

INDICE

INTRODUZIONE	7
CAPITOLO 1 POMPE DI CALORE	9
1.Pompe di calore e impianti frigoriferi	9
2.Pompe di calore.....	12
3.Classificazione delle pompe di calore	14
3.1.Pompe di calore a compressione meccanica di vapore	14
3.2.Pompe di calore ad assorbimento	16
4.Tipologie di pompe di calore	19
4.1.Pompe di calore aria - aria	19
4.2.Pompe di calore aria - acqua.....	20
4.3.Pompe di calore acqua - aria e acqua - acqua	21
4.4.Pompe di calore suolo - aria e suolo - acqua.....	23
5.Coefficient of Performance (COP), Energy Efficient Ratio (EER)	25
5.1.Coefficient Of Performance (COP)	25
5.2.Energy Efficient Ratio (EER)	27
6.Vantaggi nell'utilizzo delle pompe di calore.....	27
CAPITOLO 2 FLUIDI FRIGORIGENI.....	31
1.Introduzione ai fluidi frigoriferi	31
2.Classificazione dei fluidi frigoriferi	32
2.1.Fluidi sintetici puri.....	32
2.2.Fluidi diversi dai refrigeranti sintetici puri	33
3.I clorofluorocarburi (CFC)	34
3.1.Proprietà dei CFC.....	34
3.2.Protocollo di Montreal del 1987	35
4.Gli idroclorofluorocarburi (HCFC).....	38
5.Gli idrofluorocarburi (HFC).....	40
6.Le miscele	42
7.I fluidi frigoriferi naturali	45
7.1.L'acqua come fluido refrigerante (R 718).....	45
7.2.L'ammoniaca come fluido refrigerante (R 717)	47
7.3.Idrocarburi come refrigeranti	49
CAPITOLO 3 L'ANIDRIDE CARBONICA COME FLUIDO REFRIGERANTE (R 744)..	55
1.Introduzione e cenni storici	55
2.Caratteristiche dell'anidride carbonica	57
2.1.Proprietà termodinamiche	58

3.Ciclo frigorifero ad anidride carbonica	64
3.1.Ciclo di Lorentz	66
3.2.Riscaldamento dell'acqua nella configurazione a pompa di calore	67
3.3.Rapporto delle pressioni.....	69
3.4.Problematiche	70
3.4.1.Implicazioni per le pompe di calore	72
4.La pressione ottima di ciclo.....	73
5.Criteri di sicurezza	77
5.1.Criteri di sicurezza nel caso di dispersione del refrigerante nell'ambiente.....	77
5.2.Criteri di sicurezza riguardanti le pressioni operative.....	78
6.Applicazioni	79
6.1.Pompe di calore per uso domestico: l'acqua sanitaria	79
6.2.Sistemi per il condizionamento dell'aria	79
6.3.Refrigerazione commerciale.....	80
6.4.Essicatori d'aria	80
6.5.Condizionamento nell'automotive	81
CAPITOLO 4: COMPONENTISTICA PER LE POMPE DI CALORE A CO2	83
1.Compressori	84
1.1.Compressori alternativi a pistoni.....	84
1.1.1.Funzionamento	85
1.1.2.Problematiche.....	86
1.1.3.Classificazione	86
1.1.4.Principali compressori sul mercato.....	87
1.2.Compressori a vite	88
1.2.1.Compressori per l'aria.....	89
1.2.2.Compressori per impianti frigoriferi	90
1.3.Compressori scroll.....	91
1.4.Compressori ad eccentrico (o a palette)	93
1.4.1.Tipologia di compressori a palette.....	93
1.4.2.Compressori bistadio	94
1.5.Compressori per uso automobilistico.....	95
2.Scambiatori di calore	96
2.1.Tipologie di scambiatori per le pompe di calore	96
2.2.Scambiatori a piastre.....	96
2.2.1.Le caratteristiche delle piastre	97
2.2.2.Guarnizioni	99
2.2.3.Fattore di sporramento	101

2.3.Scambiatori a tubi coassiali e “serpentine”	102
2.4.Scambiatori a fascio tubiero	103
2.5.Batterie Alettate.....	105
3.Gas cooler ed evaporatori per le pompe di calore ad anidride carbonica	108
3.1.Gas Cooler	108
3.1.1.Tipologia di scambiatori per gas cooler	109
3.1.2.Nuovi sviluppi.....	112
4.Evaporatori	113
4.1.Caratteristiche termodinamiche generali	113
3.2.Tipologie di evaporatori	114
3.2.1.Evaporatore ad aria	114
3.2.2.Evaporatori ad acqua.....	115
5.Valvole per la laminazione	117
5.1.Tipologie di valvole di laminazione	117
5.2.Laminazione nel caso dell'R744	118
5.2.1.Valvola a retropressione costante (back pressure valve)	119
5.2.2.Valvola a retropressione costante abbinata ad una valvola termostatica e separatore di liquido	121
4.2.3.Valvola differenziale abbinata ad una valvola termostatica	123
5.2.4.Valvola termostatica.....	125
5.2.5.Tubi capillari.....	126
5.2.6.Valvole di laminazione elettroniche	129
6.Lubrificanti	132
6.1.Caratteristiche dei lubrificanti.....	132
6.2.Miscibilità e solubilità	133
6.3.Viscosità.....	134
6.4.Effetto del lubrificante sullo scambio termico	135
6.5.L'inversione di fase.....	137
6.6.Fenomeni corrosivi	138
6.7.Conclusioni.....	140
7.Elastomeri.....	142
CAPITOLO 5 ANALISI TEORICA DEL CICLO TRANSCRITICO OPERANTE CON R744 TRAMITE SOFTWARE REFPROP®	143
1.Introduzione	143
2.REFPROP	143
3.Descrizione ciclo.....	144
3.1.Il ciclo a semplice compressione	144
4.Simulazioni	149

4.1.Ipotesi di partenza	149
4.2.Determinazione della pressione ottimale di fine compressione.....	149
4.2.1.Il modello matematico per la pressione ottimale.....	154
4.3.Influenza della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler sul COP del ciclo.....	154
5.Confronto CO ₂ e R134a	159
5.1.Definizione ciclo per R134a	159
5.2.Confronto in condizioni ideali.....	162
5.3.Confronto in condizioni reali	165
5.4.Confronto fra i sistemi ad R744 e R134a per differenti condizioni di riscaldamento dell'acqua	174
5.4.1.Riscaldamento dell'acqua di +40°C	176
5.4.2.Riscaldamento dell'acqua di +30°C	177
5.4.3.Riscaldamento dell'acqua di +20°C	179
5.4.4.Riscaldamento dell'acqua di +10°C	181
5.5.Conclusioni relative al confronto analizzato	183
6.Analisi soluzioni impiantistiche alternative al ciclo per semplice compressione di vapore	185
6.1.Ipotesi di partenza	185
6.2.Sviluppo del modello matematico per lo scambiatore rigenerativo.....	186
6.3.Sviluppo modello matematico per l'espansore meccanico.....	189
6.4.Schema 1	192
6.5.Schema 2.....	193
6.6.Schema 3.....	194
6.7.Schema 4.....	195
6.8.Schema 5.....	196
6.9.Schema 6.....	197
6.10.Applicazioni reali	198
6.10.1.Analisi del COP di ciascun impianto.....	200
6.10.2.Analisi dell'EER di ciascun impianto	206
6.10.3.Conclusioni	210
ALLEGATO 1.....	211
ALLEGATO 2.....	218
CAPITOLO 6 VALUTAZIONE ECONOMICA DELLE POMPE DI CALORE OPERANTI AD ANIDRIDE CARBONICA	227
1.Introduzione.....	227
2.Il riscaldamento residenziale.....	228
2.1.I pavimenti radianti	228
2.2.I ventilconvettori	231

2.3.I radiatori	232
3.L'acqua calda sanitaria	234
4.Caldai a condensazione.....	236
5.Determinazione dei profili giornalieri della temperatura dell'aria esterna: la normativa UNI/TS 11300-4:2012	239
5.1.Generalità.....	239
5.2.Determinazione del profilo di temperatura nel giorno tipo mensile	239
5.3.Determinazione dei bin mensili.....	240
6.Valutazione economica del riscaldamento degli ambienti	251
6.1.Condizioni di contorno	251
6.2.Caso A: Pompa di calore operante ad R410a.....	252
6.3.Caso B: Pompa di calore ad anidride carbonica	255
6.4.Caso C: Caldaia a condensazione	259
6.5.Confronto economico fra le tre soluzioni.....	261
6.6.Valutazione economica in alcune città italiane.....	265
<i>Grafico 6.8-Riassunto grafico del costo delle varie soluzioni per ogni città</i>	<i>292</i>
7.Valutazione economica del riscaldamento dell'acqua sanitaria	292
7.1.Ipotesi e considerazioni di base all'analisi	292
7.2.Analisi economica $\Delta T=40^{\circ}\text{C}$	294
7.3.Analisi economica $\Delta T=20^{\circ}\text{C}$	296
6.9.Conclusioni	302
CAPITOLO 7 L'EIETTORE.....	305
1.Storia dell'eiettore	305
2.Tipologie, componenti e funzionamento.....	307
2.1.Funzionamento di base dell'eiettore	307
2.1.1.L'effetto Venturi.....	307
2.2.Tipologie di eiettori	309
2.3.Struttura e funzionamento di un eiettore.....	309
3.Cicli di riferimento per impianti ad anidride carbonica	311
3.1.Eiettore per l'utilizzo di una sorgente di energia a basso grado termico.....	312
3.1.1.Considerazioni	313
3.1.2.Settori di utilizzo.....	314
3.2.Eiettore per il recupero di energia derivante dal lavoro di espansione	314
3.2.1.Considerazioni	315
3.2.2.Settori di utilizzo.....	317
3.3.Adozione di uno scambiatore rigenerativo in accoppiamento al sistema di eiezione.....	317
3.4.Sviluppi sperimentali	318

4. Analisi prestazionale dell'eiettore	321
4.1. Parametri prestazionali fondamentali.....	321
4.2. Analisi dell'eiettore per differenti condizioni operative.....	323
4.2.1. Riscaldamento a bassa temperatura.....	330
4.2.2. Produzione acqua calda sanitaria	336
5. Variabili di interesse che influenzano le performance dell'eiettore	339
5.1. Ampiezza dell'angolo del diffusore	339
5.2. Lunghezza della sezione di miscelamento dell'eiettore.....	341
5.3. Presenza dello scambiatore rigenerativo di calore (Internal Heat Exchanger (IHX))	344
7. Conclusioni	346
CONCLUSIONI	349
BIBLIOGRAFIA	353

INTRODUZIONE

Grazie alla presa di coscienza della comunità scientifica nel campo ambientale e grazie allo sviluppo della ricerca e del mercato riguardanti le energie rinnovabili come alternativa rispetto all'utilizzo delle fonti energetiche tradizionali - come le fonti fossili -, è stata introdotta una tecnologia che permette di unire il rispetto dell'ambiente e il risparmio energetico con le esigenze nell'ambito del condizionamento degli ambienti e del riscaldamento: la pompa di calore.

Questa tecnologia si pone come alternativa ai sistemi tradizionali, basati sulla combustione di materiale fossile, per rispondere alla richiesta dell'effetto calorifero utile negli ambienti e della fornitura dell'acqua calda sanitaria.

La pompa di calore, basata su particolari cicli frigoriferi, necessita di un fluido frigorifero che subisca i cambiamenti di stato, affinché vi sia la produzione dell'effetto utile voluto. È in questo panorama tecnologico che si inserisce l'esigenza di sostituire i tradizionali fluidi frigoriferi sintetici, caratterizzati da un elevato impatto ambientale, con quelli naturali, fra i quali si evidenzia l'anidride carbonica.

Dopo un'analisi di massima relativa all'impiego delle pompe di calore sviluppata nel primo capitolo, l'elaborato si concentra sullo studio dei fluidi frigoriferi sintetici e sul loro impatto ambientale, considerando i dannosi CFC – ormai non più prodotti e commercializzati – gli HCFC e i più recenti HFC.

Il terzo capitolo si concentra, quindi, sullo studio delle proprietà termodinamiche dell'anidride carbonica e sul suo impiego nei cicli frigoriferi, evidenziando le notevoli differenze rispetto al caso di utilizzo dei fluidi frigoriferi sintetici.

Nel quarto capitolo si sono introdotte le possibili soluzioni tecnologiche che possono essere adottate per la realizzazione di una pompa di calore ad anidride carbonica, considerando ciascun elemento costituente l'impianto stesso.

I capitoli successivi sono stati sviluppati sulla base delle simulazioni svolte tramite software, che si sono concentrate sulla valutazione energetica del ciclo inverso transcritico ad anidride carbonica, testato per differenti condizioni operative, e sul confronto prestazionale delle possibili varianti impiantistiche relative alle pompe di calore operanti a CO₂.

Successivamente è stata sviluppata una valutazione economica confrontando una reale pompa di calore ad anidride carbonica con un analogo sistema operante a R410a

e con una caldaia a condensazione per differenti condizioni operative. Tale valutazione è stata considerata sia per il riscaldamento degli ambienti che per la produzione di acqua calda sanitaria.

Il capitolo conclusivo affronta, invece, l'adozione di un sistema ad eiezione per il recupero energetico sui cicli transcritici ad anidride carbonica e ne valuta l'efficienza tramite simulazione e dati sperimentali derivanti dalla letteratura scientifica.

CAPITOLO 1

POMPE DI CALORE

1. Pompe di calore e impianti frigoriferi

Nel campo della fisica tecnica vengono considerati i cicli termodinamici diretti- su cui si basano i motori a combustione, i motori a reazione o le classiche centrali termiche e termoelettriche- e i cicli inversi su cui imperniano il proprio funzionamento le macchine frigorifere e le pompe di calore.

I cicli inversi, sui quali poggiano le ultime tecnologie citate, sono molto semplici: il sistema assorbe una certa quantità di energia sottoforma di calore da una sorgente a più bassa temperatura T_2 e, mediante una spesa di lavoro esterno, ottiene il trasferimento di calore ad un serbatoio termico a più alta temperatura T_1 ; ciò concorda perfettamente con il secondo principio della termodinamica per il quale è necessario applicare una certa quantità di lavoro o di calore per permettere il trasferimento di energia.

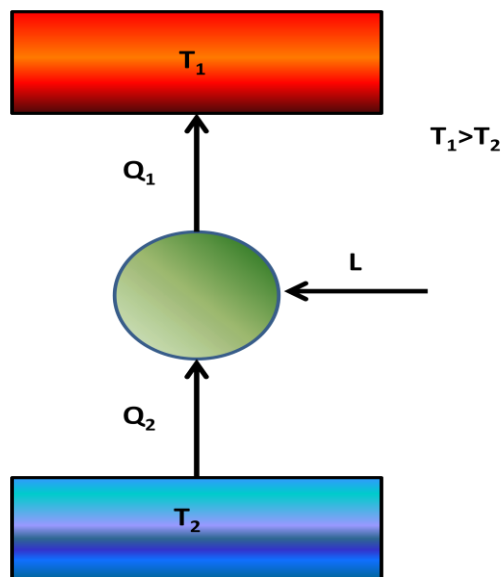


Fig. 1.1-Schema operativo di funzionamento di un ciclo inverso

Il ciclo ideale per la realizzazione di macchine generatrici che rendono disponibile un effetto utile esterno, non conseguibile spontaneamente, è il ciclo di Carnot, operante appunto fra la temperatura T_1 calda e T_2 fredda.

Le seguenti trasformazioni termodinamiche consentono al fluido frigorifero utilizzato di realizzare tale ciclo:

- **1-2:** a partire dallo stato liquido saturo nel punto 1, il fluido si espande in maniera isoentropica dalla pressione p_2 alla pressione p_1 attraversando un espansore, a cui cede il lavoro esterno (per unità di massa) dato da:

$$L_{1-2} = h_1 - h_2$$

abbassando la propria temperatura da T_2 a T_1 .

- **2-3:** il fluido frigorifero tende, quindi, ad evaporare parzialmente all'interno di uno scambiatore di calore chiamato evaporatore, assorbendo dall'esterno a pressione costante p_1 una certa quantità di calore definita da:

$$Q_1 = h_3 - h_2$$

- **3-4:** il refrigerante viene quindi aspirato dal compressore che lo porta da pressione p_1 a pressione p_2 , con una spesa di lavoro per unità di massa pari a:

$$|L_{3-4}| = h_4 - h_3$$

In tal modo anche la temperatura del fluido aumenta da T_1 a T_2 .

- **4-1:** a pressione e temperatura costanti, rispettivamente p_2 e T_2 , il fluido condensa all'interno di uno scambiatore di calore chiamato condensatore, cedendo all'esterno la quantità di calore per unità di massa pari a:

$$|Q_2| = h_4 - h_1$$

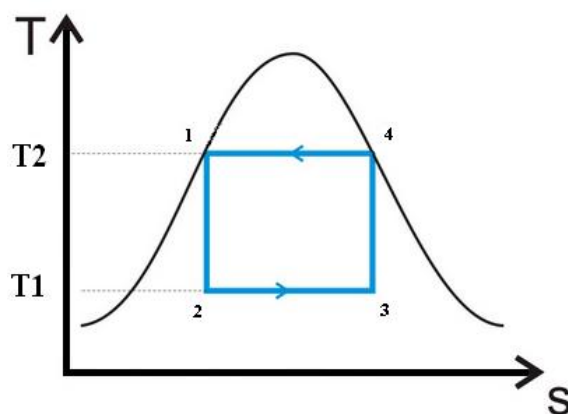


Fig.1.2-Ciclo di Carnot inverso rappresentato nel diagramma T-S

Questo ciclo ideale per i sistemi frigoriferi non può essere assunto come riferimento per gli impianti realizzabili nella pratica. Ciò è dovuto principalmente a causa del fatto che non esiste la tecnologia che possa rendere le trasformazioni del fluido isoentropiche (per ciò che concerne l'espansione con generazione di lavoro utile e la compressione), così come dall'impossibilità di operare la fase di compressione all'interno della campana di saturazione caratteristica del fluido stesso, in quanto i compressori non si adattano all'aspirazione e alla compressione di liquido.

Lo sviluppo tecnologico ha comunque potuto sviluppare macchine generatrici che possono operare in due modi:

- a) asportare con continuità calore da una sorgente a temperatura inferiore di quella dell'ambiente naturale esterno: si parla quindi di *macchine frigorifere* o di *impianti per la refrigerazione*;
- b) rendere disponibile per l'utilizzazione esterna il calore prelevato da una sorgente termica a temperatura inferiore: si parla allora di *pompe di calore*.

È comunque possibile realizzare macchine a ciclo termodinamico che agiscono contemporaneamente da refrigeratori e pompe di calore. Esse sono chiamate *termo-frigopompe*.

Dal punto di vista del principio operativo non vi sono differenze tra un impianto frigorifero ed uno a pompa di calore. La differenza fra le due tecnologie consiste solamente nell'effetto utile prodotto.

2.Pompe di calore

Con riferimento alla seconda tecnologia citata,

“per pompa di calore si intende un’installazione che, operando con continuità, preleva calore da una sorgente a temperatura più bassa e lo rende disponibile (assieme all’equivalente termico dell’energia impiegata per rendere possibile tale operazione) per un utilizzo esterno ad una temperatura mediamente superiore”¹.

Il nome di pompa di calore deriva dall’operazione di elevazione del livello termico di energia disponibile come calore ed è un’operazione utile quando l’energia termica è resa utilizzabile a temperatura superiore a quella dell’ambiente esterno. In tale contesto si parla di riscaldamento termodinamico.

Nella realtà, comunque, anche le basse temperature, che possono comunemente essere considerate termicamente inutili, possono essere usate attraverso lo sfruttamento di elementi naturali come l’aria, la terra e l’acqua, i quali contengono calore utile continuamente generato dal sole, che può essere utilizzato per rendere disponibile calore o effetto frigorifero da parte dell’impianto.

Teoricamente il calore totale erogato da una pompa di calore è pari al calore estratto dalla fonte, più la quantità di energia utilizzata per l’alimentazione. Per esempio: una pompa di calore alimentata da un motore elettrico, utilizzata per il riscaldamento di edifici, con la somministrazione di 20-40 kWh di energia elettrica riesce a produrre in media 100 kWh; pompe di calore industriali, invece, possono raggiungere prestazioni più elevate tali da riuscire a fornire la stessa quantità di calore con solo 3-10 kWh di energia elettrica. [2]

Le principali fonti di calore utilizzate in entrambe le tipologie di impianto possono essere sorgenti naturali appartenenti all’ambiente esterno come il suolo, l’aria o

¹ Alberto Cavallini, Lino Mattarolo, 1988, *Termodinamica Applicata*, Padova, Italia

l'acqua, oppure fonti di calore artificiali come flussi di calore emessi da processi industriali e non.

Le pompe di calore sono, infatti, diventate il modo più efficiente per fornire riscaldamento e raffreddamento in molte applicazioni e in molti campi, in quanto possono sfruttare le fonti di energia rinnovabile per il proprio funzionamento.

Inoltre, poiché le pompe di calore consumano una minor quantità di energia primaria rispetto ai convenzionali sistemi di riscaldamento, esse rappresentano un'importante tecnologia per la riduzione delle emissioni di gas che incidono sul riscaldamento globale come l'anidride carbonica (CO₂), l'anidride solforosa (SO₂) e gli ossidi di azoto (NO_x).

In ogni caso l'impatto ambientale delle pompe di calore elettriche dipende dal modo con cui viene prodotta l'energia elettrica: pompe di calore alimentate da elettricità derivante da impianti ad energia rinnovabile o da impianti idroelettrici riducono le emissioni in modo maggiore rispetto a quelle alimentate da energia prodotta da centrali a carbone, a petrolio o a gas.

3. Classificazione delle pompe di calore

Una prima classificazione per quanto riguarda le tipologie di pompe di calore può essere fatta in base al tipo di energia richiesta per il funzionamento:

- energia meccanica (derivante usualmente da motori elettrici) per le pompe di
- energia termica per le pompe di calore con ciclo ad assorbimento.

3.1. Pompe di calore a compressione meccanica di vapore

La maggior parte delle pompe di calore opera con il ciclo a compressione di vapore, i cui componenti principali sono: compressore, valvola di espansione e due scambiatori di calore che si riferiscono all'evaporatore e al condensatore.

I vari componenti sono connessi grazie ad un circuito chiuso, all'interno del quale scorre un liquido volatile, detto fluido operativo o refrigerante.

Il percorso che il refrigerante compie all'interno del circuito è il seguente:

- nell'evaporatore la temperatura del fluido operativo è mantenuta inferiore rispetto a quella della sorgente di calore, in modo che la differenza di temperatura possa creare lo scambio termico necessario affinché il fluido liquido possa evaporare;
- all'interno di un compressore, quindi, il fluido sottoforma di vapore viene aspirato e compresso ad una pressione e una temperatura più elevate;
- il fluido passa all'interno dello scambiatore di calore costituente il condensatore, dove si raffredda, cede calore utile e condensa;
- infine, il fluido liquido in uscita dal condensatore viene espanso da parte di una valvola di laminazione che ne abbassa la pressione terminando il ciclo.

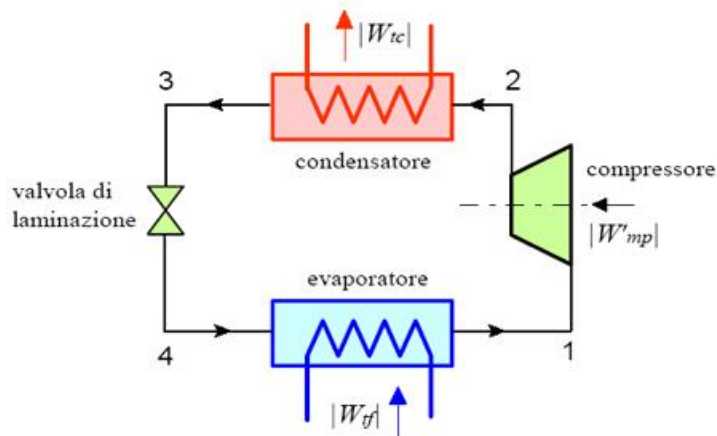


Fig.1.3-Schema impiantistico di una pompa di calore a compressione di vapore

Il compressore è solitamente azionato da un motorino elettrico o da un motore a combustione che, operando in modo differente, permettono altresì differenti vantaggi.

- Il motore elettrico consente il funzionamento del compressore con perdite di trasformazione minime, poiché l'efficienza di conversione dell'energia elettrica fornita dalla rete in energia meccanica sviluppata dalla rotazione dell'albero dello stesso compressore è sempre superiore al 90%.
Ne deriva, quindi, che con l'utilizzo di un motore elettrico l'impianto a pompa di calore è caratterizzato da un'efficienza energetica maggiore.

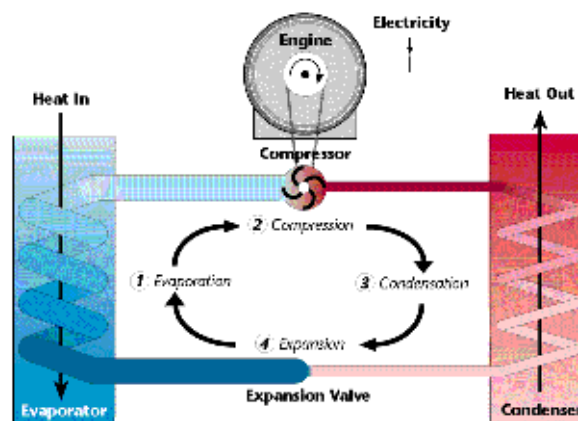


Fig.1.4-Schema impiantistico pompa di calore a compressione con motore elettrico

- Il funzionamento di un impianto con un motore a combustione interna, invece, permette di sfruttare il calore dei gas di scarico in aggiunta a quello generato a livello del condensatore.

In tal caso, però, l'efficienza energetica legata alla conversione dell'energia termica, sviluppata dal motore a combustione, in energia meccanica atta a garantire la rotazione dell'albero del compressore risulta molto inferiore rispetto a quella caratteristica di un motore elettrico.

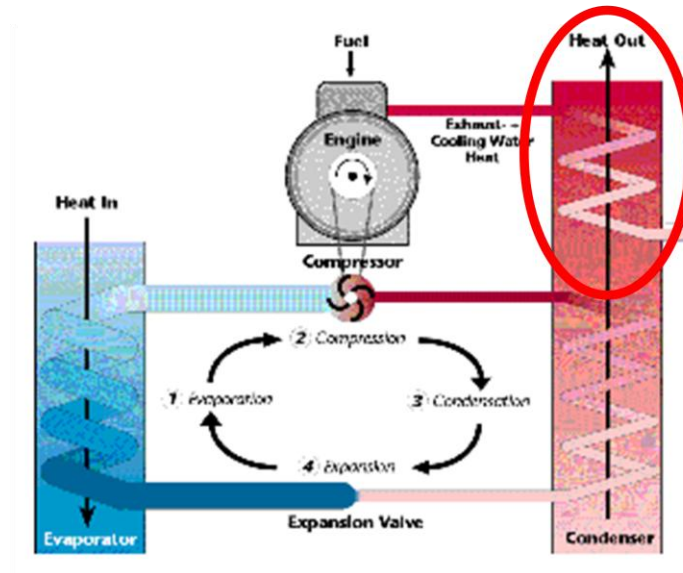


Fig.1.5-Schema impiantistico pompa di calore a compressione operante con motore a combustione

Sono, inoltre, presenti in alcune realtà industriali pompe di calore che eseguono il ciclo inverso con un fluido operativo derivante dal processo industriale stesso. Esse funzionano in ciclo aperto attraverso la ricompressione meccanica del vapore (Mechanical Vapour Recompression, MVR).

3.2.Pompe di calore ad assorbimento

Le pompe di calore ad assorbimento basano il proprio funzionamento sulla disponibilità di energia termica e non sullo sfruttamento dell'energia meccanica.

I sistemi ad assorbimento utilizzano la capacità di liquidi e sali di assorbire il vapore del fluido operativo che opera fra la zona di alta e la zona di bassa pressione. Le sostanze maggiormente utilizzate in tali impianti sono:

- acqua (fluido operativo) e bromuro di litio (assorbente);
- ammoniacca (fluido operativo) e acqua (assorbente);

Nei sistemi ad assorbimento la compressione del fluido è raggiunta termicamente in un impianto composto da:

- pompa per il pompaggio della soluzione;
- condensatore in cui avviene la condensazione del vapore del fluido operativo;
- evaporatore in cui avviene l'evaporazione del fluido operativo;
- generatore che permette di ottenere una soluzione assorbente più densa;
- assorbitore in cui il calore è assorbito dalla soluzione a bassa pressione;
- valvola ad espansione per operare l'espansione del fluido operativo dalla zona di alta pressione a quella di bassa pressione.

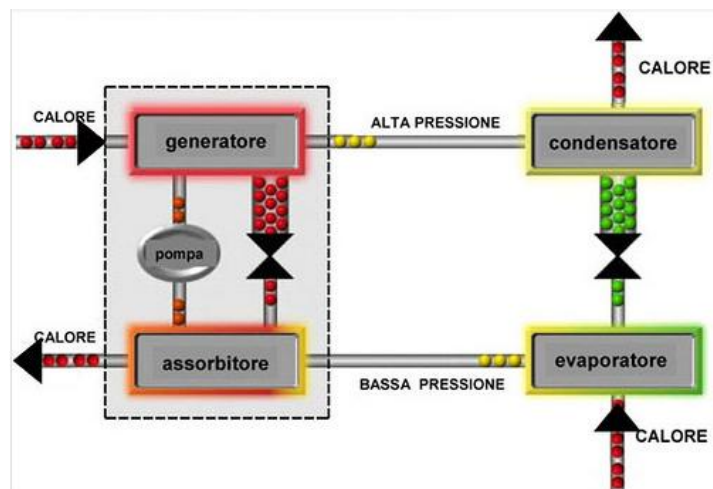


Fig. 1.6-Schema impiantistico di una pompa di calore ad assorbimento

La pompa di calore ad assorbimento opera nel modo di seguito descritto.

Il vapore a bassa pressione presente nell'evaporatore è condotto all'interno dell'assorbitore, all'interno del quale viene assimilato da parte di una soluzione assorbente. Questo processo esotermico genera il calore di assorbimento che aumenta di conseguenza la temperatura del liquido.

Poiché assorbendo vapore la soluzione tende a perdere la propria capacità di assorbimento, essa viene condotta al generatore all'interno del quale il fluido operativo vaporizza e si separa dalla soluzione assorbente. Questo processo è reso possibile grazie alla somministrazione di calore che viene prelevato dall'esterno ad alta temperatura. In questo modo la soluzione si rigenera tornando alla concentrazione desiderata di partenza.

Il vapore, quindi, passa in fase liquida all'interno del condensatore tramite la cessione di calore all'esterno, mentre la sostanza assorbente ritorna all'assorbitore attraverso la valvola ad espansione.

Successivamente il fluido operativo torna all'evaporatore ad una pressione inferiore attraverso la valvola di laminazione.

A livello industriale è possibile sfruttare un particolare tipo di pompa di calore ad assorbimento, chiamata trasformatore di calore. Tale soluzione impiantistica è in grado di rendere disponibile energia termica in quantità inferiore a quella ricevuta, ma a temperatura più elevata.

La frazione di energia mancata è quella ceduta a temperatura più bassa.

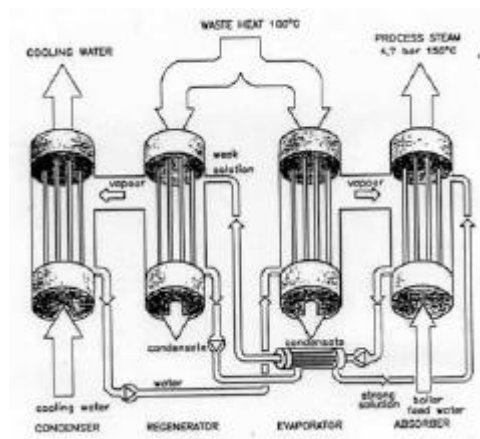


Fig. 1.7-Schema impiantistico di un trasformatore di calore

4. Tipologie di pompe di calore

Nel mercato sono presenti 4 tipologie di pompe di calore, che si differenziano tra loro e che derivano dalla combinazione dei due fluidi che scambiano calore con il refrigerante: aria o acqua.

A seconda del tipo di sorgente esterna (primo termine) e interna dell'edificio (secondo termine), ovvero sorgente calda e fredda a cui acquisiscono e cedono calore, si determinano quattro tipologie di pompa di calore:

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

La pompa di calore consente il condizionamento dell'aria all'interno degli edifici riscaldandola o raffreddandola direttamente oppure in modo indiretto, attraverso l'utilizzo di un fluido intermedio - normalmente acqua- che trasporta il calore ai vari ambienti, dove viene ceduto all'aria da parte di scambiatori di calore dedicati.

Sul lato esterno il sistema può scambiare direttamente calore con l'aria, prelevandone la quantità necessaria per il funzionamento invernale e dissipandolo durante quello estivo. Il processo può avvenire con l'utilizzo di un fluido intermedio (acqua o acqua glicolata), che consente di scambiare calore con la sorgente esterna, la quale può essere costituita da acqua superficiale o di falda, terreno o rocce (geotermia a bassa entalpia).

Nel caso di pompe di calore acqua - acqua lo scambio si può ottenere con l'inversione del ciclo frigorifero o con quella del sistema idronico.

4.1. Pompe di calore aria - aria

Le pompe di calore aria - aria utilizzano come sorgente di calore l'aria esterna o, dove possibile, l'aria aspirata dai locali per essere evacuata.

Tali sistemi, detti monoblocco o split, operano l'effetto utile sull'aria interna degli ambienti da climatizzare attraverso la cessione o il prelievo di calore dall'aria esterna.

Il refrigerante che consente tale processo trasporta il calore tramite la rete di canalizzazioni ai diffusori, che consentono di scambiare calore con l'aria interna degli ambienti.

Nel funzionamento invernale il calore è acquisito dall'aria esterna e ceduto a quella interna; il funzionamento estivo è basato sull'effetto opposto.

Le unità interne di questi impianti possono essere anche di tipo canalizzabile, per cui il calore è trasportato con canali d'aria che possono raggiungere ogni ambiente interno.

Anche l'unità esterna può essere canalizzata, consentendo il prelievo di aria esterna con la quale è possibile lo scambio di calore. Ciò consente di sfruttare il vantaggio di poter collocare tale unità all'interno dell'edificio in un locale tecnico.

Fanno parte di questa tipologia di pompe di calore anche i cosiddetti roof - top, macchine da esterno con canali di mandata e ripresa dell'aria interna trattata, le cui taglie di capacità superiore vengono normalmente utilizzate per climatizzare grandi spazi commerciali fiere.

4.2. Pompe di calore aria - acqua

A tale tipologia di pompe di calore appartengono i sistemi idronici che sfruttano l'aria come sorgente esterna. Essi riscaldano o raffreddano acqua contenuta in un circuito che trasporta calore nei terminali posti nelle varie zone da climatizzare. Per tali tipologie di impianto vengono solitamente utilizzati fan coils e pannelli radianti, poiché possono sfruttare ottimamente le basse temperature tipiche delle pompe di calore.

Un ulteriore dispositivo diffusore utilizzato con le pompe di calore aria - acqua è l'unità trattamento aria. Essa è posta in un locale termico o anche all'esterno come avviene per i roof - top e come questi è dotata di canali che trasportano l'aria trattata nelle zone da climatizzare. Queste unità hanno anche la possibilità di depurare e deumidificare o umidificare l'aria fino al valore desiderato oltre a riscaldarla e a raffreddarla.

Le pompe di calore che sfruttano l'aria come sorgente trovano le condizioni più favorevoli per il loro impiego nelle zone a clima moderato tipiche di quasi tutte le regioni italiane.

Un altro grande vantaggio di questa tipologia è che, a differenza di quelle con sorgente geotermica, non sono richiesti costi di investimento elevati per raggiungere la sorgente esterna fornita dall'aria.

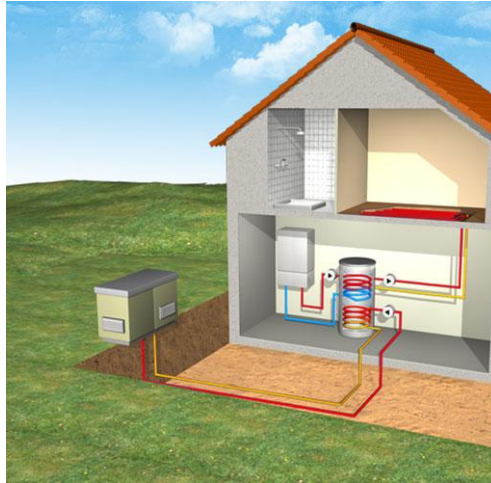


Fig. 1.8-Esempio di pompa di calore aria- acqua

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

Le pompe di calore possono sfruttare l'acqua come sorgente di calore esterno a bassa entalpia, con la quale operare lo scambio termico sul lato esterno.

In tal caso le soluzioni impiantistiche sono differenti rispetto alle pompe di calore aria - aria o aria - acqua, poiché, nonostante il principio operativo sia lo stesso, vi sono problematiche diverse a seconda che l'acqua sfruttata sia superficiale (mare, lago, fiume, canale) o di falda.

I costi di investimento sono, inoltre, superiori rispetto alla soluzione ad aria, in quanto è fondamentale tener conto dell'intera componentistica necessaria per la realizzazione dell'impianto che tratta acqua, ovvero: pompe per la circolazione dell'acqua, valvolame, realizzazione di un pozzo artesiano, sistema di smaltimento dell'acqua esausta, disponibilità del terreno su cui operare i lavori di interrimento delle serpentine dei tubi per lo scambio di calore.

- Acque superficiali

Le pompe di calore che sfruttano le acque superficiali come fonte termica sono più semplici da realizzare rispetto a quelle che sfruttano acqua di falda, pur richiedendo un sistema di decontaminazione e filtraggio che eviti di introdurre

acque malsane e ricche di detriti che possono compromettere il funzionamento della macchina fino a danneggiarla.

Si deve tenere conto, inoltre, che le acque superficiali, risentendo molto dei cambiamenti del clima esterno, sono caratterizzate dal fatto che la loro temperatura varia nel corso dell'anno. Tuttavia anche durante il periodo invernale grazie al fatto che la temperatura dell'acqua rimane sempre superiore rispetto a quella dell'aria (che può scendere di molto al di sotto dello 0°C) l'efficienza stagionale delle pompe di calore per le acque superficiali è superiore a quella delle pompe di calore ad aria.

Nel caso di acque di mare si è in presenza di temperature medie annue più elevate, il che comporta efficienze superiori per il funzionamento delle pompe stesse. Lo svantaggio è dato dal fatto che lo scambiatore di calore e il circuito necessari sono maggiormente costosi, poiché devono essere realizzati con materiali resistenti all'elevata concentrazione di sale nell'acqua.

- Acque di falda

L'utilizzo di tali acque ha il vantaggio di sfruttare un serbatoio termico a temperatura costante e sufficientemente elevata.

In tal caso l'efficienza delle pompe di calore, in relazione alla temperatura della sorgente fredda, rimane pressoché costante durante l'anno, arrivando a raggiungere alti rendimenti.

Le problematiche che si riscontrano per queste soluzioni impiantistiche consistono nel fatto che non sono sempre disponibili falde acquifere da cui attingere il calore necessario alla pompa di calore. Inoltre, se disponibili, non sempre possono essere sfruttate a causa del divieto imposto dalla legge.

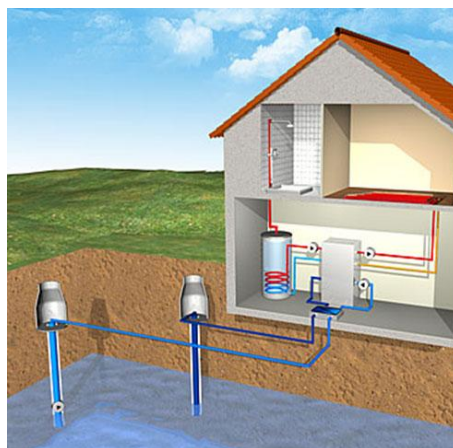


Fig.1.9-Esempio di pompa di calore acqua- acqua con acqua di falda

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

Vi è un'ulteriore tipologia impiantistica che negli ultimi anni sta avendo un forte sviluppo e un forte riscontro sul mercato, ovvero la pompa di calore a suolo.

Tale impianto sfrutta come fonte di calore a bassa entalpia il calore geotermico del suolo o delle rocce, attraverso l'utilizzo di collettori di scambio termico orizzontali o verticali che vengono immersi nel terreno. Il circuito che ne deriva è riempito di acqua glicolata (acqua e glicole etilenico) in modo da evitare un'eventuale rottura delle tubazioni a causa del loro congelamento durante la stagione invernale.

Il costo dei collettori e della loro posa nel terreno è superiore a quello dei sistemi che sfruttano l'acqua come sorgente termica esterna, ma questa soluzione è una valida alternativa nel momento in cui non è possibile utilizzare le pompe di calore acqua-acqua o aria-acqua.

- Collettori orizzontali (sub - superficiali)

I collettori orizzontali sono serpentine interrato orizzontalmente a profondità non eccessiva, all'interno delle quali viene operata una circolazione forzata di acqua glicolata.

Essi scambiano calore con il terreno circostante, perciò con una profondità di posa maggiore si ottiene una minor influenza della variazione di temperatura dovuta all'aria esterna. Il costo dello scavo però aumenta.

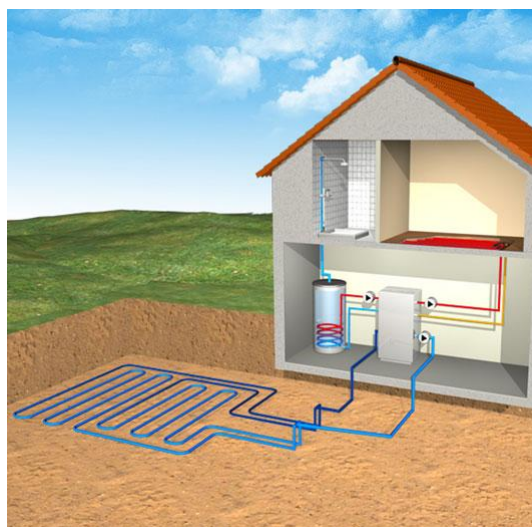


Fig.1.10-Esempio di pompa di calore a suolo con collettori orizzontali

- Collettori verticali (in pozzo)

A differenza di quelli orizzontali, i collettori verticali necessitano di un pozzo profondo o più pozzi meno profondi, nei quali vengono inserite le tubazioni, che sono riempite d'acqua glicolata e che scambiano calore con gli strati profondi del terreno.

Tale soluzione è caratterizzata da costi non indifferenti, ma anche dal vantaggio che con una maggior profondità la temperatura aumenta e vi è una minore influenza con le variazioni climatiche.

Inoltre, con particolari terminali vi è la possibilità di operare una climatizzazione estiva gratuita.



Fig. 1.11-Esempio di pompa di calore a suolo con collettori verticali

5.Coefficient of Performance (COP), Energy Efficient Ratio (EER)

5.1.Coefficient Of Performance (COP)

Si considerino le pompe di calore a compressione meccanica: esse operano con cicli termodinamici bitermici, con il calore positivo di ciclo prelevato dall'ambiente esterno a temperatura T_a e il calore negativo di ciclo ceduto al sistema da riscaldare a temperatura T_1 .

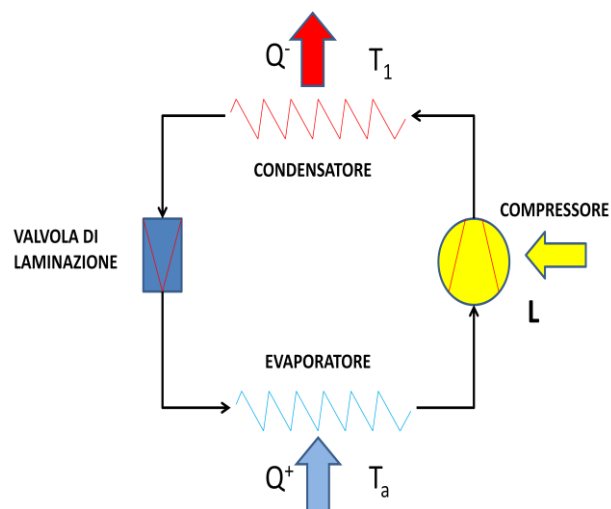


Fig.1.12-Schema rappresentativo del funzionamento di una pompa di calore

In termini energetici le prestazioni di una pompa di calore si valutano per mezzo del valore del coefficiente di effetto utile o COP (Coefficient Of Performance). Esso è definito in generale come:

$$COP = \frac{\text{Effetto energetico utile}}{\text{Energia necessaria per ottenerlo}}$$

Nel caso di pompe di calore elettriche a compressione, il COP identifica il rapporto fra il calore fornito dalla pompa di calore stessa [kW] e il lavoro fornito dal compressore grazie alla potenza elettrica che esso assorbe [kW].

Nel caso in esame, e in termini di potenza, risulta essere:

$$COP = \frac{|Q^-|}{|L|} = \frac{|Q^-|}{|Q^-| - Q^+}$$

con:

- Q^- = flusso termico scambiato nello scambiatore caldo
- Q^+ = flusso termico scambiato nello scambiatore freddo
- L = potenza di compressione spesa

Per una pompa di calore ideale reversibile, e, quindi, per un fluido operatore di ciclo che evolve secondo un ciclo di Carnot inverso esattamente tra le temperature T_a e T_1 della sorgente e del serbatoio termico esterno, il COP risulta essere:

$$COP = \frac{T_1}{T_1 - T_a} = \frac{1}{1 - \frac{T_a}{T_1}}$$

Il risultato che ne consegue rappresenta il valore limite massimo a cui si può tendere per quanto riguarda il coefficiente di effetto utile di una installazione reale. Nella realtà per le condizioni operative tipiche delle pompe di calore è molto difficoltoso raggiungere la metà di tale valore.

Comunque, a seconda del tipo di impianto e delle condizioni di funzionamento il valore del COP si attesta mediamente attorno a 3.

Tale valore va considerato, però, come riferimento, poiché esso è tanto maggiore quanto più :

- è bassa la temperatura a cui il calore viene ceduto dalla macchina per fornire effetto utile;
- è alta la temperatura della sorgente da cui lo stesso calore viene assorbito (tale temperatura è uno dei parametri fondamentali da cui dipende la potenza termica resa dalla pompa di calore).

L'importanza di questo coefficiente sta nel fatto che permette di identificare la misura quantitativa del salto di temperatura che il sistema produce, ovvero la differenza tra la temperatura della sorgente di calore e la temperatura di uscita del calore dal dispositivo stesso.

5.2. Energy Efficient Ratio (EER)

Allo stesso modo, se una pompa di calore è utilizzata per ottenere l'effetto frigorifero, non si considera il COP, ma l'*Indice di Efficienza Energetica*, ovvero *Energy Efficient Ratio* (EER): esso è un parametro che indica l'efficienza elettrica di un dispositivo per la produzione dell'effetto frigorifero.

La sua formulazione è analoga al COP con l'unica differenza che l'EER pone l'attenzione sul calore asportato dalla sorgente fredda. È perciò calcolato come:

$$EER = \frac{|Q^+|}{|L|}$$

con:

- Q_a = calore prelevato dalla sorgente a bassa temperatura
- L = lavoro impiegato per effettuare la fornitura di calore

Come per il COP anche l'EER dipende in maniera importante dalla differenza di temperatura tra l'ambiente da riscaldare e la sorgente di calore: quanto più tale differenza è ridotta, tanto più il valore dell'EER è elevato.

6. Vantaggi nell'utilizzo delle pompe di calore

Le pompe di calore sono una valida alternativa agli impianti di condizionamento e riscaldamento tradizionali a combustione, grazie al risparmio operato in termini di energia primaria e alla conseguente riduzione delle emissioni nocive.

Si considerano di seguito i vantaggi derivanti dall'adozione di una pompa di calore.

- Elevata economicità data dalla riduzione dei costi di riscaldamento degli ambienti che può raggiungere il 50%.
- I costi energetici di esercizio di una pompa di calore sono molto bassi. Le moderne pompe di calore possono climatizzare gli ambienti e produrre acqua calda sanitaria in un modo molto efficiente a costi molto contenuti.
- Risparmi di energia dal 40% al 60% per ciò che concerne il riscaldamento invernale rispetto ai sistemi tradizionali a combustibile fossile, con conseguente riduzione delle emissioni nocive (come per esempio ossidi di azoto (NO_x), anidride solforosa (SO_2) e gas serra (anidride carbonica (CO_2)).

Infatti, poiché le pompe di calore consumano una quantità di energia primaria inferiore a quella dei tradizionali sistemi di riscaldamento, le emissioni dei gas che danneggiano l'ambiente e che sono causa dell'inquinamento atmosferico e dell'effetto serra vengono ridotte enormemente.

Anche la migliore efficienza di tali impianti rispetto alle soluzioni per il riscaldamento e il condizionamento tradizionale a combustione permette un notevole risparmio. Un recente studio ha concluso che in Italia, sostituendo tutti gli impianti di combustione con le pompe di calore, i consumi per la climatizzazione crollerebbero immediatamente, con un risparmio di 17 Mtep all'anno, che, tradotto ai prezzi attuali di petrolio e gas, equivarrebbe ad una riduzione della spesa di 13 miliardi di euro e una riduzione delle emissioni pari a 39 milioni di tonnellate di CO₂.

Considerando che gli obiettivi dell'Italia relativi al risparmio energetico per il 2020 corrispondono ad una contrazione dei consumi di 40 Mtep, è facile capire quale può essere il potenziale delle pompe di calore.²

- Possibilità di utilizzare un unico impianto ed un unico servizio di climatizzazione invernale, estiva e di produzione di acqua calda sanitaria esteso per tutto l'anno e per l'intero edificio in cui essa opera.

Viene perciò eliminata la doppia gestione dell'impianto aeraulico e di quello idronico.

- Impiego del 75% di energie rinnovabili qualunque sia la sorgente utilizzata: aria, acqua o suolo.

La pompa di calore, infatti, permette il riscaldamento dell'acqua calda sanitaria e dell'aria degli ambienti grazie al fatto che utilizza energia termica a bassa temperatura prelevata direttamente dalla sorgente termica naturale esterna che viene trasferita alla sorgente ad alta temperatura. Questo processo è reso possibile impiegando non oltre il 20-25% di energia elettrica ed utilizzando fino al 75% di energia prelevata dall'ambiente esterno.

Spingendosi oltre, è possibile che la produzione di elettricità avvenga attraverso l'utilizzo delle tecnologie che sfruttano le energie rinnovabili (pannelli fotovoltaici, pale eoliche, ecc.): in tal modo si opera con un impatto ambientale praticamente nullo.

In teoria, quindi, 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.

² Questi studi sono stati realizzati dal Co.Aer Gruppo Italiano Pompe di Calore

Ciò permette inoltre di ottenere l'indipendenza totale da gas e petrolio.

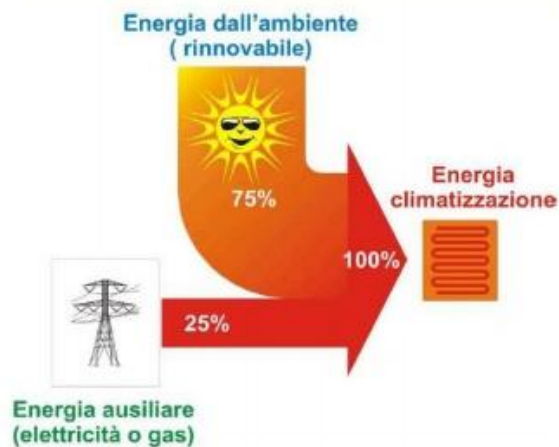


Fig.1.13-Rappresentazione degli apporti di energia di una pompa di calore

- Si integra facilmente con le altre tecnologie tradizionali e rinnovabili.
- È una tecnologia adatta al retrofit ed è ideale per i nuovi impianti sia residenziali che per gli ambienti pubblici e industriali, dove la convenienza aumenta maggiormente grazie agli alti valori di COP.
- Vi è la possibilità di ricevere incentivi statali per l'acquisto di una pompa di calore. In Germania, per esempio, lo stato federale, i Lander e i comuni offrono vari programmi di incentivi con interessanti contributi per l'acquisto di una pompa di calore.

7.Limiti delle pompe di calore

I limiti caratteristici delle pompe di calore a condensazione ad aria o ad acqua derivano dal fatto che esse sono fortemente condizionate dalla temperatura della sorgente calda e fredda.

Le rese inserite nei dati di targa della macchina sono, infatti, riferite a condizioni operative standard che non considerano variazioni di temperatura.

Il principale limite delle pompe di calore sta nel fatto che la temperatura dell'acqua calda prodotta con le tecnologie attuali è piuttosto bassa e il loro utilizzo per il riscaldamento degli ambienti è limitato. Inoltre, al crescere della temperatura a cui si vuole fornire l'acqua corrisponde un significativo calo della resa dell'impianto.

L'uso delle pompe di calore per trattare il riscaldamento dell'acqua sanitaria è ulteriormente critico, in quanto la bassa temperatura è sgradita all'utente e non permette il trattamento igienico necessario per tutelarsi dal rischio di legionella. È necessario adottare, quindi, un sistema aggiuntivo che consenta la soppressione di tali batteri portando la temperatura dell'acqua a valori elevati (circa 70°C), determinando quindi un COP della pompa di calore molto basso.

La resa di una pompa di calore, inoltre, è condizionata dalla temperatura della sorgente fredda da cui si preleva il calore necessario: con la diminuzione di tale temperatura la resa del sistema diminuisce, poiché aumenta il lavoro di compressione per portare il fluido operativo alla temperatura fissata.

Per aumentare il rendimento energetico del sistema occorre utilizzare l'acqua alla temperatura più bassa possibile e sfruttare la sorgente fredda alla temperatura più calda possibile. Ciò è determinato dal ciclo di Carnot a cui si riferiscono come detto, anche le pompe di calore: con una differenza di temperatura minore, infatti, si ottiene un COP elevato dal momento che il lavoro di compressione diminuisce e l'effetto utile aumenta (o rimane comunque costante).

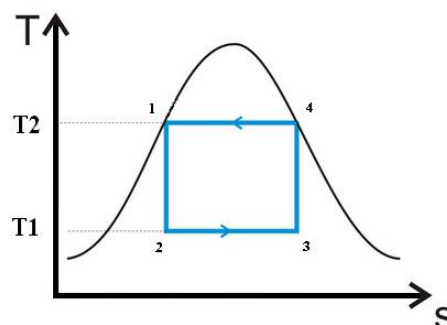


Fig. 1.14-Ciclo di Carnot inverso rappresentato nel diagramma T-S

CAPITOLO 2

FLUIDI FRIGORIGENI

1.Introduzione ai fluidi frigorigeni

Per fluidi frigorigeni si intendono quelle sostanze che sono fatte circolare all'interno di un impianto frigorifero e i cui cambiamenti di stato sono all'origine della produzione del freddo.

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

Tutti questi composti avevano, tuttavia, lo svantaggio di essere tossici, oltre che altamente infiammabili. Per risolvere tale problematica, all'inizio degli anni '30 furono sviluppati e introdotti dall'industria chimica i cosiddetti fluidi alogenati, o clorofluorocarburi, adoperati fino a pochi anni fa nella maggioranza degli impianti di climatizzazione civile ed industriale, pur rimanendo l'ammoniaca sostanza ancora diffusamente impiegata in campo industriale.

Il problema dell'impatto ambientale emerso negli anni '80 e '90, legato ad aspetti quali l'aggressività dei fluidi sintetici nei confronti dell'ozono stratosferico e il loro contributo all'effetto serra, ha concorso al progressivo abbandono dei tradizionali clorofluorocarburi.

Per tale motivo vi è stato il conseguente sviluppo di una nuova generazione di composti con migliore compatibilità ecologica e una diversa progettazione degli impianti frigoriferi.

I fluidi frigorigeni devono avere particolari proprietà termodinamiche, fisiche e chimiche, tali che il loro utilizzo possa essere conveniente negli impianti di refrigerazione e condizionamento.

Per determinare la bontà nell'utilizzo di un dato fluido frigorigeno si considerano, perciò, le parole scritte dai docenti Alberto Cavallini e Lino Mattarolo dell'Università di Padova, che spiegano in modo sintetico ed esaustivo quali dovrebbero essere le caratteristiche di un fluido frigorigeno ideale:

“Un buon fluido frigorifero deve presentare nel suo campo di impiego una curva caratteristica pressione-temperatura (in condizioni di saturazione) tale da non dar luogo a pressioni di condensazione troppo elevate e pressioni di evaporazione troppo basse. Alla temperatura di evaporazione il calore di cambiamento di fase deve essere elevato ed il volume specifico del vapore saturo secco deve essere basso, in modo che sia bassa la portata volumetrica a parità di potenza frigorifera.

Inoltre il fluido frigorifero, e ciò per evidenti motivi di sicurezza, non deve essere tossico e non deve formare con l'aria miscele esplosive; dovrebbe inoltre essere inerte rispetto ai più comuni materiali impiegabili nei circuiti frigoriferi.”³

2. Classificazione dei fluidi frigoriferi

Esiste una classificazione derivante dalla normativa ASHRAE che ordina e distingue i vari fluidi frigoriferi in modo univoco.

2.1. Fluidi sintetici puri

I fluidi sintetici puri sono comunemente indicati con una sigla, costituita dalla lettera R, che sta a significare *refrigerant*, ovvero fluido frigorifero o refrigerante, seguita da un numero a due o tre cifre in funzione della composizione chimica della molecola.

La sigla con cui è possibile riconoscere ciascun refrigerante è del tipo:

R - I - II - III - IV - V - VI

Con:

- Classe I: si pone una C nel caso in cui si abbiano derivati ciclici; altrimenti 0 che viene omissa;
- Classe II: si inserisce il numero di legami doppi meno uno; se uguale a 0 si omette;
- Classe III: si inserisce il numero di atomi di carbonio meno uno;
- Classe IV: si inserisce il numero degli atomi di idrogeno più uno;
- Classe V: si inserisce il numero di atomi di fluoro;
- Classe VI: vanno inserite una o più lettere dell'alfabeto minuscole o una lettera maiuscola a seconda della struttura della molecola del refrigerante. Questo perché è possibile ottenere fluidi frigoriferi con la stessa composizione

³ Alberto Cavallini, Lino Mattarolo, 1988, *Termodinamica Applicata*, Padova, Italia, pp.413-414

chimica, ma con differente struttura molecolare, per cui è necessario distinguerli (per esempio R134a, R123b, R225eb)

Normalmente si pone una *a* per denotare un isomero posizionale asimmetrico.

- Esempio

Il fluido refrigerante R 22 è il clorodifluorometano, la cui composizione chimica è: CHClF_2 .

Risulta quindi essere:

- $2 = 2$ atomi di fluoro;
- $2 - 1 = 1$ atomo di idrogeno;
- $0 + 1 = 1$ atomo di carbonio;
- $4 - 3 = 1$ atomo di cloro.

Con l'introduzione dei nuovi fluidi frigorigeni per i refrigeranti sintetici si è diffuso l'impiego dei simboli CFC, HCFC, HFC al posto della lettera R: ciò permette di distinguere i fluidi completamente alogenati (CFC) da quelli parzialmente alogenati (HCFC) o privi di atomo di cloro (HFC).

Dal punto di vista chimico, infatti, i fluidi sintetici appartengono alla famiglia dei composti alogeno-derivati, ovvero derivati dagli idrocarburi più semplici quali metano (CH_4) ed etano (C_2H_6), tramite sostituzione parziale o totale degli atomi di idrogeno con atomi di alogeni come fluoro e cloro.

2.2.Fluidi diversi dai refrigeranti sintetici puri

Per i fluidi differenti dai refrigeranti sintetici puri viene utilizzato lo stesso metodo di denominazione, ma essi vengono suddivisi in base alla famiglia di appartenenza secondo un numero di serie:

- Serie 200 per i propani;
- Serie 400 per le miscele zeotropiche;
- Serie 500 per le miscele azeotropiche;
- Serie 600 per i composti organici;
- Serie 700 per composti inorganici.

3.1 clorofluorocarburi (CFC)

I clorofluorocarburi sono considerati fluidi frigoriferi del passato, poiché dopo la scoperta della loro diretta partecipazione alla distruzione dell'ozono stratosferico sono stati banditi e dismessi dall'uso dal protocollo di Montreal del 1987.

Essi sono composti organici semplici, costituiti da tre elementi chimici principali: il cloro, il fluoro e il carbonio. Da qui la loro denominazione e la loro abbreviazione in CFC.

Questi fluidi furono inventati negli anni '30 dall'americano Thomas Midgley e, grazie alle loro caratteristiche che ne facevano dei formidabili fluidi frigoriferi, soppiantarono rapidamente tutti i fluidi naturali, che fino a quel momento rappresentavano l'unica soluzione negli impianti di refrigerazione.

I CFC sono fluidi sintetici che non si trovano in natura, ma sono prodotti chimicamente in laboratorio. Essi derivano da idrocarburi quali metano (CH_4) ed etano (C_2H_6) per sostituzione di tutti gli atomi di idrogeno (H) con atomi di cloro (Cl) e fluoro (F). Tali composti, oltre al loro utilizzo sotto forma di fluidi frigoriferi, furono utilizzati per molti anni in altri campi: propellenti nelle bombolette spray, agenti schiumogeni nella produzione di imballaggi, detergenti per l'industria elettronica, prodotti chimici per l'estinzione di incendi, agenti sgrassanti ed espandenti negli imballaggi di polistirolo e nei materiali isolanti.

3.1. Proprietà dei CFC

I clorofluorocarburi sono fluidi con caratteristiche particolari che ne fanno ottimi refrigeranti:

- sono fluidi molto stabili chimicamente, poiché mantengono inalterate le loro proprietà nelle più svariate condizioni fisiche;
- sono inodori e non sono tossici per l'uomo;
- non sono infiammabili;
- garantiscono un buon rendimento della macchina frigorifera in rapporto al quantitativo di impiego;
- possiedono in generale un basso punto di ebollizione alla pressione atmosferica;

- non pongono impieghi particolari di utilizzo, come la solubilità con gli oli minerali lubrificanti del compressore o la compatibilità con i materiali elettrici isolanti del motore;
- erano fluidi prodotti a costi contenuti.

Per tutte queste ragioni fin dalla loro scoperta i clorofluorocarburi sono stati utilizzati in tutti i campi della refrigerazione.

3.2. Protocollo di Montreal del 1987

Negli anni '80, tuttavia, dopo gli studi effettuati in Antartide da alcuni scienziati poi premi Nobel, è emerso che a causa della combinazione tra fluoro e cloro, la composizione dei CFC è talmente stabile da rimanere invariata anche per decine di anni una volta emessi in atmosfera. Durante questo lungo periodo di tempo i fluidi, sottoforma di gas, possono rimanere nella troposfera a bassa quota senza che si presenti alcuna reazione chimica o pericolo per l'uomo. Alcune quantità significative, tuttavia, possono raggiungere gli strati più elevati dell'atmosfera terrestre, dove la radiazione ultravioletta emessa dal sole è in grado di distruggere i legami molecolari di tali composti grazie all'elevata energia in essa contenuta. Una volta scissi questi legami, il cloro e il fluoro diventano altamente reattivi e conseguentemente si legano alle molecole di ozono, andando a ridurre lo strato protettivo terrestre da esso costituito.

Ciò ha creato il fenomeno del buco dell'ozono e, quindi, l'incapacità da parte dell'atmosfera terrestre di assorbire i raggi ultravioletti emessi dalle radiazioni solari, che sono altamente pericolosi per la salute dell'uomo e sono direttamente responsabili dello scioglimento dei ghiacci ai poli e dell'aumento della temperatura globale dell'atmosfera.

Inoltre, la stabilità chimica degli CFC e il loro accumulo nella stratosfera terrestre accentua in modo importante anche il fenomeno dell'effetto serra.

Per questi motivi più di 30 nazioni, tra cui gli Stati Uniti, il Giappone e l'allora Comunità Economica Europea, ratificarono il protocollo di Montreal nel 1987, per il quale è stato previsto un piano per la progressiva eliminazione di tali refrigeranti.

Essi, infatti, non sono più in produzione dal 1996 e sono previste procedure per la loro sostituzione nei vecchi impianti con fluidi di nuova generazione. Rimane tuttavia il problema legato alle differenti proprietà termodinamiche e alla compatibilità tra il nuovo fluido e gli organi che compongono l'impianto frigorifero. [7]

L'R11, o monofluorotriclorometano (CFCl_3), è stato il clorofluorocarburo principalmente utilizzato in tutti i campi d'impiego.

Le sue caratteristiche corrispondono a quelle dei fluidi frigoriferi ideali e i vantaggi derivanti dal suo utilizzo dipendono dalla curva caratteristica e dal basso valore dell'esponente di compressione adiabatica k , pari a 1,18, che permettono di operare con temperatura di fine compressione moderate e con un effetto frigorifero volumetrico ridotto: ciò ha permesso di estendere il suo utilizzo al campo delle basse potenze fino a 300 kW.

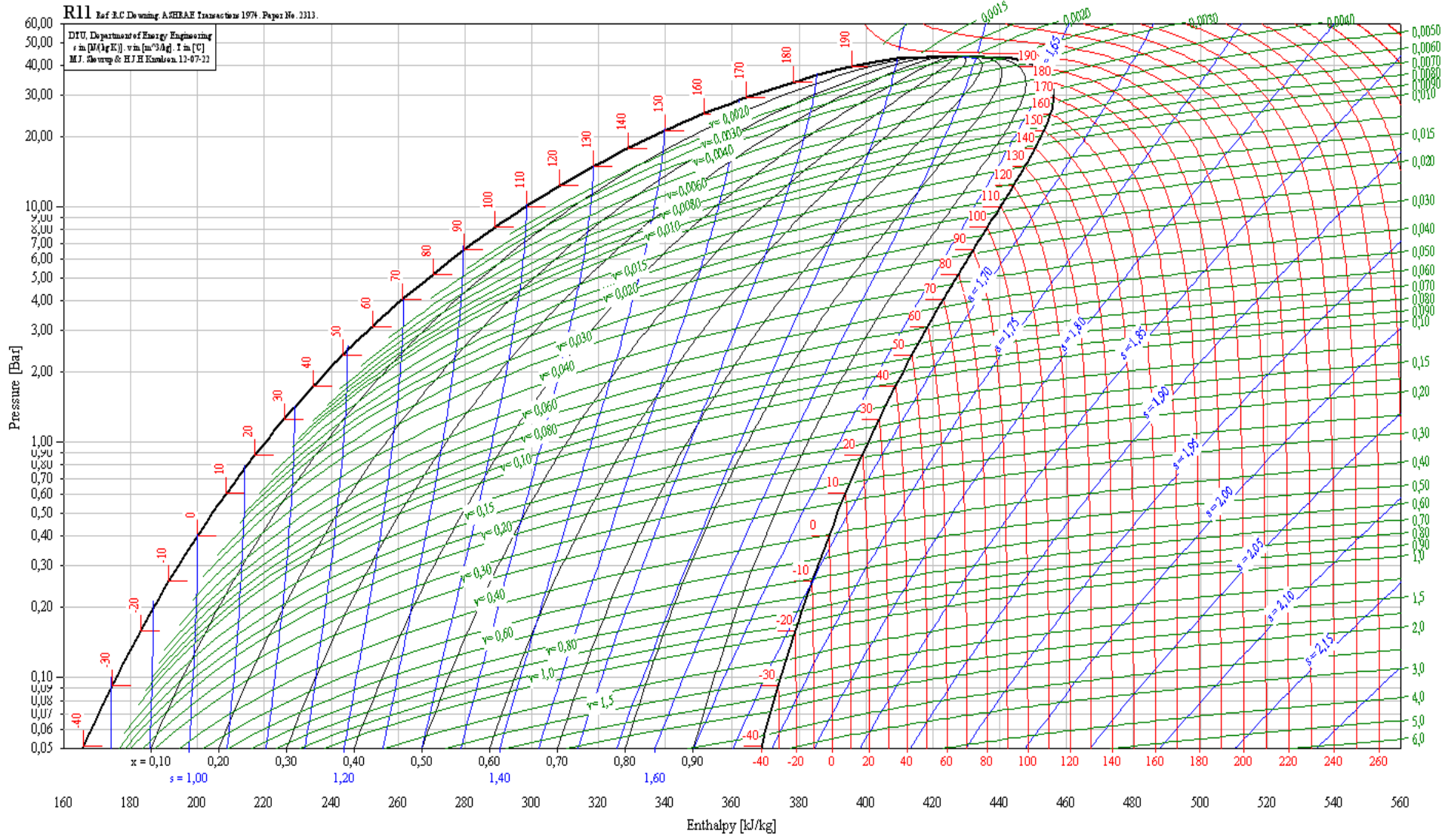


Fig.2.1-Diagramma di Mollier (p-h) per l'R11

4.Gli idroclorofluorocarburi (HCFC)

Gli idroclorofluorocarburi sono considerati refrigeranti di transizione, poiché hanno sostituito inizialmente i clorofluorocarburi prima dei fluidi sintetici di nuova generazione.

Gli HCFC sono composti sintetici derivanti dagli idrocarburi come i CFC, ma rispetto ai fluidi completamente alogenati si differenziano dal fatto che gli atomi di idrogeno non sono interamente sostituiti da quelli di fluoro e cloro, bensì solo in parte. Vengono creati in tal modo i fluidi parzialmente alogenati, composti da quattro elementi chimici: fluoro(F), cloro (Cl), carbonio (C) e l'idrogeno (H).

Dal punto di vista dell'impatto ambientale gli idroclorofluorocarburi risultano essere meno nocivi rispetto ai CFC nei confronti dell'ozono stratosferico, in quanto meno stabili a causa del fatto che la molecola contiene atomi di idrogeno. Nel momento in cui gli HCFC sono immessi nell'ambiente, quindi, risultano più facilmente attaccabili dagli agenti atmosferici: ciò permette una riduzione della probabilità che gli stessi raggiungano gli strati alti dell'atmosfera e intacchino lo strato di ozono.

Gli HCFC, inoltre, risultano avere una vita media 10 volte inferiore a quella dei CFC liberi in atmosfera, mantenendo proprietà termodinamiche molto vicine a quelle dei fluidi completamente alogenati.

Un esempio di fluido HCFC è l'R22, il monoclorodifluorometano (CHF_2Cl), caratterizzato da un esponente di compressione adiabatica pari a 1,19, leggermente superiore a quello dell'R11, il che comporta temperature e pressioni di fine compressione più elevate. L'effetto frigorifero che genera è pari a quello dell'ammoniaca con la differenza che presenta rapporti di compressione più ridotti.

È tuttora il fluido frigorifero maggiormente utilizzato negli impianti di climatizzazione e refrigerazione commerciale e industriale, poiché può essere utilizzato con qualsiasi tipo di compressore di qualunque potenza.

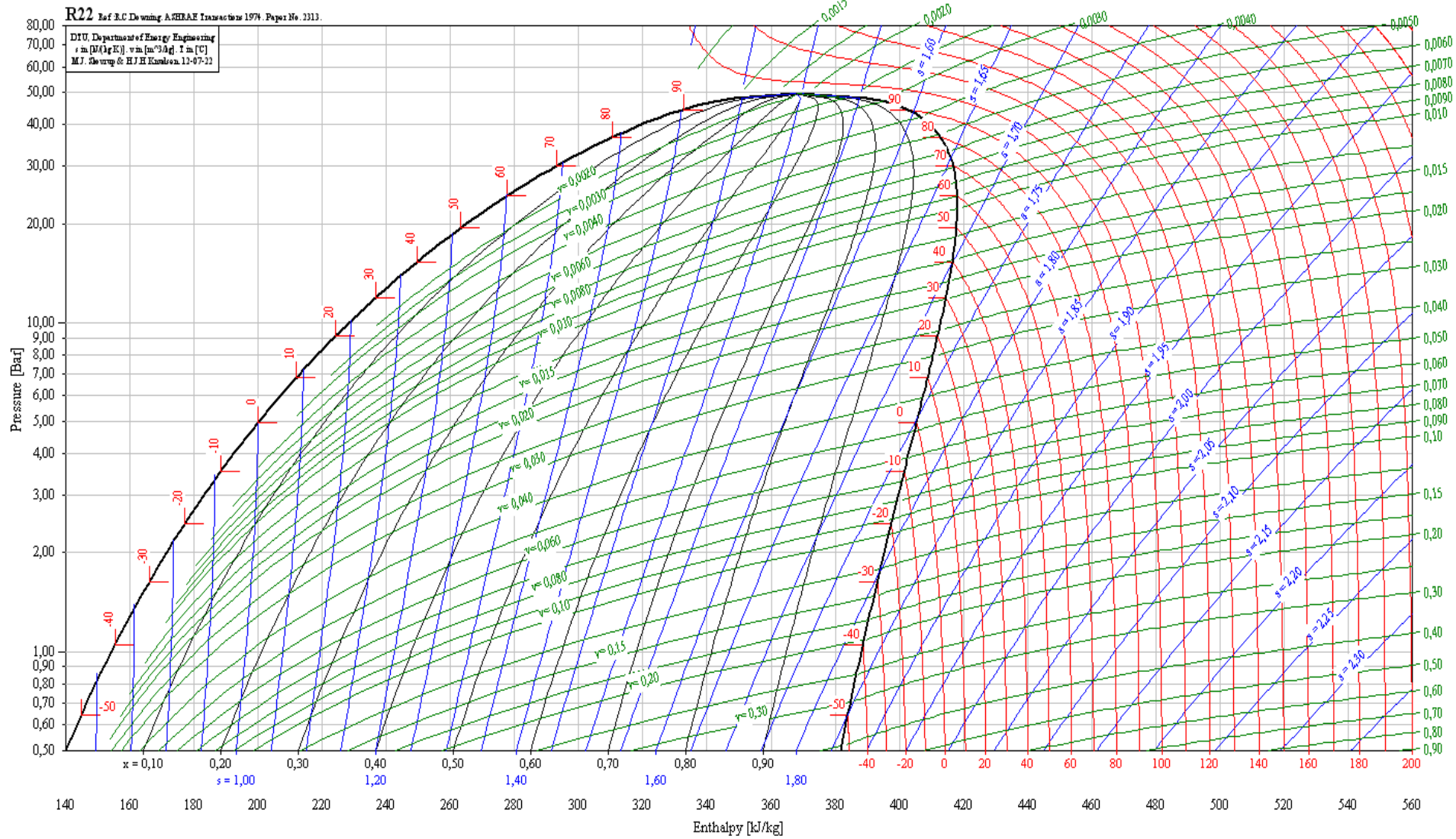


Fig.2.2-Diagramma di Mollier (p-h) per l'R22

5. Gli idrofluorocarburi (HFC)

Gli idrofluorocarburi sono fluidi sintetici creati in laboratorio che hanno sostituito completamente i CFC e gli HCFC negli impianti di condizionamento e refrigerazione. A differenza di quest'ultimi, infatti, gli HFC hanno un impatto nullo sull'aggravamento del fenomeno del buco dell'ozono.

Anche gli HFC sono fluidi sintetici derivati dagli idrocarburi, ma, a differenza dei fluidi fin qui analizzati, gli atomi di idrogeno di cui sono composti sono sostituiti solamente in parte da atomi di fluoro e non da quelli di cloro.

Tuttavia, anche tali refrigeranti, pur non incidendo sull'ozono stratosferico, non sono perfettamente eco-compatibili in quanto la loro liberazione in atmosfera contribuisce ad aumentare l'effetto serra e il surriscaldamento della Terra.

Gli HFC hanno proprietà termodinamiche che non offrono nella maggior parte dei casi prestazioni comparabili con i fluidi da essi soppiantati, soprattutto quando utilizzati sottoforma di fluidi puri. Ciò impedisce di effettuare in modo semplice le operazioni di retrofit dei vecchi impianti.

Il fluido HFC maggiormente diffuso è l'R134a, o tetrafluoroetano (CH_2FCF_3). Esso ha proprietà simili all'R12 ed è il refrigerante di scelta per il condizionamento dell'aria per le automobili, ma è impiegato anche per applicazioni domestiche e per la refrigerazione commerciale. È inoltre il principale fluido utilizzato per il retrofit degli impianti funzionanti ad R12, ma non per quelli operanti ad R22, poiché a causa del basso valore di pressione di saturazione alle stesse temperature, richiede compressori con volumi generati maggiorati del 50% a parità di potenza frigorifera.

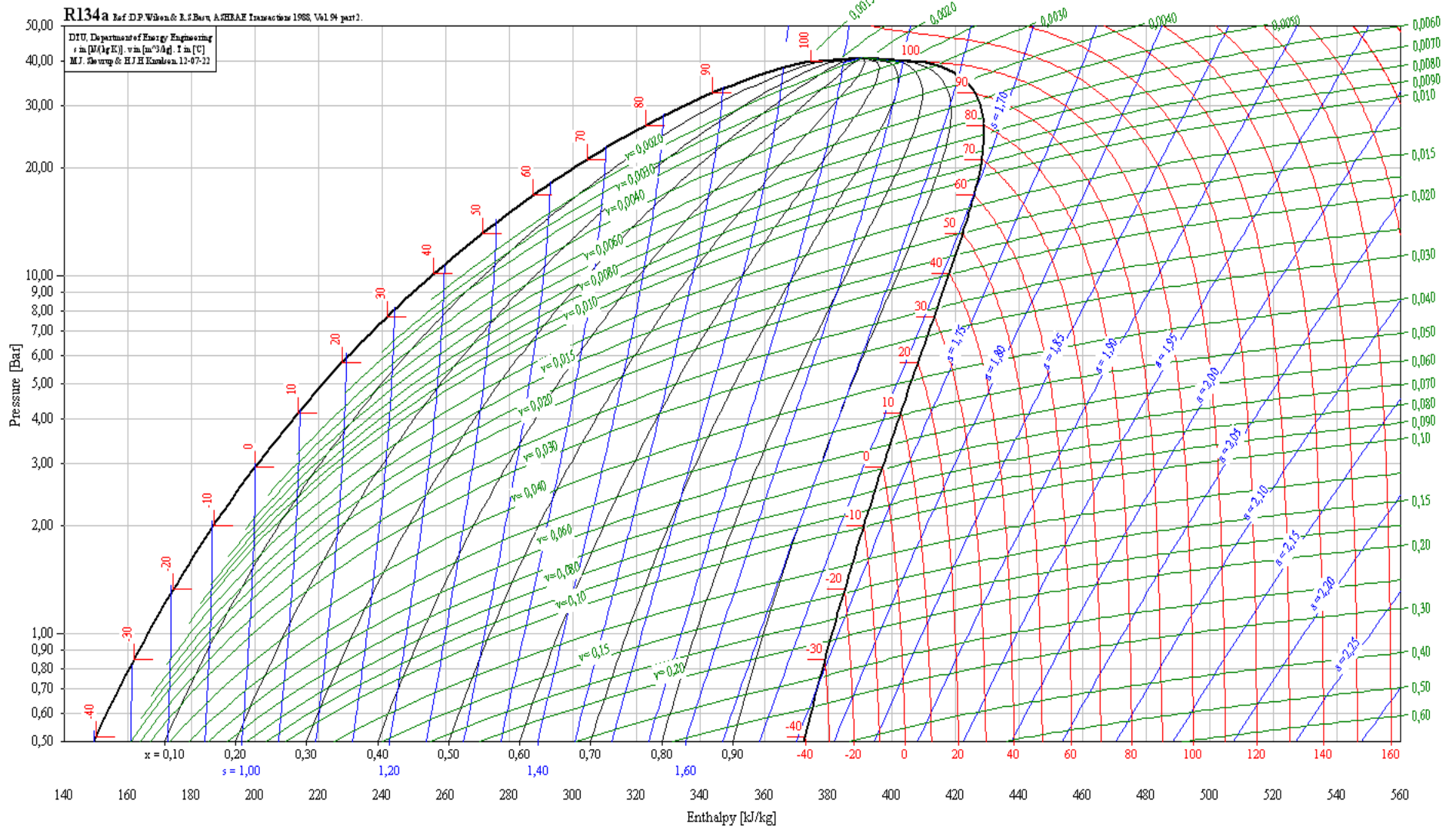


Fig.2.3-Diagramma di Mollier (p-h) per l'R134a

6. Le miscele

Quando si combinano due fluidi aventi la stessa natura chimica, inerti l'uno nei confronti dell'altro, si ottiene una miscela le cui proprietà dipendono da quelle dei componenti.

L'ebollizione di una miscela presenta alcune particolarità di interesse:

- la temperatura non resta costante nel corso dell'ebollizione, poiché tende ad innalzarsi progressivamente;
- la composizione del liquido e quella del vapore sviluppato variano progressivamente durante il fenomeno dell'ebollizione;
- solo al termine dell'ebollizione si ritrovano le proporzioni iniziali della miscela allo stato liquido.

Considerando, però, una miscela composta da componenti in proporzione ben definita, è possibile ottenere un composto le cui proprietà fisiche sono completamente diverse da quelle di una generica miscela, in quanto:

- il punto di ebollizione è più basso di quello dei singoli componenti che compongono la miscela stessa;
- l'ebollizione si svolge a temperatura costante con composizione costante sia per il liquido che per il vapore.

Con tale differenza è possibile classificare le miscele a seconda delle loro caratteristiche e del loro comportamento come azeotropiche, zeotropiche e quasi azeotropiche.

- **Miscela azeotropiche:** realizzano i processi di cambiamento di fase a pressione e a temperatura costanti, comportandosi come i fluidi frigorigeni puri. Inoltre, mantengono costante la composizione chimica in caso di fughe dal circuito all'interno del quale esse sono contenute.
- **Miscela zeotropiche:** tali miscele durante il cambiamento di fase sono caratterizzate da uno scostamento di temperatura, detto *glide*.

Ciò può provocare una variazione nella composizione della miscela, il cosiddetto frazionamento, sia durante la fase di carica che nel caso di fughe, in quanto diminuisce il contenuto del componente più volatile.

A sua volta tale variazione di composizione può comportare due effetti negativi:

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

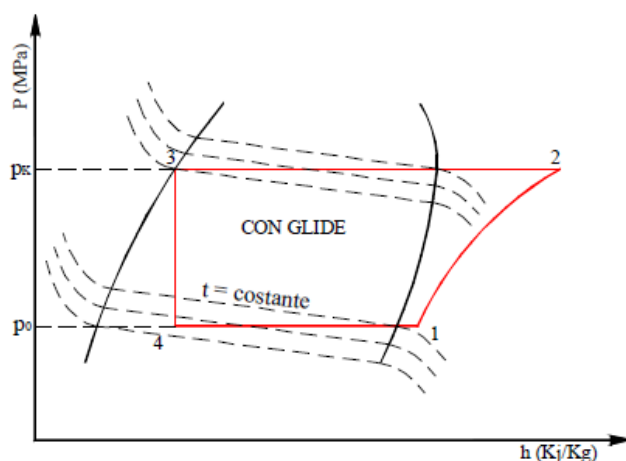


Fig.2.4-Comportamento di una miscela zeotropica rappresentata sul diagramma di Mollier p-h

- **Miscele quasi azeotropiche:** tali miscele presentano un leggero scorrimento della temperatura durante il cambiamento di fase in misura da non provocare effetti apprezzabili sulle prestazioni e la sicurezza dell'impianto.

Un esempio di miscela utilizzata nel campo della refrigerazione è l'R410a, una miscela composta da R32 (difluorometano, CH_2F_2) e R125 (pentafluoroetano, C_2HF_5) con comportamento quasi azeotropico, ovvero con glide trascurabile.

Rispetto all'R32 esso presenta una minore efficienza teorica di ciclo a causa della sua bassa temperatura critica e delle pressioni operative più elevate. Tale limite è però compensato con migliori caratteristiche di scambio termico.

L'R410a è una miscela molto densa in fase di vapore e ciò permette di sfruttare a parità di potenza resa, componenti meccanici e tubazioni di ridotta grandezza, così come di ridurre la carica del fluido.

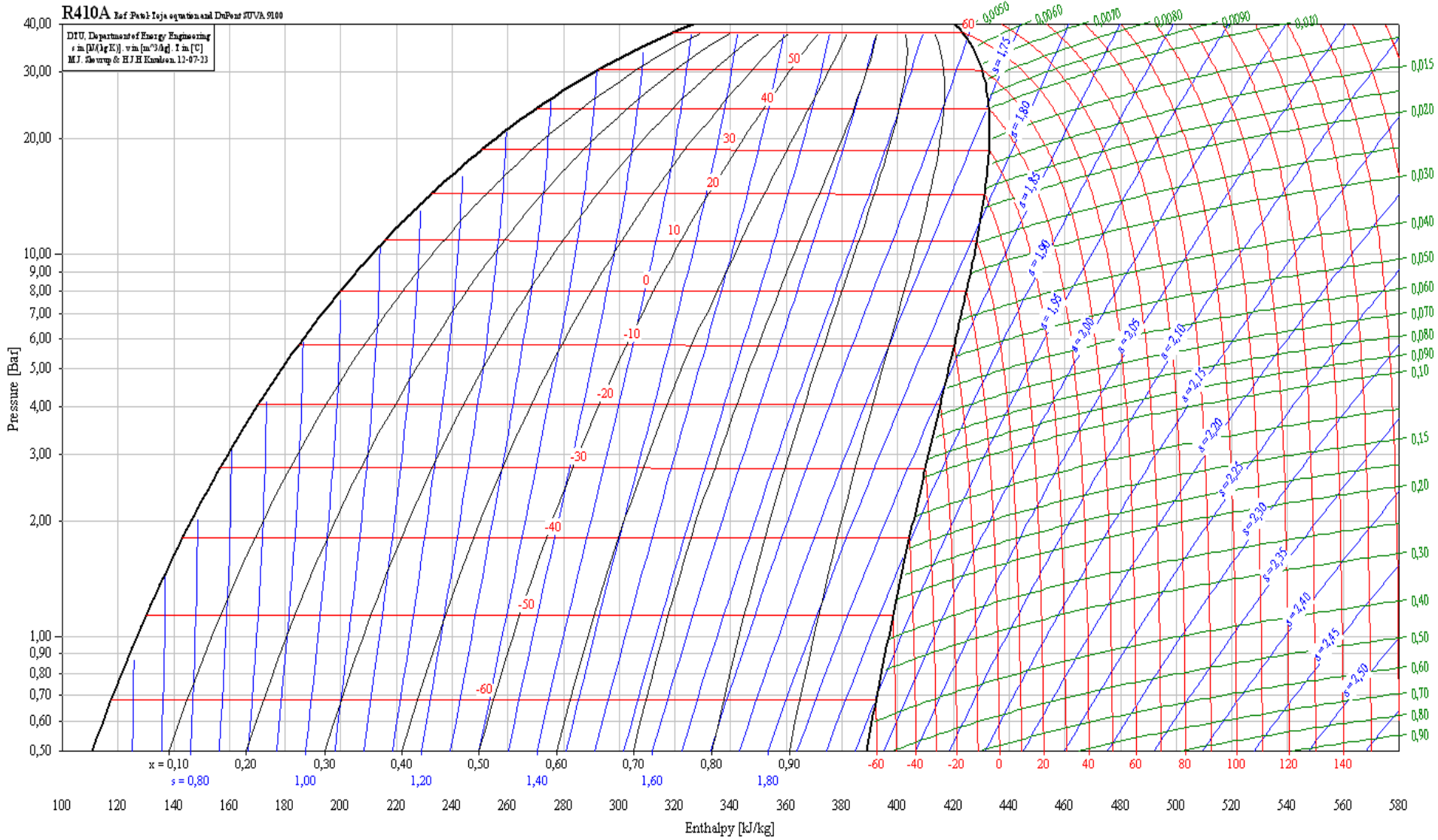


Fig.2.5-Diagramma di Mollier (p-h) per l'R410a

7.1 fluidi frigoriferi naturali

Una volta appurata su base scientifica la fondatezza delle teorie relative alla responsabilità di CFC e di HCFC sul buco dell'ozono e ottenuta la loro eliminazione, l'attenzione della comunità scientifica si è spostata sull'effetto serra.

Questo fenomeno è provocato dal rilascio in atmosfera di vari gas, fra cui gli HFC che rientrano nell'elenco di sostanze regolamentate dal protocollo di Kyoto.

Nonostante il fatto che non sussista una reale regolamentazione a livello mondiale, non è da escludere che nel prossimo futuro vengano adottate misure restrittive al loro impiego. È per questo che vi è il crescente interesse verso l'impiego di fluidi naturali, in particolare ammoniaca, idrocarburi e anidride carbonica.

Essi presentano un basso impatto ambientale, di molto inferiore a quello dei CFC.

7.1.1. L'acqua come fluido refrigerante (R 718)

Nonostante vi sia in natura una grande disponibilità, il suo costo sia basso e non presenti problematiche derivanti dalla tossicità e dal pericolo di esplosione, l'acqua, benché si proponga come la prima sostanza reperibile in natura ad essere utilizzata come fluido frigorifero negli impianti a compressione di vapore, non può essere impiegata a causa delle sue proprietà termodinamiche.

Infatti:

- la sua temperatura di fusione è di 0°C e ciò ne impedisce l'utilizzo in tutti i campi della tecnica del freddo, poiché si ha il congelamento stesso del fluido;
- la pressione di saturazione risulta essere molto bassa, pari a 0,05 bar ad una temperatura di 35°C: ciò crea grossi problemi nel momento in cui è necessario operare con il vuoto molto spinto, poiché sussiste il rischio di possibili infiltrazioni d'aria nel circuito;
- possiede un elevatissimo valore di volume specifico in condizione di vapore saturo; ciò impone di lavorare con sistemi per la compressione del vapore le cui dimensioni sono completamente antieconomiche.

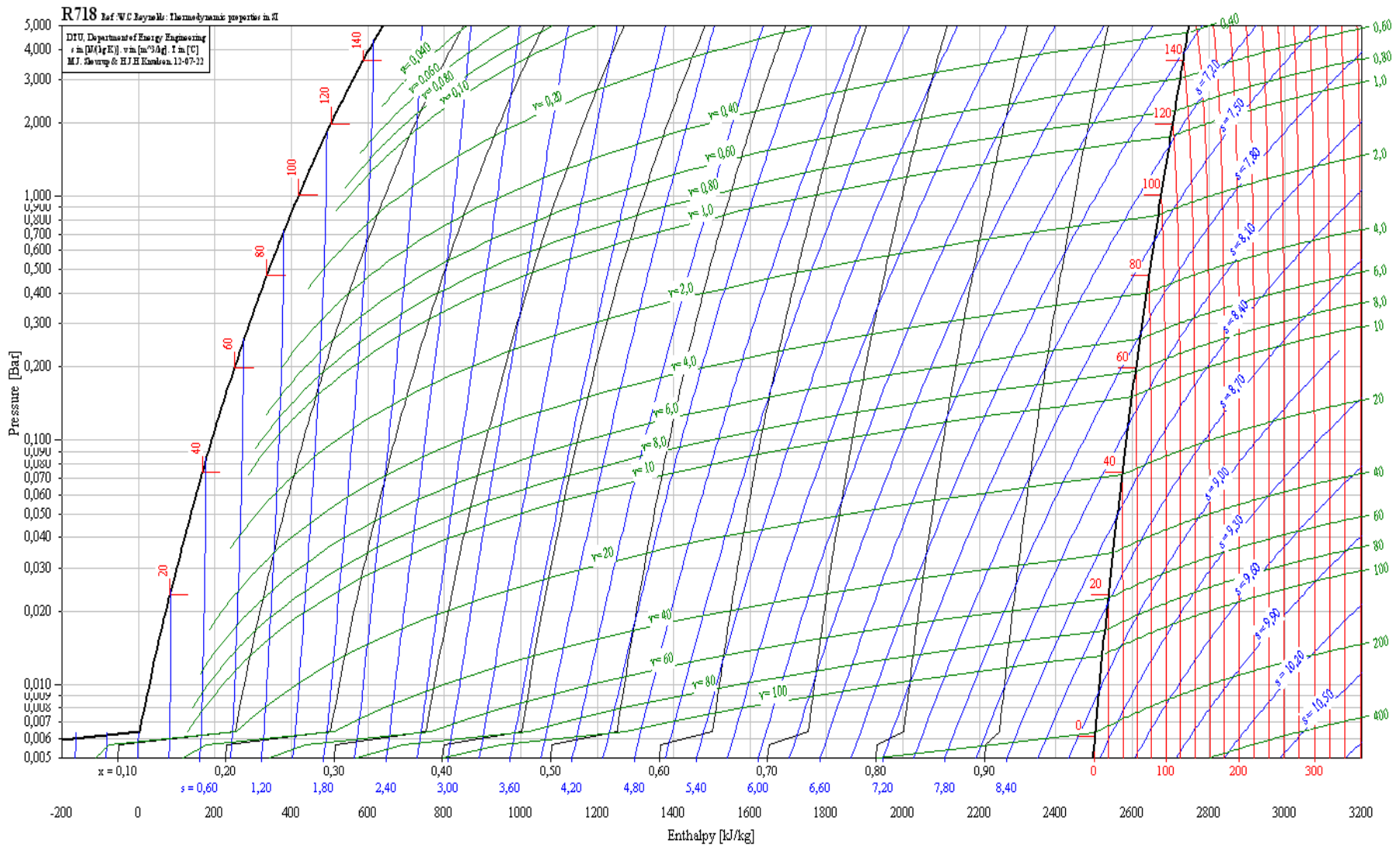


Fig.2.6-Diagramma di Mollier (p-h) per l'acqua (R718)

7.2.L'ammoniaca come fluido refrigerante (R 717)

L'ammoniaca è stato il primo fluido frigorifero ad essere utilizzato nelle macchine a compressione di vapore, dopo essere stata messa a punto dall'industriale tedesco Linde tra il 1870 e il 1874. Essa ha avuto grande diffusione soprattutto in impianti industriali di media e grande potenza per il raffreddamento, il congelamento, il surgelamento e la conservazione di derrate alimentari.

L'ammoniaca possiede, però, alcune problematiche che rendono il suo uso non idoneo negli impianti di condizionamento, in quanto:

- l'ammoniaca è una sostanza molto tossica per l'uomo, poiché sia in forma liquida che gassosa può provocare ustioni alla pelle, agli occhi e all'apparato respiratorio;
- è classificata moderatamente infiammabile, ma diventa esplosiva nel momento in cui la sua concentrazione nell'aria risulta essere fra il 13% e il 27%;
- a contatto con il rame presente nei circuiti frigoriferi può provocare importanti corrosioni che possono incidere sul funzionamento dei vari componenti del circuito. Ciò ne esclude l'impiego con i normali compressori ermetici o semiermetici usati normalmente negli impianti di climatizzazione.

Per tali problematiche l'impiego negli impianti di condizionamento è sconsigliato e antieconomico, poiché i sistemi di sicurezza molto costosi da implementare.

Nonostante tali problematiche, vi sono importanti caratteristiche e proprietà termodinamiche che ne incoraggiano l'utilizzo nel campo della refrigerazione:

- ridotto volume specifico;
- elevato calore di evaporazione;
- elevati coefficienti di trasmissione del calore;
- campo di applicazione molto esteso, con possibilità di utilizzo fino a -55°C per quanto riguarda la temperatura di evaporazione;
- costo di produzione molto contenuto;
- impatto sull'effetto serra inferiore a quello delle soluzioni tradizionali;
- caratteristiche di biodegradabilità e possibilità di essere assorbita in acqua.

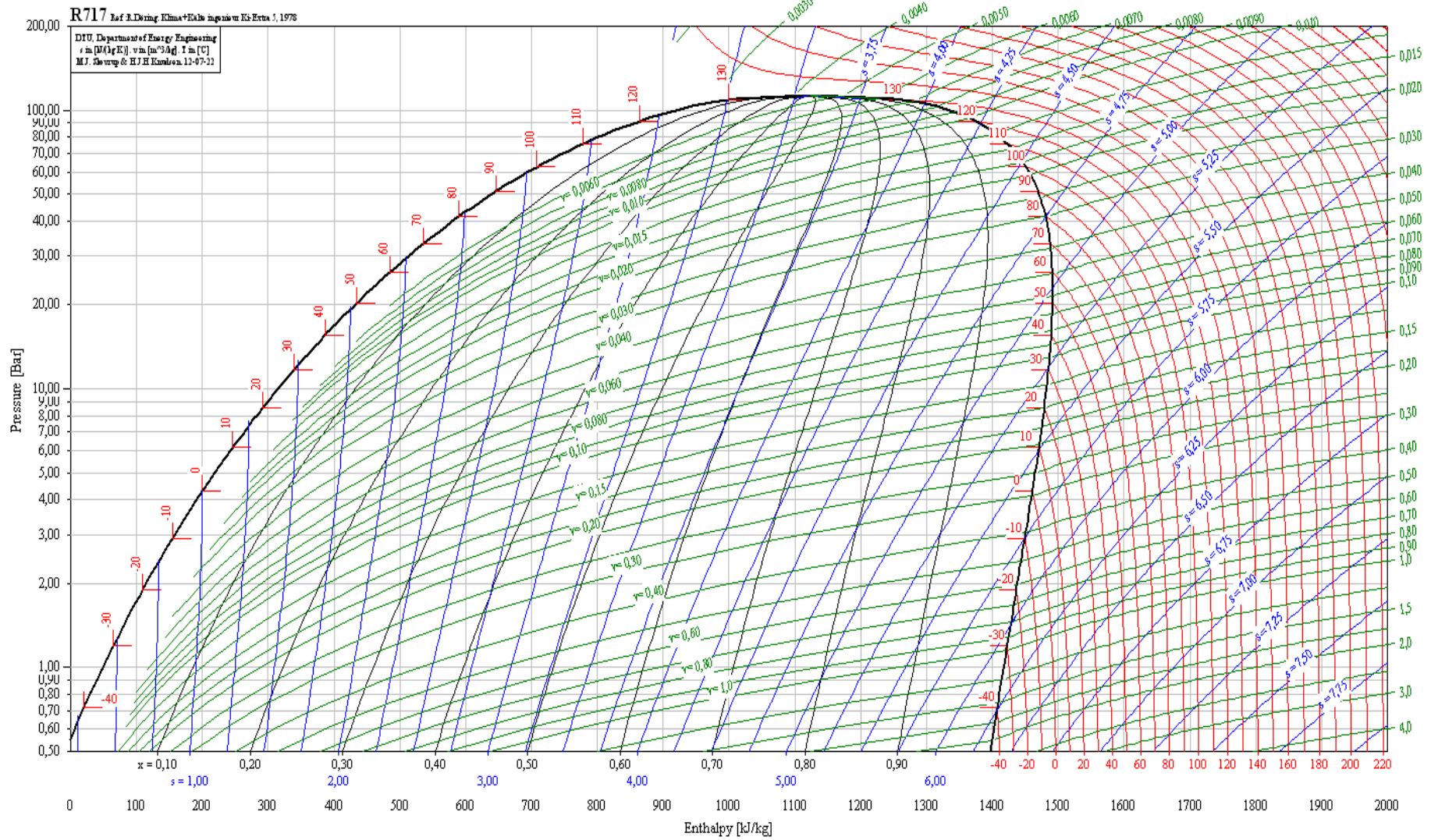


Fig.2.7-Diagramma di Mollier (p-h) per l'ammoniaca (R717)

7.3. Idrocarburi come refrigeranti

Da parte di molti studiosi, soprattutto da parte di gruppi ambientalisti, è stato recentemente proposto che si faccia un uso massiccio di refrigeranti infiammabili caratterizzati da un basso impatto ambientale, indirizzando la scelta sugli idrocarburi, considerati una fra le migliori soluzioni presentando difatti caratteristiche di efficienza energetica molto interessanti.

L'infiammabilità della loro miscela a contatto con l'aria ne aveva, tuttavia, precluso l'impiego come sostanze frigorifere fino a quando le problematiche sollevate contro i fluidi sintetici hanno permesso di riportare l'attenzione su un loro possibile utilizzo.

Sono ora, infatti, utilizzati per apparecchiature di ridotta potenza e aventi una carica di refrigerante molto contenuta.

Fra i vantaggi nel loro utilizzo è utile evidenziare:

- l'impatto nullo sullo strato di ozono.
Gli idrocarburi sono, infatti, utilizzati in sostituzione dei fluidi sintetici all'interno delle bombolette spray o come gas per la produzione di schiume isolanti;
- ottime proprietà di trasporto del calore. Ciò richiede ridotte cariche di refrigerante;
- possibilità di ottenere ottime prestazioni energetiche;
- completa compatibilità con i materiali tradizionalmente impiegati nei sistemi di refrigerazione;
- possibilità di utilizzo con oli di tipo minerale che permettono di evitare problematiche connesse all'umidità legate all'utilizzo dei lubrificanti sintetici;
- costo piuttosto basso.

Fra gli idrocarburi maggiormente utilizzati vi è il propano R290 (C_3H_8), che può essere considerato il fluido gemello dell'R22. Esso è utilizzato da alcuni costruttori per piccoli apparecchi di condizionamento dotati di sistemi antideflagranti.

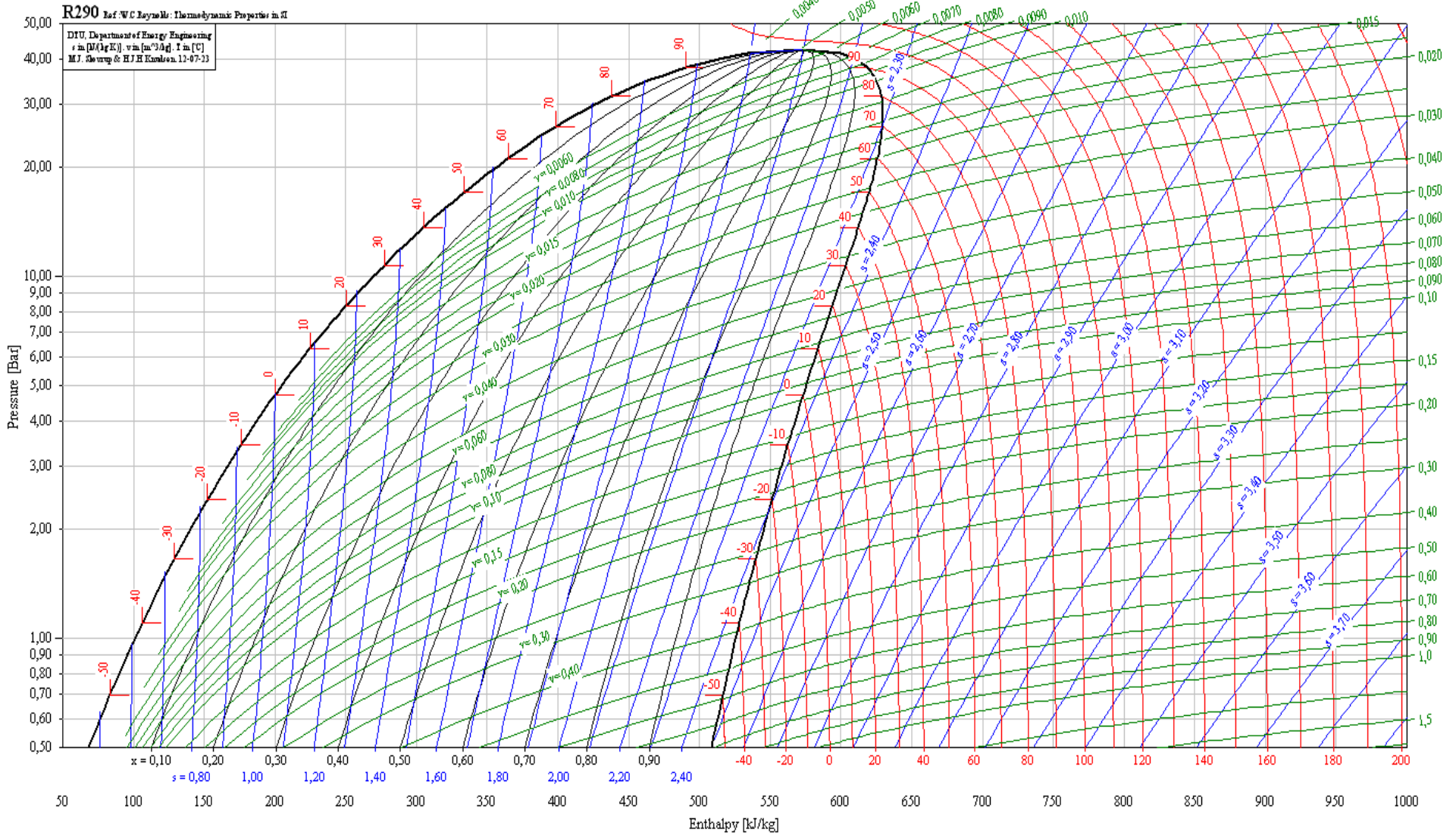


Fig.2.8-Diagramma di Mollier (p-h) per il propano (R290)

7.4.L'anidride carbonica come fluido refrigerante

Fra i refrigeranti naturali vi è anche l'anidride carbonica (R 744), la quale merita per le sue caratteristiche e peculiarità un'adeguata esposizione che segue nel prossimo capitolo 3.

8.Indici di impatto ambientale e di sicurezza

A causa dell'elevato impatto ambientale dei fluidi frigoriferi sintetici CFC, HCFC e HFC, che sono responsabili dei danni allo strato di ozono stratosferico e dell'aumento dell'effetto serra, sono stati sviluppati alcuni indici di compatibilità ambientale.

- **ODP (Ozone Depletion Potential)**

È l'indice utilizzato per quantificare la capacità distruttiva di ciascun fluido refrigerante nei confronti dell'ozono, calcolata su base di ugual massa rilasciata nella bassa troposfera rispetto ad un CFC assunto come riferimento.

La relativa scala è riferita al fluido R11 e può assumere un valore compreso fra 0 (per le sostanze inerti) e 1 (riferito alle sostanze con più alto potere distruttivo).

- **GWP (Gross Warming Potential)**

Indica la quantità di energia radiante nella fascia dell'infrarosso che il gas refrigerante può assorbire in un tempo di 100 anni e mostra come l'emissione di un refrigerante altera direttamente l'effetto di riscaldamento globale.

Tale indice prende come riferimento il dato dell'anidride carbonica che è il principale gas ad effetto serra, con $GWP=1$ ed esprime nella pratica i chilogrammi equivalenti di anidride carbonica rispetto ad un chilogrammo di gas refrigerante.

Allo stesso modo sono stati sviluppati specifici indicatori riguardanti le caratteristiche di sicurezza d'impiego di un fluido, valutate in termini di tossicità e infiammabilità.

La classificazione avviene secondo lo standard ASHRAE, che utilizza una sigla composta da una lettera seguita da un numero.

- **Lettera:** indica la tossicità del fluido in corrispondenza di una concentrazione inferiore a 400ppm in volume. La classe A indica una bassa tossicità, mentre la classe B indica un'alta tossicità.
- **Numero:** indica l'infiammabilità del fluido secondo tre classi:
 - classe 1: non infiammabile, ovvero senza propagazione di fiamma in aria a 18°C e 101325 Pa;
 - classe 2: a bassa infiammabilità, ovvero con un Limite Inferiore di Infiammabilità (LFL) superiore a 0,10 kg/m³ a 21°C e 101325 Pa e calore di combustione inferiore a 19000 kJ/kg;
 - classe 3: ad alta infiammabilità, ovvero con un LFL inferiore o uguale a 0,10 kg/m³ a 21°C e 101325 Pa, oppure con calore di combustione superiore o uguale a 19000kJ/kg.

Si considera, quindi, la seguente tabella, in cui si presentano i vari indici di impatto ambientale e di sicurezza dei principali fluidi frigoriferi utilizzati:

Fluido (miscele)	ODP (R11=1)	Vita media atmosferica (anni)	GWP CO ₂ =1 100 anni	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 (R 22 / 115)	0,3	11,8 / 1700	5490	A1
R 123	0,012	1,4	90	B1
R 134a	0	13,6	1300	A1
R 407C (R 32/125/134a)	0	6 / 33 / 13,6	1500	A1
R 410A (R 32/125)	0	6 / 33	1700	A1
R 717 (ammoniaca)	0	1	< 1	B2
R 290 (propano)	0	3	20	A3

Tabella 2.1-Indici impatto ambiente e di sicurezza dei principali refrigeranti

Si noti come l'impatto dei principali fluidi CFC, R11 e R12, sia enorme, sia per l'influenza sullo strato di ozono stratosferico che sull'effetto serra. In compenso tali fluidi hanno un indice di sicurezza basso, il che indica una bassa pericolosità per l'uomo.

Al contrario è facilmente notabile che l'impatto ambientale dell'ammoniaca sia praticamente nullo, mentre la pericolosità per l'uomo sia massima.

9. Scelta del refrigerante più adatto

I refrigeranti disponibili sul mercato sono, quindi, numerosi e con caratteristiche diverse l'uno dall'altro. È perciò necessario seguire dei criteri per il loro utilizzo, a seconda dei campi di impiego, delle potenze rese e dell'ambiente in cui devono operare.

In generale, comunque, i fluidi frigoriferi devono possedere le seguenti caratteristiche:

- caratteristiche di stabilità, che consentono di conservare nel tempo le proprietà fisico - chimiche nel campo delle pressioni e delle temperature di esercizio dell'impianto, sia in condizioni ottimali che eccezionali;
- non devono reagire con i materiali e le sostanze presenti nel circuito frigorifero, quali olio, rame e acciaio costituenti i compressori e gli scambiatori dell'impianto.
- nel campo di impiego devono presentare una curva caratteristica pressione-temperatura tale da garantire pressioni di evaporazione elevate (tendenti o superiori a quella atmosferica) e pressioni di condensazione più basse possibili, in modo da rendere minimo il lavoro del compressore e da massimizzare l'efficienza del ciclo.
Con pressioni più elevate a livello di evaporazione, inoltre, è possibile ottenere un fluido maggiormente denso, che permette di influire sulle rese volumetriche in aspirazione;
- devono possedere elevato calore di cambiamento di fase nello stadio di evaporazione e un volume specifico del vapore saturo secco di basso valore, in modo da mantenere una bassa portata volumetrica a parità di potenza frigorifera;
- all'interno degli scambiatori di calore, è preferibile lavorare con fluidi dotati di bassi valori di viscosità e alti valori dei coefficienti di conduttività termica, in modo da favorire lo scambio termico sia a livello di condensazione che di evaporazione;
- è necessario che il fluido abbia totale solubilità nel lubrificante impiegato per il compressore, poiché è necessario assicurare una perfetta circolazione dell'olio

nel circuito. Allo stesso modo è bene predisporre dei sistemi per il recupero stesso del lubrificante al fine di evitare il suo ingresso negli scambiatori di calore, in quanto ciò può compromettere l'efficienza di scambio termico.

A livello termodinamico, inoltre, la scelta di un fluido può essere talvolta guidata operando un compromesso tra i valori contrastanti dei suoi parametri.

Per esempio, il calore specifico deve essere abbastanza elevato, ma non così alto da provocare la separazione di liquido nella fase di compressione e notevoli perdite in quella di laminazione. Tuttavia se tale valore è troppo basso si ottiene un elevato surriscaldamento durante la fase di compressione che si deve evitare.

È importante, inoltre, ricordare che la temperatura dell'ambiente e quella che si vuole ottenere in uscita dalla macchina condizionano il campo di impiego di un fluido, determinando il valore delle pressioni operative di ciclo.

Generalmente sono queste caratteristiche che guidano la scelta di un fluido operativo, oltre a quelle di sicurezza e di impatto ambientale, che fortunatamente negli ultimi anni tendono a pesare sempre più sulla commercializzazione di impianti per la climatizzazione e la refrigerazione, sia grazie agli accordi internazionali stipulati per il rispetto ambientale che per una maggior presa di coscienza e di responsabilità da parte dei consumatori.

CAPITOLO 3

L'ANIDRIDE CARBONICA COME FLUIDO REFRIGERANTE (R 744)

1.Introduzione e cenni storici

Oltre alle già citate sostanze o fluidi frigorigeni presenti in natura, il mondo della refrigerazione ha riscoperto negli ultimi anni l'anidride carbonica come fluido frigorigeno naturale con la possibilità di impiegarlo in tutti i settori, dall'automotive ai sistemi industriali di condizionamento e refrigerazione.

L'esistenza dell'anidride carbonica fu scoperta dal Dottor James Black nella seconda metà del XVIII secolo, il quale ne evidenziò la presenza nel processo di respirazione e in quello di combustione. Black ipotizzò, inoltre, che la quantità di anidride carbonica nell'atmosfera non dovesse essere elevata e ciò fu confermato dopo molti anni quando si affermò che la concentrazione della CO₂ in atmosfera è pari allo 0,03%.

I primi utilizzi dell'anidride carbonica come fluido frigorigeno avvennero grazie ad Olivier Evans, il quale ne propose l'impiego in un ciclo termodinamico chiuso per la refrigerazione nel 1805. Fu, però, merito di Alexandre Twining implementare il ciclo frigorifero operante ad anidride carbonica nel 1850.

Negli anni seguenti anche Thaddeus Lowe, scienziato americano del Texas, si interessò delle potenzialità dell'anidride carbonica come fluido frigorigeno e, nel 1866, adattò completamente il proprio compressore- inventato per riempire gli aerostati militari di idrogeno- ad un ciclo a compressione operante con anidride carbonica al fine di utilizzarlo per la produzione di ghiaccio artificiale.

Le caratteristiche principali dell'anidride carbonica di non tossicità, sicurezza e ininfiammabilità le consentirono di divenire il principale fluido impiegato negli impianti di refrigerazione a bordo delle navi e nelle installazioni fisse per il condizionamento dell'aria dal 1890 agli anni Trenta.

Successivamente l'utilizzo dell'anidride carbonica come fluido refrigerante iniziò a scemare fino a scomparire del tutto a causa dell'avvento dei primi refrigeranti sintetici, i clorofluorocarburi (CFC). La ragione di questo rapido declino fu legata al fatto che i refrigeranti artificiali venivano supportati in un ciclo frigorifero da pressioni minori e da un'efficienza energetica maggiore rispetto a quella che veniva garantita dall'anidride

carbonica, soprattutto nel momento in cui la temperatura ambiente aumentava, per cui l'effetto frigorifero non veniva garantito adeguatamente.

Fino agli anni '70 l'uso dei CFC e dei fluidi sintetici fu totale in tutti gli impianti di condizionamento dell'aria e di refrigerazione, ma con la pubblicazione degli studi sull'accumulo dei clorofluorocarburi nell'atmosfera terrestre e sull'evidenza scientifica che gli stessi sono i diretti responsabili della distruzione dello strato di ozono stratosferico, l'impiego di tali fluidi sintetici fu messo in discussione.

Come in precedenza già citato con il protocollo di Montreal nel 1987 fu ufficializzata la messa al bando dei CFC con lo scopo di ridurre la distruzione dell'ozono e nello stesso periodo il professor Gustav Lorentzen dell'Università di Trondheim ebbe il merito di riscoprire e ripresentare l'anidride carbonica come fluido operativo, utile per la refrigerazione e per il suo utilizzo nelle applicazioni delle pompe di calore⁴.

A partire da quegli anni l'interesse verso la CO₂ è andato crescendo, tanto che anche gli articoli scientifici relativi allo studio dell'anidride carbonica come fluido frigorifero sono aumentati esponenzialmente negli ultimi dieci anni, anche grazie agli sviluppi tecnologici che le imprese del settore hanno garantito.

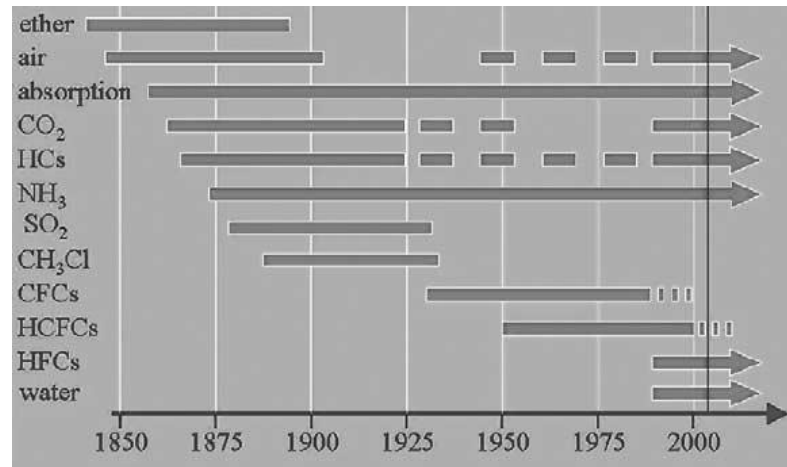


Fig.3.1-Timeline dell'utilizzo dei vari refrigeranti

⁴ G.Lorentzen, 1994, "Revival of Carbon Dioxide as a Refrigerant". International Journal of Refrigeration, 17, pp.292-301

2.Caratteristiche dell'anidride carbonica

L'anidride carbonica in condizioni ambientali standard a temperatura di 15°C e a pressione di 1 atm si presenta in forma gassosa. Come detto, essa è un costituente naturale dell'atmosfera presente in percentuali molto basse (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.

In sintesi si può affermare che:

- l'anidride carbonica è facilmente reperibile, nonostante la bassa percentuale in atmosfera, essendo un prodotto di scarto dei processi tecnologici e industriali ad un costo piuttosto basso;
- la CO₂ è caratterizzata da un coefficiente GWP=1, per cui il suo impatto ambientale relativo all'effetto serra è di gran lunga inferiore rispetto a quello degli altri fluidi frigoriferi. Quando è utilizzata come gas tecnico il suo impatto ambientale è nullo;
- il coefficiente ODP relativo all'R744 è nullo, in quanto anche se emesso 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;
- l'anidride carbonica è una sostanza inerte, perciò è compatibile con tutti i comuni materiali che sono utilizzati per la costruzione di un circuito frigorifero, posta l'attenzione però che se combinata con acqua può portare alla formazione di acidi corrosivi (vedi capitolo 4).

L'anidride carbonica per le sue caratteristiche è, quindi, 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.

2.1. Proprietà termodinamiche

Considerando, quindi, le proprietà termodinamiche di interesse, è utile valutare il diagramma di fase per identificare gli stati termodinamici di maggior rilievo e interesse:

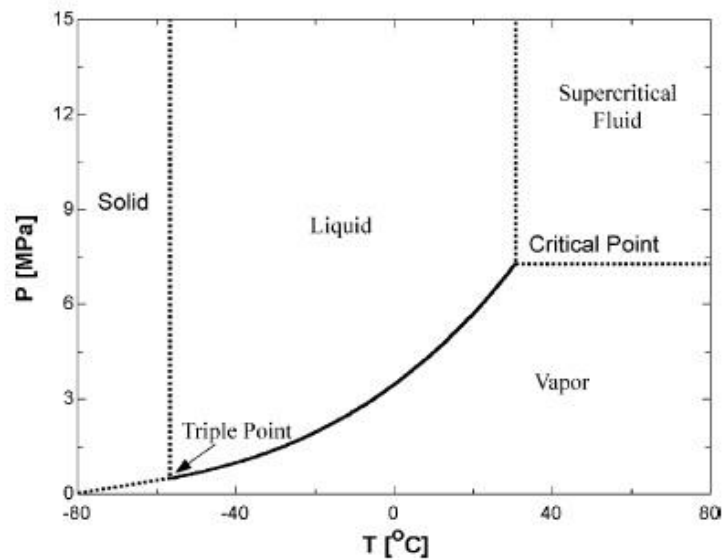


Fig.3.2-Diagramma di fase dell'anidride carbonica

- **Punto Critico**
 - Temperatura = 30,978°C
 - Pressione = 73,8 bar
- **Punto Triplo**
 - Temperatura = -56,55°C
 - Pressione = 5,2 bar

Come si può notare le pressioni con cui è necessario lavorare con l'anidride carbonica sono molto più elevate rispetto a quelle dei comuni refrigeranti sintetici ed inoltre la temperatura critica è piuttosto bassa. Ciò comporta soluzioni tecnologiche particolari soprattutto per ciò che concerne la costruzione dei compressori necessari in un ciclo frigorifero.

Un confronto tra l'anidride carbonica e altri fluidi frigoriferi può aiutare a comprendere nell'immediato quali sono le differenze sostanziali relativamente alle temperature e alle pressioni critiche:

		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

Dal confronto è possibile notare come l'utilizzo dell'anidride carbonica nei cicli inversi sia maggiormente problematico rispetto ai tradizionali fluidi frigoriferi, poiché è necessario sviluppare pressioni molto elevate anche per temperature piuttosto modeste. Inoltre, è evidente come i cicli subcritici non possano 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 (si veda il paragrafo 3).

Considerando, per di più, le caratteristiche termodinamiche che portano ad utilizzare l'anidride carbonica nei cicli inversi, si identifica come tale fluido permetta 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;

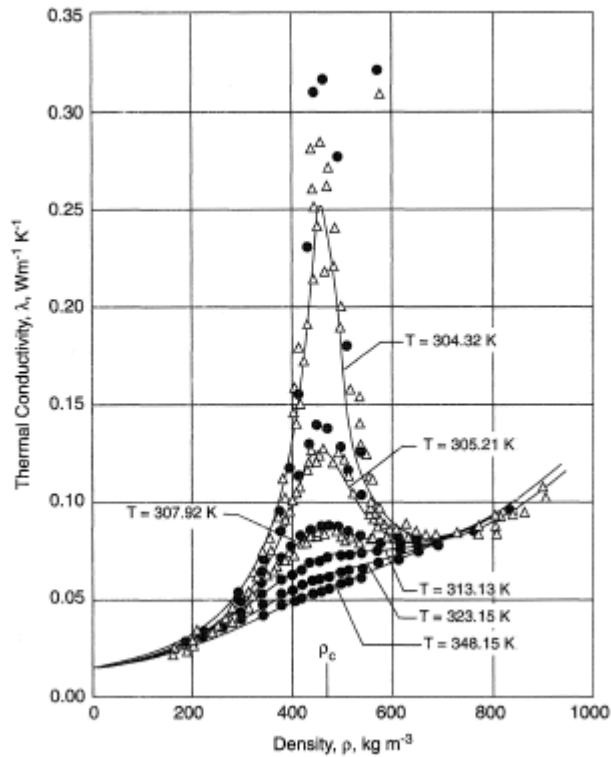


Fig.3.3-Conduktivita termica dell'anidride carbonica in funzione della sua densita e temperatura

Come si puo notare la conduktivita termica presenta un massimo presso il punto critico e va scemando con l'aumento della temperatura a parita di densita;

- un elevato calore specifico del liquido che si modifica al variare della pressione e che presenta il massimo in prossimita della temperatura critica:

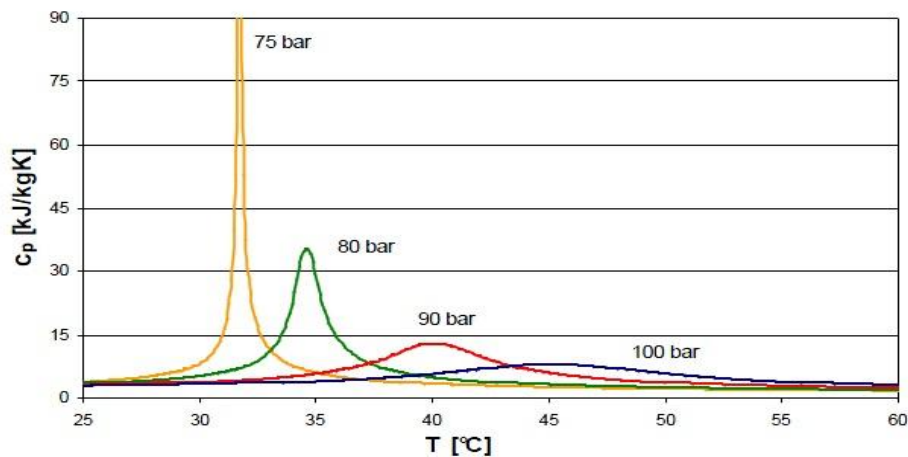


Fig.3.4-Variatione del calore specifico del liquido della CO_2 in funzione della temperatura e della pressione

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

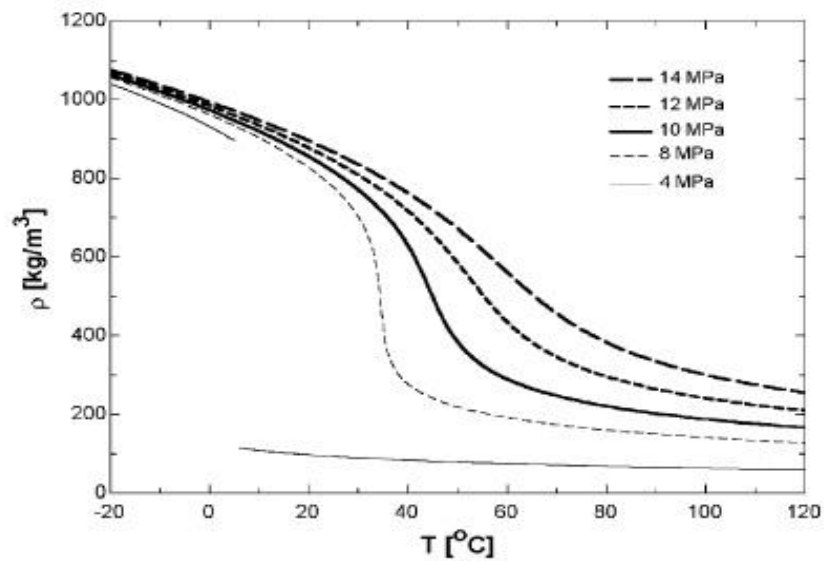


Fig.3.5-Andamento della densità dell'anidride carbonica al variare della pressione e della temperatura

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. Dal grafico si nota anche l'esistenza di un valore di temperatura per il quale si ottiene un netto calo della densità per qualsiasi valore di pressione;

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

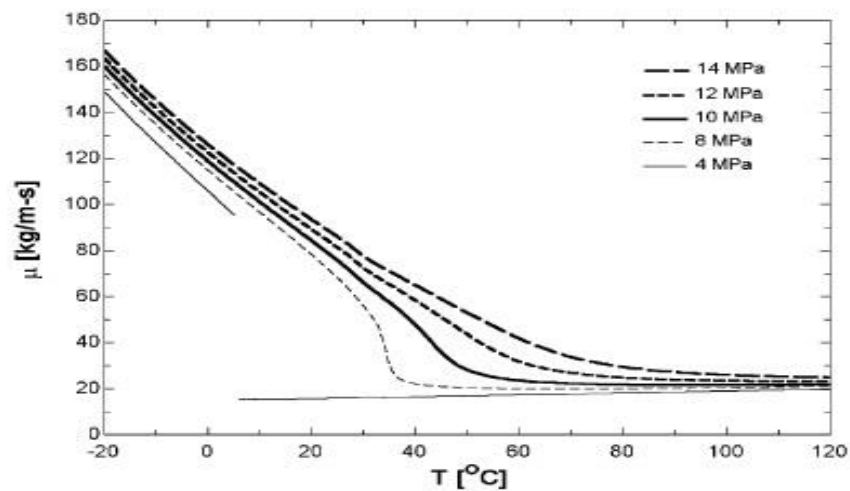


Fig.3.6-Andamento della viscosità cinematica al variare della pressione e della temperatura

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 del circuito;

- un elevato calore latente volumetrico rispetto agli altri refrigeranti tradizionali:

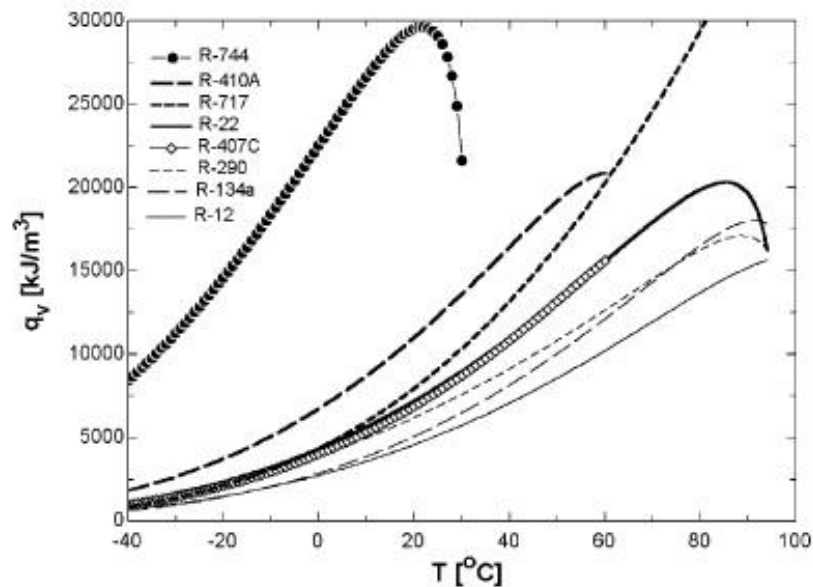


Fig.3.7-Andamento del calore latente volumetrico di diversi refrigeranti al variare della temperatura

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.

È possibile valutarne le caratteristiche termodinamiche utilizzando anche il diagramma di Mollier pressione-entalpia (p-h), in cui si identifica facilmente la curva di saturazione di tale sostanza e i valori critici.

DTU, Department of Energy Engineering
 s in (kJ/kgK), v in (m³/kg), t in (°C)
 M.J. Sherry & H.J.H. Hamken, 12-07-04

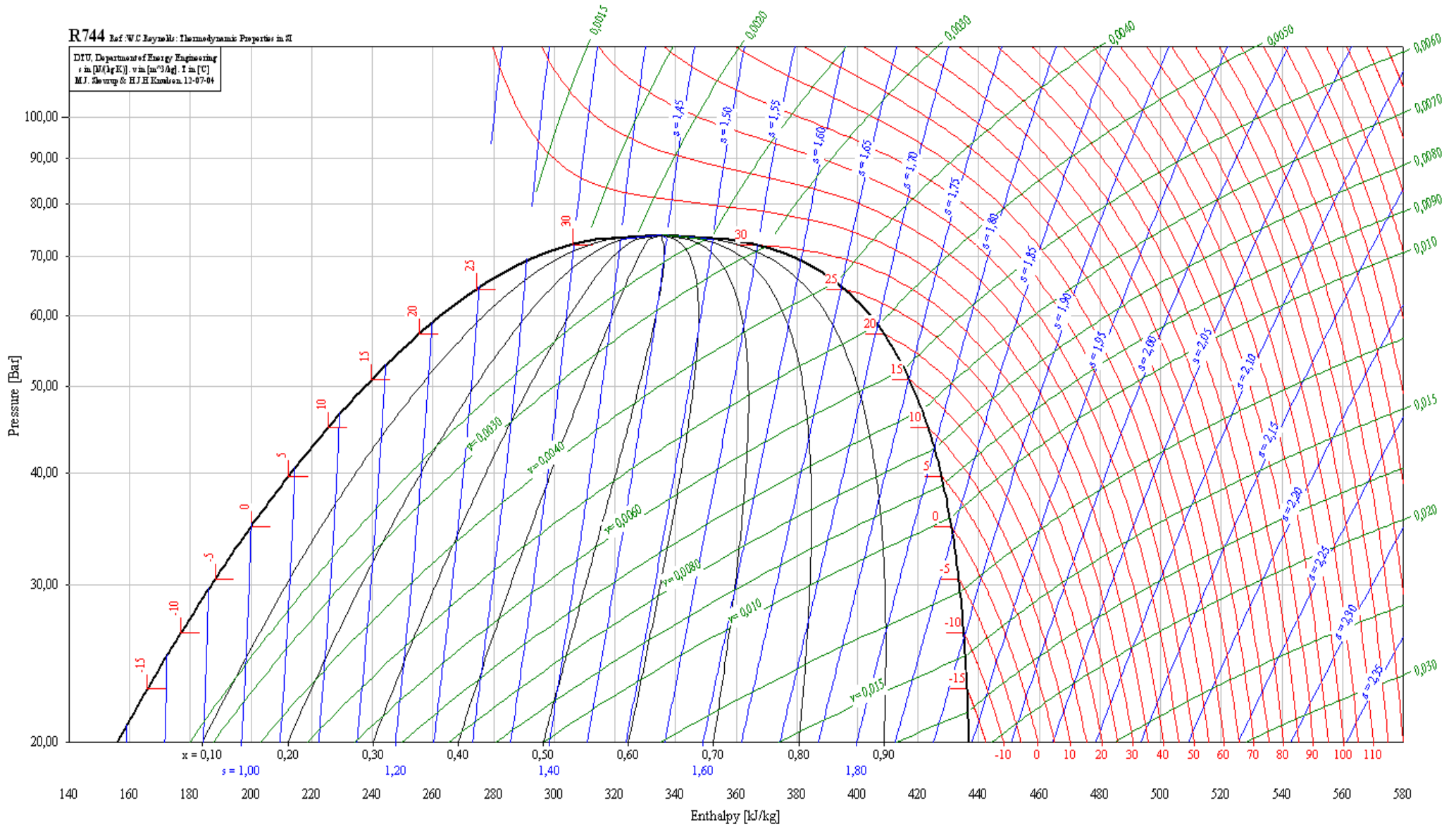


Fig.3.8-Diagramma di Mollier (p-h) dell'anidride carbonica

3.Ciclo frigorifero ad anidride carbonica

Uno dei principali criteri di valutazione di un fluido frigorifero è l'analisi del suo punto critico, ovvero il punto nel quale il vapore non viene distinto dal liquido e in cui si determinano la pressione e la temperatura critica che delimitano la curva di saturazione nel punto massimo, nel caso in cui si rappresenti lo stato del fluido in un diagramma di Mollier (p-h).

I tradizionali refrigeranti vengono scelti in modo che possano condensare in condizioni medie a cui si trovano solitamente acqua ed aria tipicamente fra i 30°C e i 60°C per l'acqua e fra i 15°C e i 35°C per l'aria. Ciò richiede che il punto critico sia caratterizzato da una temperatura molto più elevata di quella di tali condizioni medie, solitamente all'interno del range di 80-110°C.

Nel momento in cui, invece, si considera come fluido frigorifero l'anidride carbonica, è facile comprendere come tale refrigerante non permetta di operare in condizioni subcritiche per le quali è possibile la condensazione: la temperatura critica, pari a 30,98°C, è troppo bassa per permettere un raffreddamento significativo del fluido all'interno della campana di saturazione e per consentire uno scambio termico adeguato con acqua o aria. La differenza di temperatura risulta quindi esigua e per garantire uno scambio di potenza termica adeguata sarebbe necessario operare con una portata di refrigerante molto più elevata rispetto a quella impiegata con i soliti refrigeranti sintetici, oppure con una superficie di scambio termico più ampia, che consentirebbe di ottenere un aumento della temperatura dell'aria o dell'acqua sufficiente, nonostante il fatto che la differenza di temperatura con l'anidride carbonica sia minima. Con una superficie maggiore è possibile, infatti, consentire uno scambio di potenza termica equivalente al caso in cui la differenza di temperatura fra i fluidi coinvolti sia maggiore ma l'area di scambio termico minore.

Il problema sussiste nel momento in cui la differenza fra le temperature del fluido caldo e freddo risulta essere molto bassa o tendente a zero. In tal caso, infatti, la superficie di scambio termico dovrebbe essere infinita.

Si tenga infatti presente che la potenza termica scambiata in termodinamica rispetta le equazioni:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad \text{e} \quad Q = K \cdot A \cdot \Delta T$$

Ciò comunque non consentirebbe alla temperatura di aria o acqua di superare i 30°C.

L'anidride carbonica impiegata nei cicli termodinamici inversi non è quindi caratterizzata dalla fase di condensazione all'interno del circuito, in quanto il refrigerante in uscita dal compressore si porta in condizioni supercritiche: la pressione di scarico è solitamente superiore alla pressione critica (73,8 bar), in modo da garantire il raggiungimento di temperature significativamente valide per lo scambio termico con aria o acqua.

Questa particolare condizione operativa comporta un utilizzo di uno scambiatore di alta pressione in cui non avviene alcuna condensazione del fluido operativo, bensì un semplice raffreddamento dello stesso, che si trova in condizioni di gas denso. Tale scambiatore di calore è definito *gas cooler*.

Successivamente al raffreddamento del gas avviene una laminazione permessa da un organo di espansione qualsiasi, che porta il fluido operativo a 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.

Qualora fosse disponibile una sorgente di calore a temperatura inferiore a 20°C, si potrebbe realizzare anche con l'anidride carbonica un tradizionale ciclo subcritico.

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

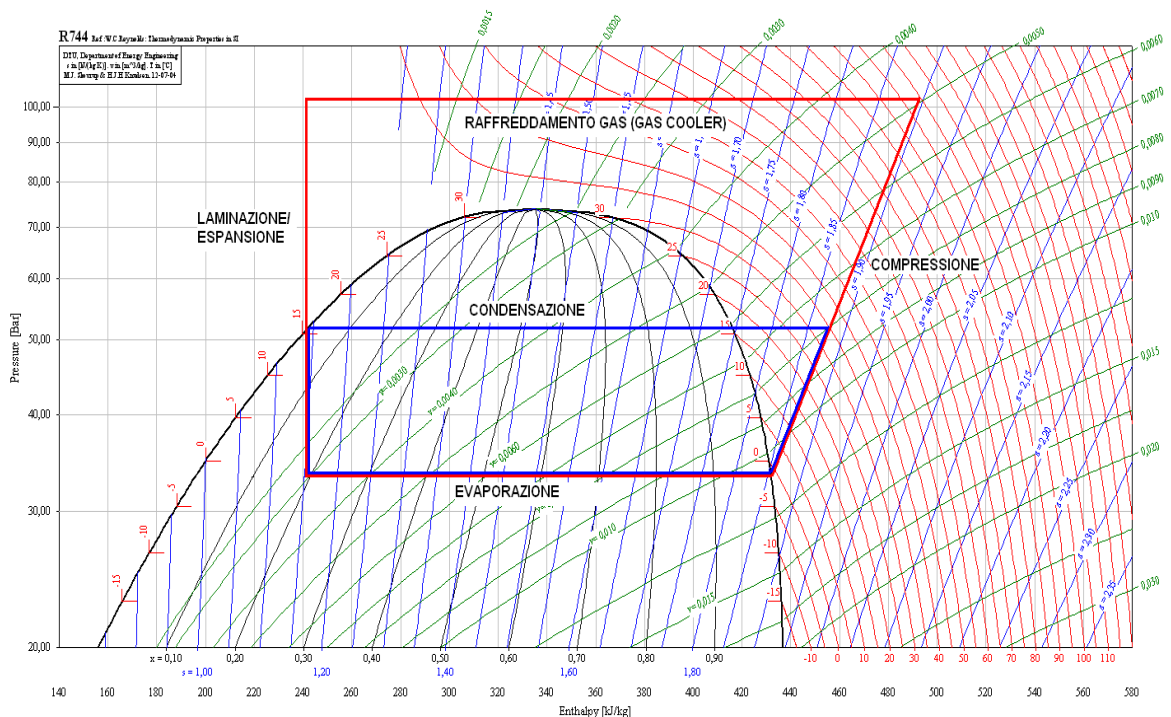


Fig.3.9-Diagramma di Mollier per i cicli transcritico e subcritico operanti ad anidride carbonica

3.1.Ciclo di Lorentz

Un ciclo frigorifero subcritico può essere rappresentato per mezzo di un ciclo di Carnot inverso che ne identifica il ciclo ideale di riferimento, tuttavia nel momento in cui si opera in campo transcritico si è soliti utilizzare il ciclo di Lorentz che permette di definirne il ciclo di riferimento.

Questo ciclo è caratterizzato dalle seguenti trasformazioni termodinamiche:

1-2: Compressione isoentropica;

2-3: Raffreddamento isobarico;

3-4: Espansione isoentropica.

Tale ciclo è rappresentabile in un diagramma temperatura-entropia (T - s):

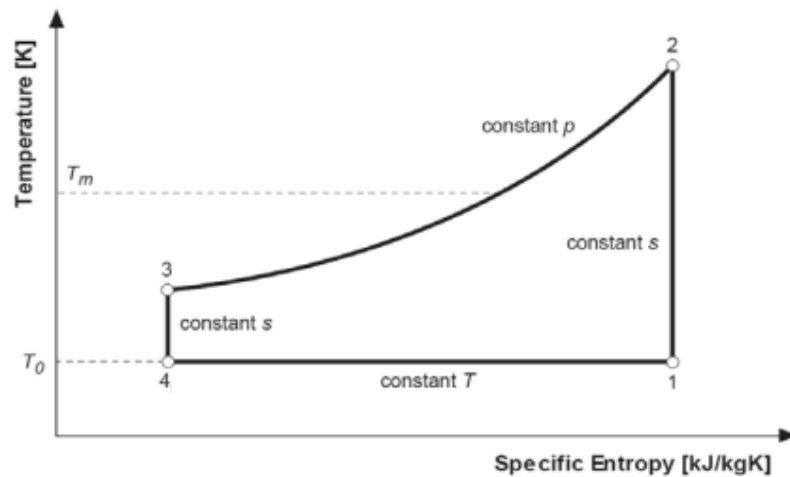


Fig.3.10-Ciclo di Lorentz

Il COP del ciclo di Lorentz è definito a partire dalle seguenti relazioni:

$$COP_{LORENTZ} = \frac{T_m}{T_m - T_0}$$

Con la temperatura T_m pari a:

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

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.

Si definisce quindi il rendimento per il ciclo di Lorentz:

$$\eta_{LORENTZ} = \frac{COP_{HP}}{COP_{LORENTZ}}$$

Dove il COP_{HP} definisce il coefficiente di prestazione del ciclo reale della pompa di calore di riferimento.

3.2.Riscaldamento dell'acqua nella configurazione a pompa di calore

Il ciclo frigorifero ad anidride carbonica, se configurato in modalità pompa di calore, può apportare il proprio effetto utile riscaldando l'acqua o l'aria sul lato del gas cooler.

Il vantaggio nell'utilizzo dell'anidride carbonica in tali impianti consiste nel fatto che essa può fornire calore con uno scorrimento della temperatura più elevato rispetto a qualunque altro fluido condensante ed il vantaggio risulta tanto maggiore quanto più elevato è il glide richiesto. Ciò consente di operare con elevata efficienza soprattutto per le unità di grande potenza utilizzate negli impianti industriali in cui il salto termico è di 30-40°C, così come per la produzione di acqua calda sanitaria.

A parità di potenza termica prodotta, infatti, una macchina operante a CO_2 in ciclo frigorifero transcritico si presta a riscaldare con salto termico maggiore una portata d'acqua inferiore.

Ciò è facilmente spiegabile con l'ausilio della figura 3.11, in cui si evidenzia l'andamento piuttosto simile dei profili di temperatura riguardanti il raffreddamento dell'anidride carbonica entro il gas cooler e il conseguente riscaldamento dell'acqua in modalità controcorrente.

Nella stessa figura è rappresentato anche il profilo di temperatura decisamente meno favorevole del raffreddamento dell'R134a all'interno di un condensatore facente parte di un impianto a pompa di calore.

Entrambe le trasformazioni sono state determinate 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. [18]

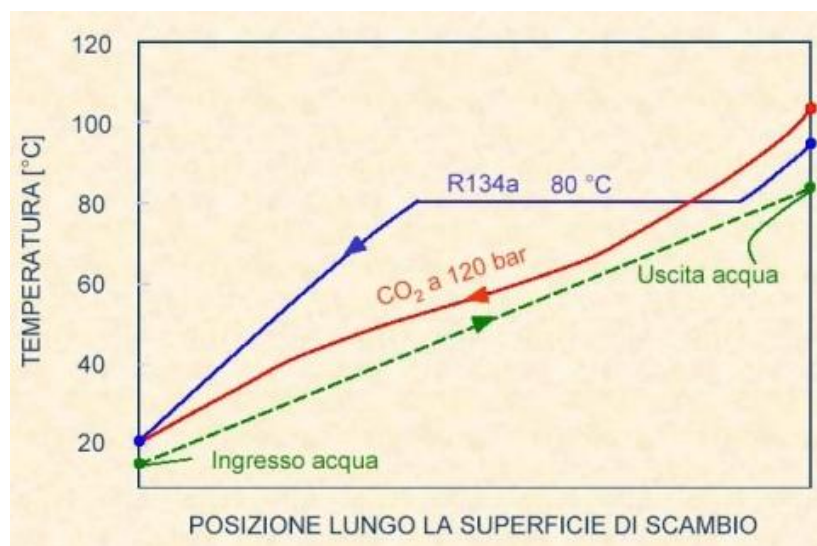


Fig.3.11-Profili delle temperature per l'R134a e la CO₂ relativi allo scambio termico con l'acqua per impianti a pompa di calore

Il vantaggio di sfruttare 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.

Queste minori perdite energetiche costituiscono un fattore decisivo per assicurare coefficienti di effetto utile maggiori rispetto a quelli realizzati da impianti operanti con fluidi tradizionali.

In condizioni di funzionamento standard il ciclo viene tarato al valore ottimale di pressione al gas-cooler (vedi paragrafo seguente), mentre in condizioni estreme si opera un aumento di pressione che incrementa la resa termica del ciclo ed evita l'utilizzo di resistenze elettriche supplementari che penalizzano notevolmente il rendimento dell'impianto.

Da quanto considerato si può comprendere come il ciclo transcritico ad anidride carbonica si adatti in particolar modo al riscaldamento dell'acqua sanitaria. [18]

3.3.Rapporto delle pressioni

Poiché le pressioni con cui si opera 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 risulta essere più elevato rispetto ai sistemi tradizionali; tuttavia il rapporto delle pressioni possiede un valore molto inferiore e, tenendo conto che il rendimento volumetrico dipende dal rapporto delle pressioni, si può affermare che l'utilizzo dell'anidride carbonica in ciclo transcritico non apporta inefficienze di compressione maggiori rispetto all'impiego dei tradizionali fluidi frigoriferi.

Il rendimento di compressione volumetrica risulta essere:

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

Con: V_n = volume nocivo;

V_g = volume generato;

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

k = esponente della politropica.

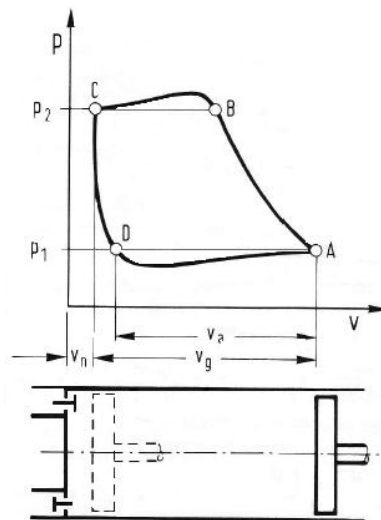


Fig.3.12.-Diagramma per la definizione del rendimento volumetrico del compressore

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.

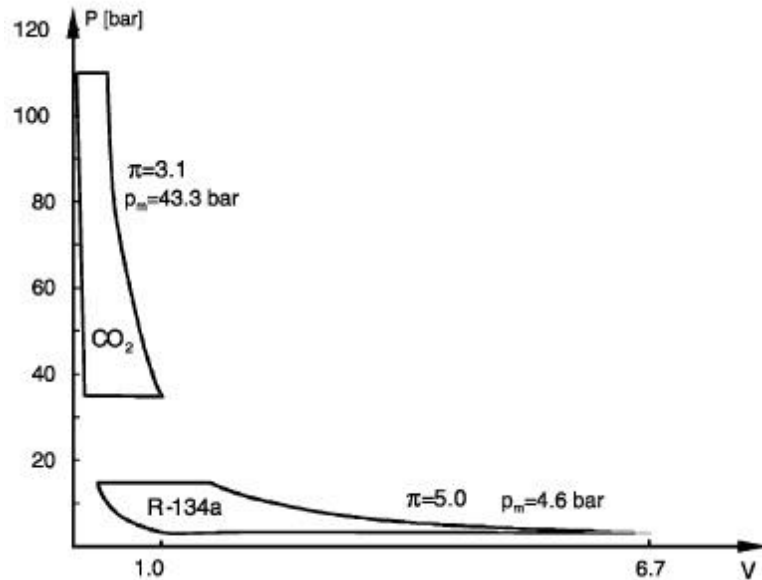


Fig.3.13-Confronto grafico tra le pressioni operative dell'anidride carbonica e quelle dell'R134a considerate con i rispettivi valori di pressione media efficace (P_m) e rapporto di pressione (π)

Si conclude, quindi, che nonostante le pressioni operative siano molto elevate, l'impianto frigorifero ad anidride carbonica non comporta ingombri e pesi più importanti rispetto ad un sistema tradizionale funzionante con fluidi sintetici, poiché le sezioni di deflusso delle tubazioni sono inferiori e le caratteristiche fisiche dell'anidride carbonica permettono di operare con portate di flusso minori e con compressori simili a quelli dei refrigeranti tradizionali.

3.4.Problematiche

Sono presenti alcune problematiche di non poco conto che si devono considerare durante l'analisi del ciclo transcritico ad anidride carbonica:

1. Le elevate pressioni, benché comportino un migliore rendimento dei compressori, presuppongono anche un dimensionamento maggiorato degli spessori delle tubazioni e una progettazione più attenta dei vari componenti che devono necessariamente resistere all'elevato livello di pressione e devono garantire la tenuta.

2. L'anidride carbonica, operando con un ciclo transcritico, è influenzata nella fase di raffreddamento a livello di gas cooler dalla temperatura di ingresso dell'acqua a cui corrisponde il punto di laminazione del ciclo e non dalla temperatura di uscita desiderata del fluido da riscaldare.

Ciò comporta ovviamente un vantaggio nel momento in cui il fluido, sia esso acqua o aria o altro, si trova all'ingresso del gas cooler a temperature molto basse. Tuttavia, nel momento in cui si presentano temperature di ingresso via via crescenti l'effetto utile del ciclo tende a ridursi, essendo legato alla differenza di temperatura a cui corrisponde il riscaldamento del fluido secondario. A sua volta il COP del ciclo tende a diminuire, poiché il lavoro fornito dal compressore non viene sfruttato in modo efficiente dal ciclo in fase transcritica, come invece accade nel momento in cui l'ingresso del fluido secondario è caratterizzato da una temperatura inferiore.

Ciò è ben presentato in figura 3.14:

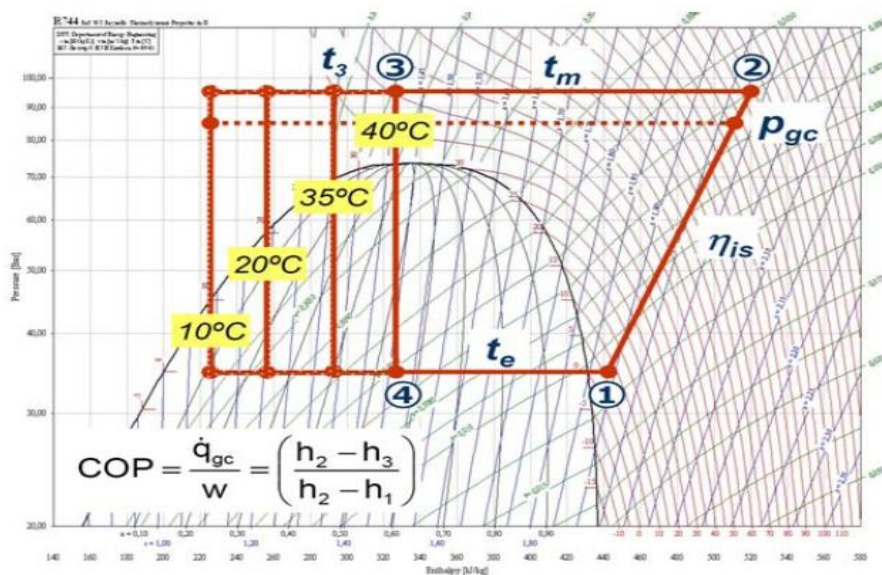


Fig.3.14-Riduzione dell'efficienza del ciclo all'aumentare della temperatura di ingresso del fluido da riscaldare

3. 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 sotto forma di lavoro.
[19]

3.4.1. Implicazioni per le pompe di calore

Considerato che la produzione di acqua calda sanitaria mediante pompa di calore avviene sempre tramite l'ausilio di un accumulatore d'acqua, si comprende come, all'aumentare della temperatura dell'acqua all'interno del serbatoio, l'efficienza della pompa di calore diminuisca in modo sensibile.

Risulta pertanto maggiormente efficiente a livello energetico l'impiego di un numero maggiore di serbatoi o di serbatoi con setti di separazione che permettano di garantire la suddivisione di quantitativi d'acqua a diverse temperature, in modo da assicurare un ingresso dell'acqua all'impianto a bassa temperatura e un'elevata efficienza della macchina. In tal modo, infatti, la pompa di calore può riscaldare piccole portate d'acqua la cui temperatura in uscita può essere anche molto elevata. Successivamente le stesse portate immesse nel serbatoio possono essere accumulate e rese disponibili all'utilizzo da parte dell'utente mantenendo la stratificazione.

Nel caso dei serbatoi multipli lo stesso procedimento può essere portato al limite grazie al fatto che la stratificazione può avvenire per molteplici range di temperatura, tanto quanto il numero dei serbatoi presenti. L'efficienza dell'impianto rimane perciò elevata grazie al fatto che è possibile immettere sempre una portata di fluido a bassa temperatura all'ingresso del gas cooler, riuscendo a sfruttare appieno il lavoro del compressore e mantenendo elevato l'effetto utile derivante dal riscaldamento dell'acqua per mezzo dello scambio termico che sussiste con l'anidride carbonica.

Ovviamente tale effetto non si riscontra nei cicli subcritici, poiché il fattore che influenza in modo significativo il COP del ciclo è rappresentato dalla temperatura in uscita del fluido da riscaldare: essa, infatti, comporta pressioni di condensazione più o meno elevate a seconda della temperatura richiesta influenzando di conseguenza il lavoro del compressore. [21]

4. La pressione ottima di ciclo

Si è già avuto modo di notare che una delle peculiarità che caratterizza l'anidride carbonica rispetto agli altri fluidi refrigeranti è data dal fatto che è necessario utilizzare livelli di pressioni operative molto più elevati rispetto a quelle dei fluidi tradizionali a parità di temperatura delle sorgenti esterne.

Un'ulteriore particolarità del ciclo transcritico operante ad anidride carbonica è l'esistenza di un valore ottimo relativo alla pressione del fluido in uscita dal compressore che permette una volta fissate le condizioni operative di realizzare il ciclo frigorifero con il massimo valore di COP.

Come si può notare dalla figura 3.15, operando uno spostamento dei punti 1-2-3-4, relativi ad un ciclo con pressione massima di 90 bar, verso i punti 1'-2'-3'-4' del ciclo con pressione massima pari a 100 bar, all'aumento di pressione massima del ciclo corrisponde un aumento sia del lavoro di compressione che dell'effetto frigorifero oltre a quello dovuto alla cessione di calore del fluido.

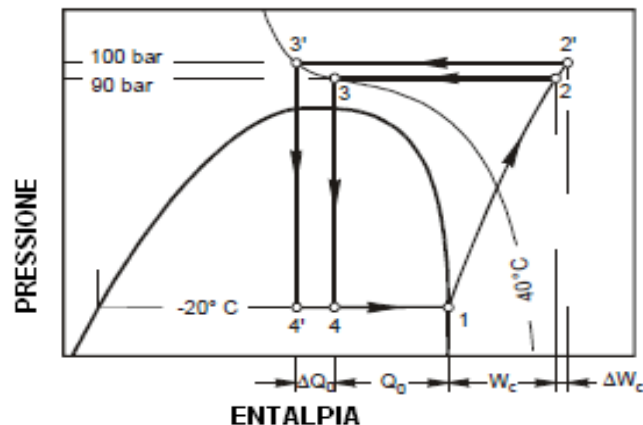


Fig.3.15-Variatione del lavoro di compressione e dell'effetto frigorifero in relazione all'aumento della pressione massima di ciclo

Il risultato è che, sia il calore ceduto in fase di raffreddamento del fluido frigorifero, che quello acquisito dallo stesso in fase di evaporazione aumentano il proprio valore di una quantità di entalpia pari a ΔQ_0 , a scapito di un incremento della quantità di lavoro sviluppata dal compressore pari a ΔW_c , necessaria ad elevare maggiormente la pressione massima di ciclo.

Considerando, quindi, anche le relazioni definite nel capitolo 1 relative al calcolo del COP e dell'EER, ovvero:

$$COP = \frac{|Q^-|}{|L|} \quad EER = \frac{|Q^+|}{|L|}$$

che in tal caso risultano:

$$COP = \frac{|Q^-| + \Delta Q_0}{|L| + \Delta W_C} \quad EER = \frac{|Q^+| + \Delta Q_0}{|L| + \Delta W_C}$$

è possibile affermare che in determinate condizioni l'aumento del lavoro di compressione comporta un aumento dell'effetto utile sia a livello di gas cooler che di evaporatore, tale da massimizzare rispettivamente il valore del COP e dell'EER dell'impianto.

La forma delle isoterme esterne alla curva di saturazione dell'anidride carbonica spiegano il motivo dell'esistenza della pressione ottima del ciclo che massimizza COP ed EER.

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.

I professori Cavallini e Zilio, docenti presso il 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 del fluido operativo in uscita dal gas cooler. Tale valore risponde alla risoluzione dell'equazione:

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

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:

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

Ovviamente in regimi di funzionamento reali le condizioni operative non possono essere sempre costanti, perciò si evidenzia che:

- per pressioni massime di ciclo poco superiori a quella ideale non si hanno penalizzazioni rilevanti sull'efficienza del ciclo;
- per pressioni massime di ciclo inferiori a quella ideale l'efficienza del ciclo è compromessa in modo serio, in quanto il COP ha un crollo verticale.

(Queste particolarità vengono in seguito affrontate nel capitolo 5 in cui si sono sviluppate le relative simulazioni).

Un interessante studio condotto da P. Neska 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 e consente al sistema di operare effettivamente con grande efficienza nella modalità in pompa di calore. Al contrario 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. [20]

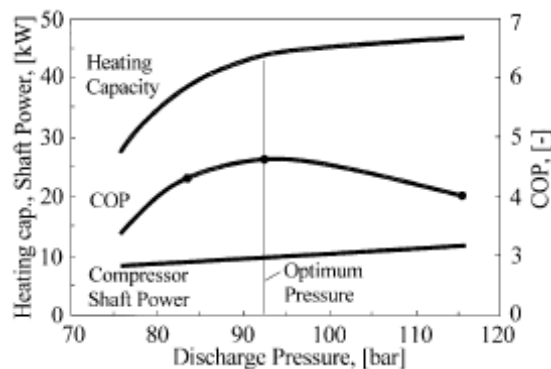


Fig.3.16-Andamento del COP e della Capacità di riscaldamento del sistema al variare della potenza del compressore

È quindi necessario tutelarsi dalle inefficienze valutando la possibilità di ottenere un valido sistema di controllo sulla pressione massima di ciclo, in modo da ottenere il massimo vantaggio da parte del sistema. Ciò viene adeguatamente affrontato nel capitolo 4 di questo elaborato.

L'elevato valore del calore latente volumetrico, insieme alla densità del vapore nelle condizioni di aspirazione del compressore - che è di almeno tre volte superiore a quella dei tradizionali refrigeranti sintetici - consente di operare con portate di massa nettamente inferiori rispetto ai sistemi abituali.

Il rilevante valore delle pressioni operative determina, inoltre, una ridotta penalizzazione sull'efficienza del ciclo dovuta alle perdite di carico.

Si può, quindi, concludere che, nonostante le pressioni in gioco siano molto elevate, l'impianto ad anidride carbonica non è necessariamente meno efficiente rispetto ad un sistema tradizionale, poiché si possono sfruttare efficacemente le particolari proprietà termodinamiche dell'anidride carbonica, così come è possibile massimizzare per qualsiasi condizione operativa la resa dell'impianto attraverso controlli efficaci sulle valvole di laminazione e sul compressore.

5.Criteri di sicurezza

5.1.Criteri di sicurezza nel caso di dispersione del refrigerante nell'ambiente

Anche se a differenze di altri fluidi refrigeranti, naturali e non, l'anidride carbonica non presenta caratteristiche di tossicità, vi sono comunque effetti non benefici sulla salute umana, dal momento che essa partecipa attivamente al processo di respirazione.

Devono essere quindi prese adeguate cautele al fine di mettere in sicurezza le persone che usufruiscono degli impianti ad anidride carbonica.

Si illustrano quindi gli effetti sulla salute umana delle varie concentrazioni di anidride carbonica espresse in PPM:

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 di anidride carbonica sulla salute umana

Poiché il limite di concentrazione fissato dalla norma EN378 - 2 per la CO₂ è circa 0,1 kg/m³, nel momento in cui la carica di refrigerante nell'impianto può superare tale valore limite se emesso nell'ambiente è bene installare in via cautelativa sensori per il rilevamento della concentrazione di CO₂ nelle aree chiuse con presenza di persone.

5.2.Criteri di sicurezza riguardanti le pressioni operative

Quando si opera con componenti di impianti sotto pressione è fondamentale rispettare i criteri di sicurezza nella progettazione e nell'installazione derivanti dalla normativa PED (*Pressure Equipment Directive*), la quale definisce i criteri di progettazione, costruzione, equipaggiamento e installazione di apparecchi operanti con pressione massima ammissibile superiore a 0,5 bar. In tal modo si tutela l'utenza da possibili esplosioni o fuoriuscite di fluido dal sistema che potrebbero compromettere l'ambiente e danneggiare la salute dell'individuo.

Dal momento che l'anidride carbonica opera generalmente con pressioni massime comprese fra gli 80 e i 140 bar, i costi di realizzazione degli impianti e dei singoli componenti sono maggiori rispetto ai tradizionali sistemi, poiché la normativa è molto severa e richiede un discreto sovradimensionamento negli spessori e nelle tenute dei diversi elementi.

Date le condizioni di utilizzo previste e in funzione del rapporto carica/volume intero, si decide, quindi, quale sia la pressione di progetto da adottare per i vari componenti.

Oltre alla verifica delle condizioni di progetto compatibili con le condizioni di lavoro previste, devono essere installate valvole di sicurezza aventi taratura e caratteristiche di portata idonee.

Accanto alla normativa PED sono ovviamente in vigore anche le norme nazionali per la messa in esercizio degli impianti. In Italia ci si riferisce al DM 1/12/2004 n.329.

6.Applicazioni

Le applicazioni possibili dei sistemi transcritici ad anidride carbonica riguardano sia il mercato della refrigerazione industriale, che quelli del condizionamento dell'automotive e del residenziale, oltre agli impianti delle pompe di calore per il riscaldamento dell'acqua sanitaria e per il condizionamento degli ambienti.

6.1.Pompe di calore per uso domestico: l'acqua sanitaria

Il possibile mercato delle pompe di calore per il riscaldamento dell'acqua sanitaria è molto ampio: circa il 20% dell'energia utilizzata nel residenziale e negli ambienti commerciali è impiegata per il riscaldamento dell'acqua; ovviamente la medesima necessità è presente anche nel mondo industriale laddove può essere combinata con sistemi di refrigerazione ad assorbimento.

Il ciclo transcritico ad anidride carbonica possiede buonissime caratteristiche termodinamiche atte a garantire il riscaldamento dell'acqua calda sanitaria: efficiente processo di compressione, ottimi coefficienti di scambio termico, possibilità di raggiungere temperature molto più elevate rispetto ai tradizionali fluidi frigorigeni.

In effetti i cicli transcritici ad anidride carbonica garantiscono il raggiungimento di temperature dell'acqua sanitaria oltre i 90°C. Ciò permette di assicurare il trattamento contro la legionella senza l'ausilio di termoresistenze, che solitamente vengono impiegate negli impianti tradizionali, e soprattutto senza che il rendimento del ciclo subisca importanti ripercussioni, tenendo conto che il limite principale di tal ciclo, come detto, deriva dalla temperatura di ingresso dell'acqua e non di uscita.

Ciò consente agli impianti ad anidride carbonica di essere un'ottima alternativa non solo ai tradizionali sistemi di riscaldamento basati sul processo di combustione, ma anche alle pompe di calore operanti con fluidi sintetici, largamente diffusi. Inoltre, per le caratteristiche proprie della CO₂ questi sistemi risultano essere molto compatti.

6.2.Sistemi per il condizionamento dell'aria

Una delle applicazioni dei cicli transcritici ad anidride carbonica è rappresentata dal condizionamento dell'aria negli ambienti. La duplice possibilità di operare sia in modalità pompa di calore che in quella di condizionatore d'aria dei moderni impianti di condizionamento, permette effettivamente di sfruttare totalmente le caratteristiche

termodinamiche dell'anidride carbonica, considerando sia l'effetto utile frigorifero che quello relativo al riscaldamento.

Anche in tal senso diviene utile la sostituzione dei vecchi impianti di condizionamento con pompe di calore innovative a CO₂ sia negli ambienti domestici che in quelli maggiormente energivori degli ambienti industriali e commerciali.

6.3.Refrigerazione commerciale

Anche la refrigerazione commerciale è uno dei settori in cui l'alternativa dell'anidride carbonica può rappresentare un'importante innovazione.

La refrigerazione commerciale comprende una grande varietà di impianti che include sia le piccole unità indipendenti di limitata potenza, che i sistemi complessi caratterizzati da elevate potenze frigorifere (fino a centinaia di kW) per la produzione del freddo a differenti livelli di temperatura.

Tradizionalmente vengono utilizzati fluidi come l'R502 e l'R404a, refrigeranti sintetici caratterizzati da problematiche ambientali derivanti dalla loro immissione nell'atmosfera terrestre.

Una soluzione a tale problematica è rappresentata dall'adozione dell'ammoniaca, che tuttavia presenta un'elevata tossicità che ne impedisce l'utilizzo estensivo, nonostante le ottime proprietà termodinamiche per la produzione del freddo anche per temperature molto basse.

Anche gli idrocarburi sono stati presi in considerazione, ma non hanno avuto grande diffusione a causa del loro grado di infiammabilità che presuppone l'adozione di sistemi centralizzati da cui derivano elevati costi di installazione e manutenzione.

Si comprende, quindi, come l'utilizzo dell'anidride carbonica quale refrigerante naturale con le apprezzabili caratteristiche di minimo impatto ambientale, bassa pericolosità e relativa facilità di gestione dell'impianto possa essere un'ottima soluzione alle problematiche esposte.[18]

6.4.Essicatori d'aria

Un'altra interessante applicazione per le macchine ad anidride carbonica è quella relativa agli essiccatoi. Il ciclo transcritico, anche in questo caso offre l'opportunità di un ottimo accordo tra le temperature, per cui la macchina, che funziona in pompa di calore, permette di far raggiungere all'aria temperature più elevate di quelle ottenibili

con i tradizionali essiccatoi con fluido condensante, facilitando così l'essiccazione dei prodotti interessati. [24]

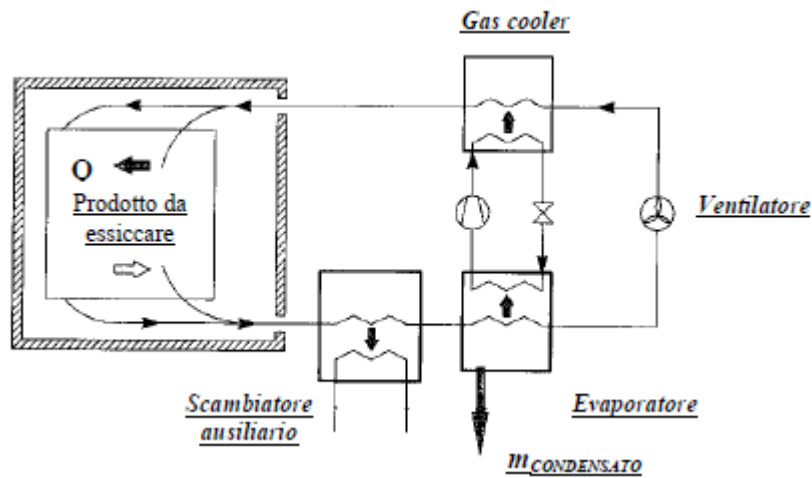


Fig.3.17-Pompa di calore per l'essiccazione operante ad anidride carbonica

Un recente studio riguardante un prototipo di essiccatore domestico basato sul ciclo transcritico in questione ha dimostrato come il consumo elettrico della macchina sia limitato nonostante vi sia un piccolo aumento sul tempo ciclo in confronto ad un tradizionale impianto a R134a. Tale studio ha potuto restituire una valutazione positiva relativamente all'anidride carbonica come fluido operativo per gli essiccatori domestici. [25]

6.5. Condizionamento nell'automotive

Negli ultimi anni il settore in cui i cicli transcritici ad anidride carbonica sembrano suscitare il maggior interesse è quello del condizionamento d'aria degli autoveicoli.

Anche in questo campo, infatti, l'applicazione delle pompe di calore per il condizionamento dell'abitacolo può risultare un effettivo vantaggio sia per le auto elettriche, il cui mercato si sta lentamente sviluppando, che per le autovetture a combustione interna per due motivi:

1. per le auto a funzionamento elettrico, il calore recuperato dal motore è estremamente ridotto non trattandosi di un sistema a combustione interna per cui è essenziale operare il condizionamento con apparati che sfruttino l'energia elettrica e non più il calore del motore;

2. anche per le autovetture a combustione interna la pompa di calore può essere molto utile, dal momento che può mettere a disposizione l'energia termica senza dover attendere che il motore sia caldo.

Ogni anno più di venti milioni di automobili vengono dotate di un sistema di condizionamento e tale numero è destinato ad aumentare, sia perché la richiesta di autoveicoli è destinata a crescere sia perché il condizionatore è divenuto oramai un componente di base, o qualifier, della vettura.

Gran parte di queste automobili utilizza come fluido frigorifero l'R134a, il quale è certamente innocuo per l'ozono essendo un HFC, ma è altrettanto pericoloso per l'ambiente essendo caratterizzato da un indice GWP pari a 1200. Dal momento che le perdite di carica del refrigerante negli impianti di condizionamento delle automobili non sono trascurabili e considerato che la ricarica dell'impianto viene effettuata ogni due anni, si può comprendere come il danno ambientale possa essere estremamente elevato. Anche in questo caso, quindi, è palese il vantaggio offerto dall'utilizzo dell'anidride carbonica in sostituzione all'R134a.

In tal senso a conferma dell'orientamento scelto da parte dell'industria in generale, alcune case automobilistiche, fatte le debite valutazioni soprattutto sotto l'aspetto ambientale, hanno iniziato ad installare impianti di questo tipo su alcuni modelli di autovetture.

CAPITOLO 4

COMPONENTISTICA PER LE POMPE DI CALORE A CO₂

Per ciò che concerne la componentistica necessaria per l'effettiva costruzione delle pompe di calore operanti ad anidride carbonica, è necessario adottare soluzioni impiantistiche particolari, a causa delle elevate pressioni che devono essere generate per garantire un accettabile funzionamento degli impianti.

Per l'anidride carbonica, infatti, i componenti standard utilizzati solitamente per fluidi come HFC e HCFC non possono essere compatibili, in quanto le pressioni operative sono molto più elevate e la tenuta di canalizzazioni e scambiatori può essere compromessa. A tali istanze, inoltre, si aggiungono le problematiche relative alle alte temperature di scarico dal compressore, la compatibilità con gli oli lubrificanti e la potenziale degradazione delle guarnizioni a causa delle elevate pressioni e temperature.

Per tali motivi e a causa del fatto che il mercato degli impianti operanti ad anidride carbonica non si è ancora sviluppato in modo significativo, vi sono difficoltà rilevanti nell'implementazione di una supply chain efficiente per ciò che concerne la componentistica.

Nonostante, comunque, tali problematiche, alcuni produttori di componenti supportano l'R744 sia in Giappone che in Europa e possono essere fondamentali in un prossimo futuro per lo sviluppo di tale tecnologia.

I componenti basilari che devono essere analizzati per la produzione e l'assemblaggio delle pompe di calore sono:

- compressori;
- scambiatori di calore per gas cooler ed evaporatori;
- valvole di laminazione;
- oli lubrificanti;
- elastomeri che fungono da guarnizioni.

1.Compressori

Le caratteristiche termodinamiche dell'anidride carbonica comportano la generazione di pressioni operative molto elevate, talvolta superiori a 140 bar, valori molto superiori rispetto a quelli realizzati da parte di qualsiasi altro refrigerante. Ciò ha imposto la riprogettazione dei compressori in modo da renderli compatibili con le pressioni e le caratteristiche termo-fisiche dell'anidride carbonica.

I compressori presenti sul mercato sono molto diversi fra loro a seconda della potenza e delle applicazioni: si distinguono per il tipo di funzionamento e per il campo di potenze ottimali di lavoro.

Essi si dividono in due principali tipologie: compressori centrifughi - non trattati in questo elaborato - e compressori volumetrici.

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

- alternativi o a pistoni;
- a vite;
- scroll;
- rotativi a palette (o a eccentrico);
- per uso automobilistico.

1.1.Compressori alternativi a pistoni

I compressori alternativi a pistoni sono i più intuitivi e quelli utilizzati da maggior tempo, grazie alla loro robustezza e semplicità di funzionamento.

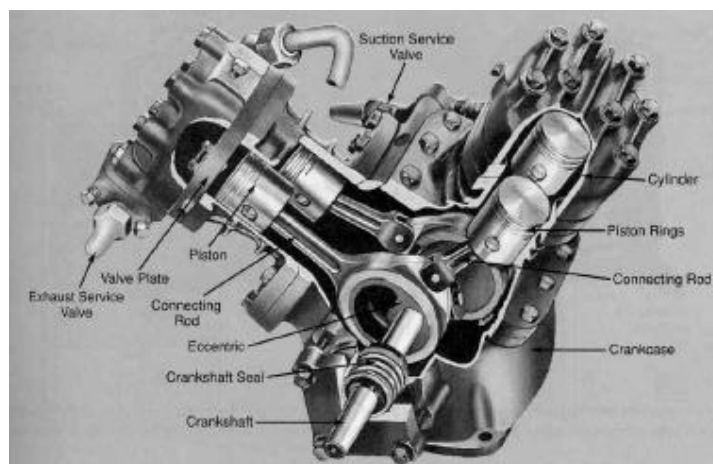


Fig.4.1-Schema compressore alternativo a pistoni

1.1.1. Funzionamento

Tali compressori sono costituiti da un cilindro all'interno del quale scorre un pistone che comprime il volume del gas aspirato e da valvole automatiche di aspirazione e mandata che permettono di aspirare il gas e renderlo disponibile alla pressione voluta.

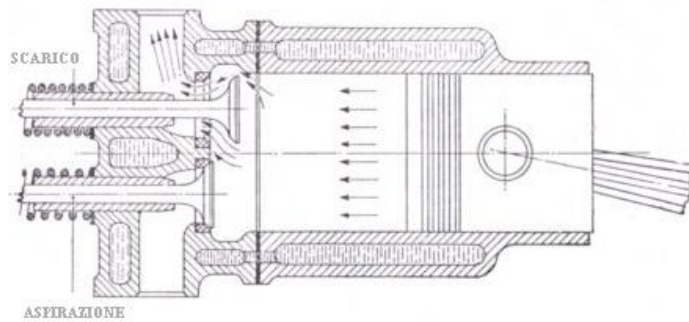


Fig.4.2-Schema del cilindro di un compressore alternativo a pistoni

Il funzionamento di tali compressori è discontinuo e il rendimento volumetrico, come noto, diminuisce con l'aumentare del rapporto delle pressioni, in quanto, come già citato nel capitolo precedente:

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

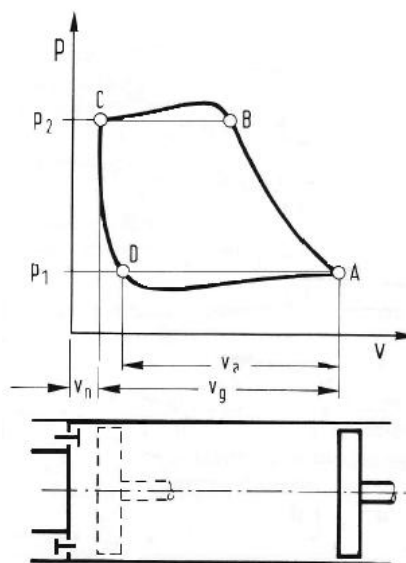


Fig.4.3-Diagramma per il rapporto volumetrico del compressore

1.1.2.Problematiche

A livello tecnologico si è osservato che l'elevata differenza tra la pressione di mandata e quella di aspirazione crea notevoli carichi sui supporti striscianti quali cuscinetti e bronzine; i produttori di compressori, perciò, hanno attivato diverse soluzioni per risolvere tale problematica, tra le quali: il bilanciamento degli alberi, i sistemi di compressione bistadio con carcassa mantenuta a pressione intermedia, sistemi di compensazione delle pressioni.

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

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

Uno studio teorico-sperimentale sull'efficienza dei compressori alternativi utilizzati per gli impianti ad anidride carbonica ha dimostrato che le perdite per trafilamento tra il cilindro e il pistone sono molto più penalizzanti rispetto a quelle derivanti dalla perdita attraverso le valvole o dallo scambio termico. Inoltre, lo stesso studio ha permesso di dimostrare come il trafilamento di anidride carbonica attraverso i giochi cilindro pistone sia proporzionale alla differenza dei quadrati delle pressioni di aspirazione e mandata generate dal compressore. [28]

Considerando, quindi, che le pressioni operative dell'anidride carbonica superano molto spesso i 100 bar e che le differenze fra le pressioni di mandata e di aspirazione sono molto elevate, è possibile affermare che le perdite per trafilamento sono quelle maggiormente responsabili dell'inefficienza di tale tipologia di dispositivi.

Da ciò deriva che per la produzione dei compressori alternativi è necessaria un'accorta progettazione del prodotto e del processo, in modo da sviluppare lavorazioni precise per gli accoppiamenti fra parti mobili, adottando tutti gli accorgimenti possibili per garantire tenuta ed efficienza.

1.1.3.Classificazione

I compressori alternativi possono essere a loro volta classificati a seconda della modalità costruttiva. Esistono, infatti, compressori:

- Ermatici: il compressore vero e proprio e il motore elettrico sono racchiusi in un unico involucro saldato e non accessibile per manutenzione: qualora si rompa un singolo componente è necessario sostituire l'intero compressore. Questi compressori sono utilizzati nella refrigerazione civile e negli impianti di climatizzazione per piccole e medie potenze.
- Semi-ermatici: come per gli ermetici, il compressore e il motore sono racchiusi in un unico involucro, che però può essere aperto per le operazioni di manutenzione. Questi compressori sono utilizzati per le medie potenze e nei gruppi refrigeratori d'acqua.
- Aperti: il compressore e il motore sono due entità completamente distinte. Dal gruppo compressore esce un albero di trasmissione a cui collegare il motore tramite puleggia, cinghie o altro e sia il motore che il gruppo di compressione sono completamente ispezionabili. Questi compressori sono utilizzati per le medie e per le grandi potenze frigorifere.

1.1.4. Principali compressori sul mercato

Tre principali aziende si sono distinte per la realizzazione di compressori alternativi di modeste dimensioni, adatte per le applicazioni di piccola potenza relative alla refrigerazione e alle pompe di calore:

- *Officine Mario Dorin*: azienda italiana che ha commercializzato compressori per i cicli transcritici operanti all'interno di un range di portata da 3,5 a 12,6 m³/h.



Fig.4.4-Compressore Dorin

- *Bock*: azienda tedesca che ha introdotto nel mercato compressori ermetici e semiermatici per la refrigerazione e il condizionamento di ambienti industriali e

commerciali. Bock dispone anche di compressori elettrici a due cilindri con portate da 7,7 a 20 m³/h per le applicazioni con anidride carbonica in campo transcritico.



Fig.4.5-Compressore Bock RKX26/31 transcritico

- *Danfoss*: azienda danese che ha sviluppato un compressore ermetico monocilindrico per applicazioni domestiche con una potenza nominale da 0,5 a 1,2 kW.



Fig.4.6-Compressore ermetico Danfoss

1.2.Compressori a vite

Un tipo di compressore molto utilizzato, soprattutto per le grandi potenze, è quello a vite. In commercio ne esistono di diverse tipologie, ma il suo funzionamento è sempre basato sull'ingranaggio a doppia vite, maschio e femmina, che permette di intrappolare il gas negli interstizi che si creano. Il fluido viene aspirato a partire dalla zona di aspirazione ed è quindi spinto verso la zona assialmente opposta con volumi che si riducono progressivamente.

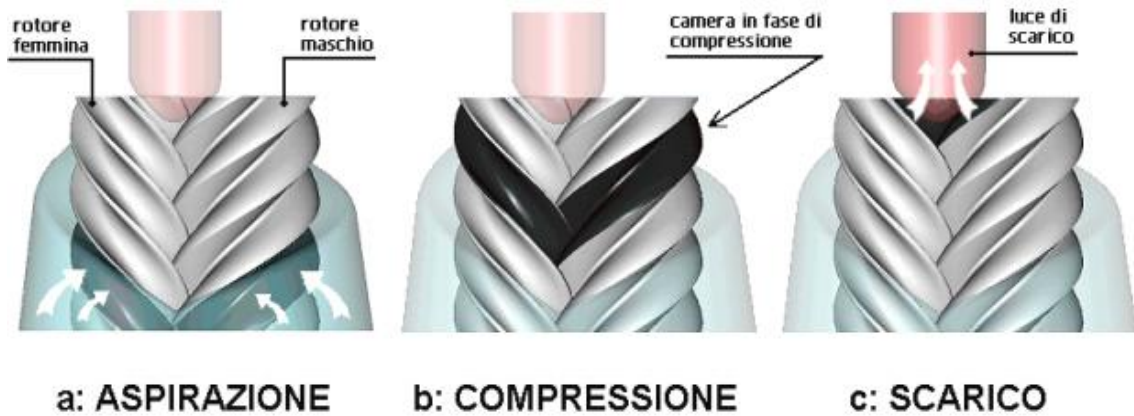


Fig.4.7-Schema funzionamento del compressore a vite

Il rapporto volumetrico delle viti, la forma dello scarico e la geometria dello statore determinano il rapporto di compressione generato dal compressore.



Fig.4.8-Schema compressore a vite

Ciò permette di ottenere un flusso di fluido compresso più costante, adatto per le applicazioni frigorifere ad elevata potenza.

1.2.1. Compressori per l'aria

Il compressore a vite nasce come compressore a secco per poter comprimere gas senza contaminarli con olio. Una tipica applicazione è riscontrabile nel campo dell'aria compressa: in questi casi i compressori sono forniti di due viti entrambe dotate di moto proprio e tra di loro perfettamente sincronizzate: in questo modo non vengono mai a

contatto tra le loro superfici, benché gli spazi tra le stesse siano minimi, rendendo superflua la lubrificazione.

1.2.2. Compressori per impianti frigoriferi

Diversa è la natura dei compressori a vite utilizzati nel campo della refrigerazione.

Per ridurre i costi dovuti alla precisione della lavorazione dei due profili, ai sistemi di sincronizzazione e soprattutto per eliminare i problemi dovuti ai carichi assiali sui profili dovuti al maggior differenziale di pressione del campo di lavoro dei fluidi frigoriferi, le superfici delle viti vengono messe a contatto fra di loro.

Così, mentre la vite maschio è direttamente collegata al motore, la vite femmina viene trainata dal moto della prima. Un'abbondante lubrificazione permette il corretto funzionamento del sistema, fungendo contemporaneamente anche da tenuta.

Per ciò che concerne le applicazioni per impianti ad anidride carbonica, i compressori a vite sono attualmente utilizzati per fornire potenze frigorifere maggiori di 100kW.

L'azienda Mayakawa, attraverso l'utilizzo di un compressore a vite con iniezione di lubrificante e profilo delle viti opportunamente disegnato per l'impiego dell'anidride carbonica come fluido frigorifero, ha realizzato un gruppo raffreddatore di salamoia per l'accumulo del ghiaccio che sviluppa pressioni operative variabili da 23 a 90 bar e una potenza frigorifera nominale di 141kW. [29]



Fig.4.8-Foto del raffreddatore Mayakawa a CO₂

1.3.Compressori scroll

Questi dispositivi sviluppano la compressione del gas grazie all'azione combinata di due spirali evolventi accoppiate fra loro. La prima spirale rimane fissa, mentre la seconda compie al di sopra un movimento orbitale.

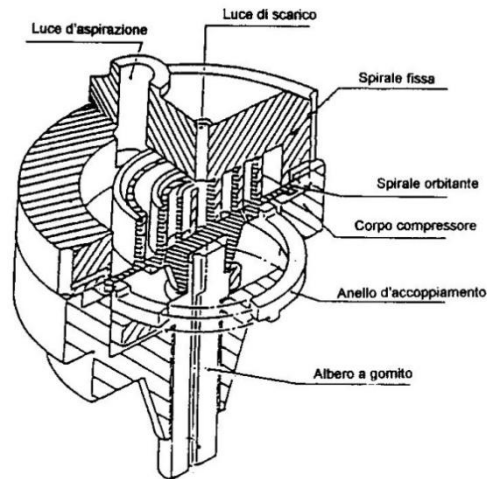


Fig.4.9-Sezione della testata di un compressore scroll

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.

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

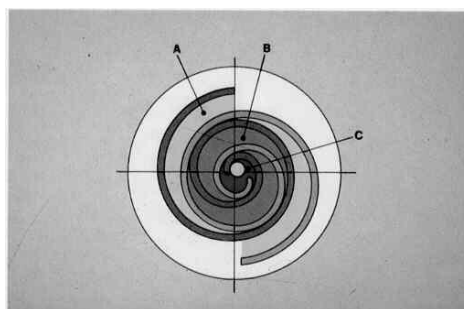


Fig.4.10-Schema funzionamento compressione scroll

Il movimento orbitante su cui è basato il compressore è generato dal giunto di Oldham, il quale è calettato direttamente sull'albero del compressore e permette alla spirale mobile di orbitare su quella fissa.



Fig.4.11-Esploso dell'albero e del giunto di Oldham per il compressore scroll

Questi compressori sono solitamente utilizzati per le applicazioni frigorifere di bassa potenza, per la climatizzazione e per le pompe di calore oltre 230 kW.

Per ciò che concerne l'utilizzo di tale tipologia di compressore con l'anidride carbonica, si evidenzia la realizzazione di un'unità ermetica da parte della giapponese Matsushita per il funzionamento di un chiller ad uso residenziale, mentre altri tipi di soluzione sono stati prodotti, sempre in Giappone, da Denso, TEPCO e CRIEPI per le pompe di calore utili al riscaldamento dell'acqua sanitaria [30].

La Mitsubishi Heavy Industries ha invece realizzato un compressore scroll adatto per l'uso automobilistico con una cilindrata ridotta a 13cc.

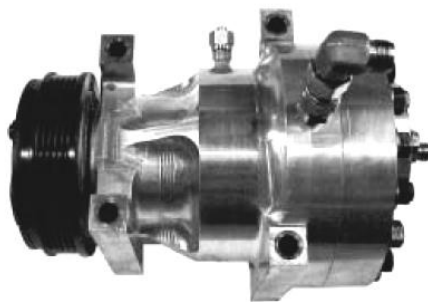


Fig.4.12-Compressore scroll uso automobilistico della Mitsubishi Heavy Industries

1.4.Compressori ad eccentrico (o a palette)

I compressori ad eccentrico rappresentano un'alternativa per le piccole taglie che sono solitamente utilizzate in ambito residenziale.

Essi sono basati sull'utilizzo di particolari palette che consentono di intrappolare il gas all'interno del cilindro del compressore, dove viene fatto ruotare uno speciale pistone rotativo (o rotore) che permette la compressione del gas. Una volta raggiunta la pressione ideale, una speciale valvola automatica di mandata permette al gas di uscire dal compressore.

1.4.1.Tipologia di compressori a palette

A seconda della tipologia di rotore utilizzato, si distinguono compressori a lama fissa e a lame rotanti. La differenza consiste nella modalità di separazione fra l'aspirazione e la compressione.

- *Compressori a lama fissa*

Questi compressori sono caratterizzati dal fatto che il punto di tangenza fra il rotore e il cilindro si sposta continuamente sulla circonferenza interna del cilindro stesso. La lama fissa aderisce al rotore per effetto di una molla che la fa avanzare e arretrare all'interno della parete del cilindro, permettendole di separare le zone di aspirazione e compressione.

Per tale tipologia di compressori il centro di rotazione del rotore coincide con il centro del cilindro.

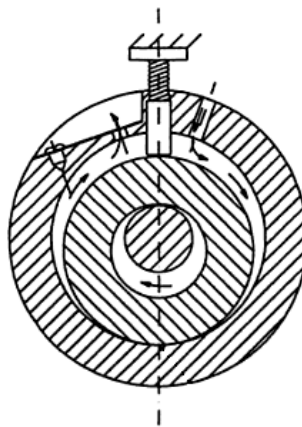


Fig.4.13-Schema compressore rotativo a lama fissa

- *Compressori a lame rotanti*

In questo caso il centro del cilindro e il centro di rotazione del rotore non coincidono e ciò permette di mantenere a lungo il contatto fra i due componenti. Le lame sono incassate nel cilindro e vengono mantenute a contatto con le pareti dello stesso tramite apposite molle.

La rotazione del rotore unita all'azione delle molle crea zone di aspirazione e compressione che permettono al compressore di svolgere la propria funzione.

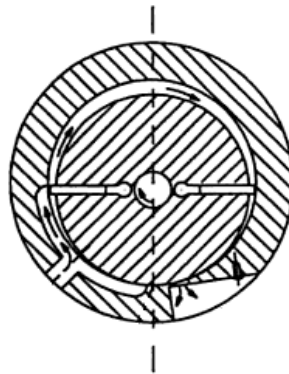


Fig.4.14-Schema compressore rotativo a lame rotanti

1.4.2.Compressori bistadio

Per ottenere una migliore efficienza si possono utilizzare compressori bistadio, i quali garantiscono migliori funzionamenti grazie alla riduzione delle perdite per trafileamento e alle ridotte vibrazioni e rumorosità. Ciò è assicurato dal fatto che i pistoni rotanti sono montati con uno sfasamento di 180° , così da garantire un miglior bilanciamento dell'albero.

Sanyo ha recentemente sviluppato un compressore a rotore eccentrico ermetico bistadio che garantisce una buona efficienza e assorbe una piccola potenza pari a 400W.

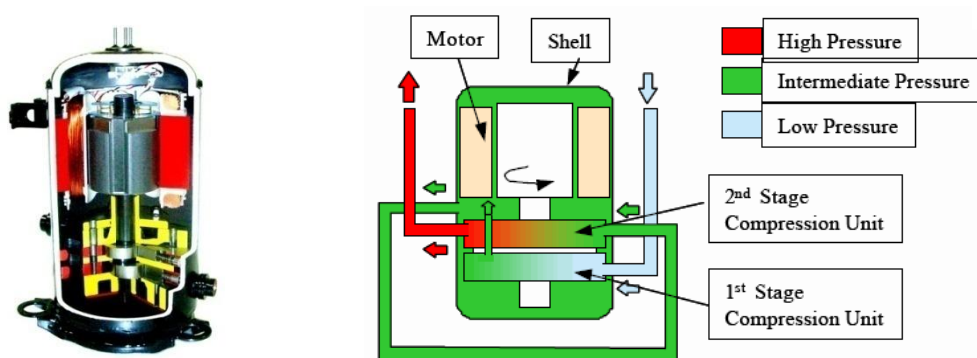


Fig.4.15-Schema funzionale del compressore rotativo eccentrico bistadio della Sanyo

Per ciò che concerne l'utilizzo con l'anidride carbonica, si è evidenziato un notevole interesse da parte di Sanyo, che ha realizzato una pompa di calore a CO₂ per la produzione di acqua calda sanitaria, dotata dello stesso tipo di compressore bistadio, capace di assorbire le potenze elettriche disponibili nell'ambito residenziale (da 4,5 fino a 9,0 kW), mantenendo un'elevata efficienza operativa. [36]

1.5.Compressori per uso automobilistico

Un importante segmento di mercato in cui l'applicazione dell'anidride carbonica sembra stia apportando benefici è quello del condizionamento automobilistico, per il quale sono stati creati compressori ad hoc in grado di gestire il carico termico variabile caratteristico dell'auto.

È, infatti, particolarmente utile dal punto di vista dell'efficienza energetica poter modulare la potenza frigorifera erogata attraverso la variazione della cilindrata.

Tali soluzioni tecnologiche sono tuttavia in fase di prototipo.

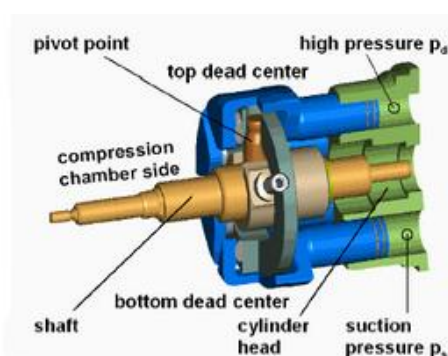


Fig.4.16-Schema del compressore per uso automobilistico con sistema per la regolazione della cilindrata

2.Scambiatori di calore

Gli scambiatori di calore consentono il trasferimento di energia termica dal fluido frigorifero all'ambiente esterno. Le caratteristiche costruttive degli scambiatori devono tener conto della natura della sorgente fredda e calda, delle modalità di utilizzo e delle caratteristiche del fluido refrigerante.

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

Per qualunque impianto frigorifero, l'alta qualità degli scambiatori di calore è essenziale per ottenere la massima efficienza energetica di ciclo. Il grado di ottimizzazione deve riguardare principalmente il disegno dei circuiti percorsi dal fluido frigorifero, oltre che la scelta del tipo di geometria che realizzi il miglior compromesso tra cadute di pressione e coefficiente di scambio termico.

2.1.Tipologie di scambiatori per le pompe di calore

A seconda del tipo di pompa di calore che si vuole implementare e a seconda della potenza termica da fornire, esistono differenti soluzioni impiantistiche, caratterizzate da differenti tipologie di scambiatori di calore che costituiscono, appunto, condensatore ed evaporatore.

Le tipologie di scambiatore utilizzate nelle applicazioni per le pompe di calore sono:

- scambiatori a piastre;
- scambiatori a tubi coassiali (serpentine);
- scambiatori a fascio tubiero;
- batterie alettate.

2.2.Scambiatori a piastre

Uno scambiatore a piastre consiste in una serie di fogli metallici corrugati, dotati di guarnizione e di condotti d'angolo da cui vengono distribuiti i fluidi che partecipano allo scambio termico tramite convezione termica. Essi sono costruiti in modo tale da evitare la miscibilità fra gli stessi fluidi, mantenendo contemporaneamente un elevato coefficiente di scambio termico e riducendo le perdite di carico che si determinano all'interno degli scambiatori stessi.

Ciò è garantito grazie al fatto che all'interno dello scambiatore, fra gli interstizi vuoti delimitati dalle piastre, si inseriscono alternativamente lame di fluido caldo e freddo, che scambiano fra loro la propria energia termica in moto fortemente turbolento. Inoltre, grazie all'alternanza fra fluido caldo e freddo e al loro moto all'interno delle canalizzazioni, si genera uno scambio termico in controcorrente quasi perfetta.

Tali scambiatori di calore sono molto compatti e garantiscono una lunghezza termica di scambio elevata, occupando un volume decisamente inferiore rispetto alle altre tipologie di scambiatori.

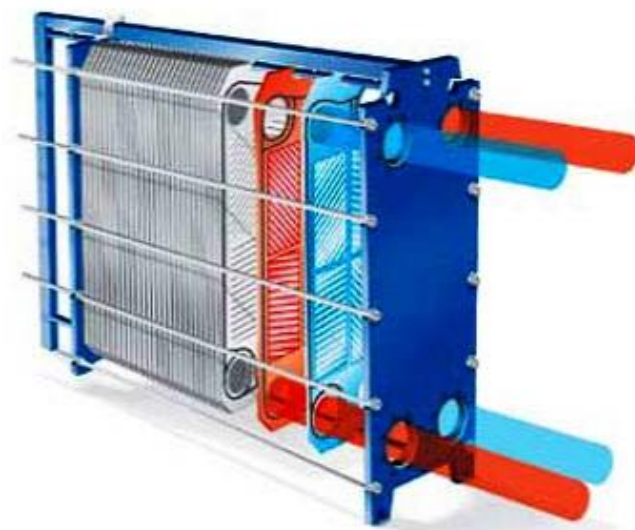


Fig.4.17-Scambiatore di calore a piastre

2.2.1.Le caratteristiche delle piastre

Le piastre di questi scambiatori sono caratterizzate da:

- impaccature con spaziature variabili da 2 a 5 mm, attraverso le quali scorrono i fluidi interessati dallo scambio termico;
- spessore modesto variabile da 0,5 a 1 mm;
- guarnizione e condotti d'angolo da cui viene distribuito il fluido;
- piastre destre e sinistre sulle quali la guarnizione guida o impedisce il passaggio del fluido;
- materiale pregiato resistente alla corrosione: questo evita le forature delle piastre nel momento in cui fluiscono fluidi pericolosi. Sono solitamente utilizzati acciai inossidabili tipo AISI 304 o 316.

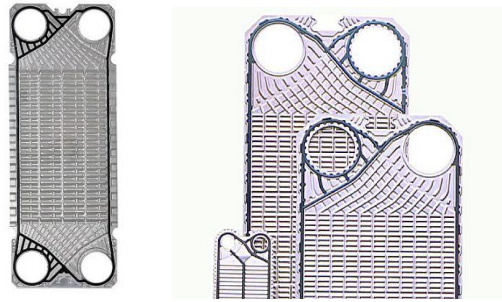


Fig.4.18-Piastre utilizzate per gli omonimi scambiatori

Le piastre sono assemblate fra loro in modo che il fusto e la piastra in pressione, che chiudono lo scambiatore stesso, contengano tutte le altre, che sono mantenute in posizione grazie ai tiranti e alle barre guida. Questo particolare metodo di assemblaggio permette di operare la manutenzione e la pulizia dello scambiatore con un semplice smontaggio.

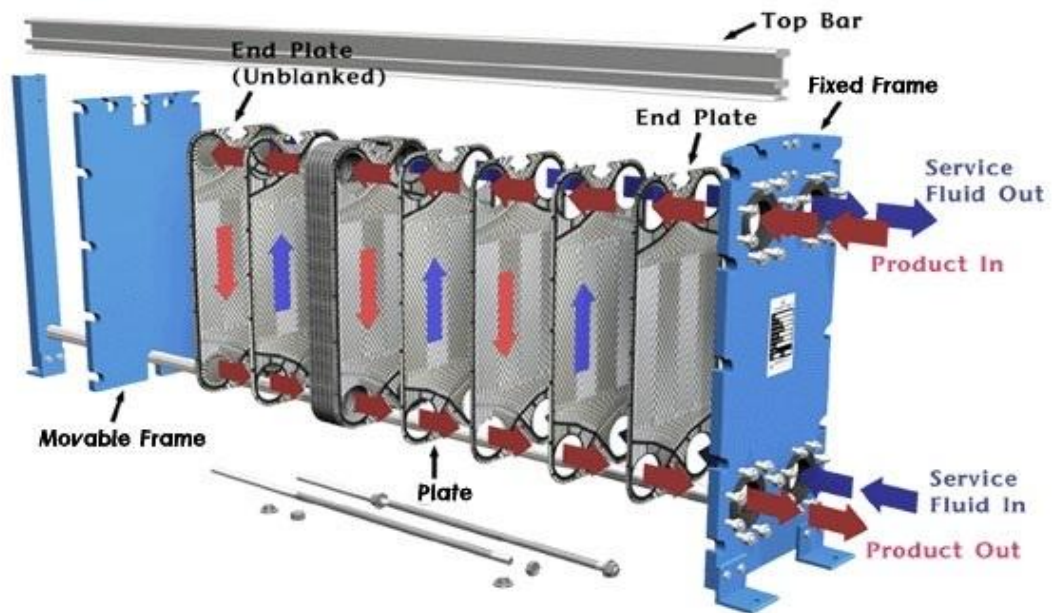


Fig.4.19-Componenti dello scambiatore a piastre

La corrugazione delle piastre può essere di diversi tipi, ognuna caratterizzata da coefficienti di convezione termica e perdite di carico differenti. È necessario, quindi, operare la scelta sulla base del compromesso fra tali fattori.

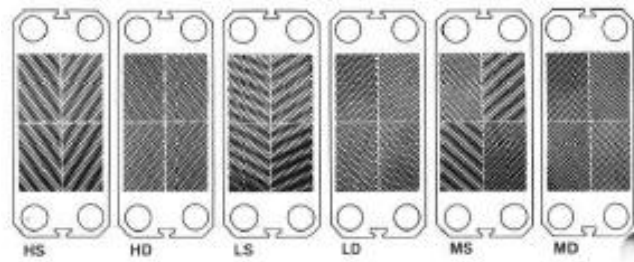


Fig.4.20-Diverse tipologie di piastre corrugate

La distribuzione dei flussi può essere molto differenziata, grazie alla possibilità di operare cambi nella disposizione delle piastre all'interno dello scambiatore. Ciò permette di ottenere ad esempio:

- disposizione dei flussi in parallelo;
- disposizione in serie;
- disposizione mista.

2.2.2. Guarnizioni

Il fattore chiave e determinante che discrimina l'utilizzo degli scambiatori a piastre è la guarnizione, che permette l'accoppiamento e la tenuta delle piastre stesse. Inoltre, è tale elemento che garantisce l'immiscibilità fra i fluidi coinvolti nel processo di scambio termico, anche grazie alla presenza degli sfiati che permettono di dirigere verso l'esterno dello scambiatore gli eventuali trafilaggi o le perdite che possono presentarsi: in tal modo si impedisce completamente l'inquinamento di un fluido rispetto all'altro.

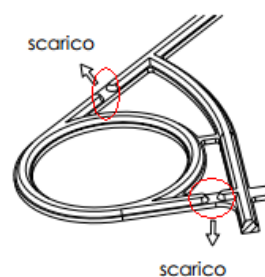


Fig.4.21-Particolarità delle guarnizioni utilizzate negli scambiatori a piastre

La guarnizione rappresenta il fattore condizionante e limitante nella resistenza alla pressione e alla temperatura per l'utilizzo degli scambiatori. Essi sono infatti

caratterizzati da elevati coefficienti di scambio termico, ma anche da condizioni fortemente limitanti.

A seconda del materiale di cui è composta la guarnizione, lo scambiatore presenta una differente resistenza a pressione e temperatura. Come si può notare dalla tabella 4.1, le temperature massime raggiungibili toccano i 200°C, a cui corrispondono, però, pressioni di circa 20 bar.

GUARNIZIONI

MATERIALE	PRESSIONE MAX [bar]	TEMPERATURA MAX [°C]
Nitrile	16	110
EPDM	21	145
Viton	10	100
Teflon	10	100
Butile	9	75
Neoprene	10	75
Silicone	16	175
F.E.M.	20	200

Tabella 4.1-Valori massimi di pressione e temperatura relativi alla tenuta dei vari materiali di cui possono essere costituite le guarnizioni degli scambiatori a piastre

Grazie allo scambiatore Technosystem, tuttavia, il campo delle pressioni e delle temperature per l'utilizzo di scambiatori a piastre disassemblabili e dotati di guarnizioni è notevolmente aumentato e, come si nota dal grafico 4.22, vi è la possibilità di raggiungere i 230°C di temperatura e i 40 bar di pressione senza che si verifichino danneggiamenti allo scambiatore o alla guarnizione.

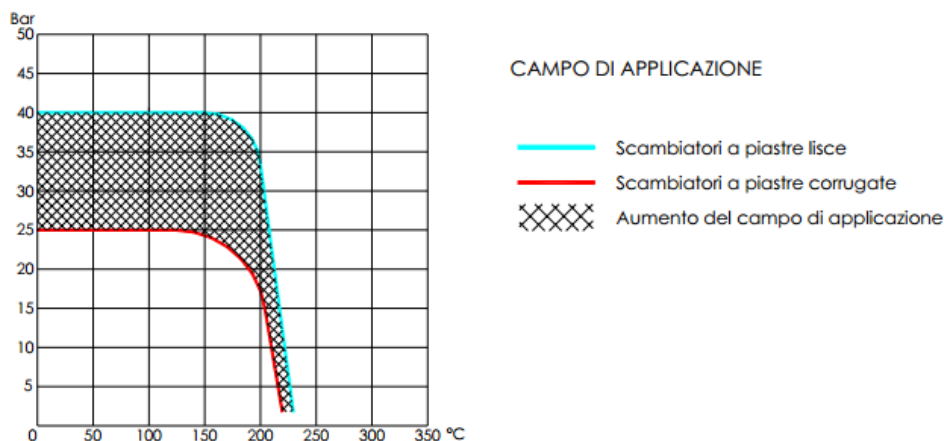


Fig.4.22-Campo di applicazione degli scambiatori Technosystem

Ciò è reso possibile grazie al particolare metodo di produzione delle piastre, caratterizzate dal fatto che le guarnizioni sono rivolte verso l'interno e la lamiera costituente le piastre stesse è piegata in modo da garantire la tenuta delle guarnizioni dello scambiatore. [37]



Fig.4.23-Sistema di ancoraggio della guarnizione per una piastra Technosystem

Per impianti che sviluppano pressioni e temperature superiori, si ricorre solitamente alla saldobrasatura o alla saldatura delle piastre stesse, che in tal caso non possono essere disassemblate.

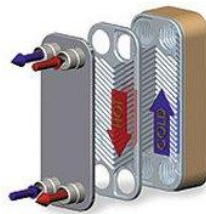


Fig.4.24-Scambiatore a piastre saldobrasate

Per le normali applicazioni delle pompe di calore sono scambiatori che operano comunque in sicurezza, resistendo in modo ottimo alle pressioni che si sviluppano normalmente con l'utilizzo dei refrigeranti standard.

2.2.3.Fattore di sporramento

Un ulteriore parametro di cui tener conto per uno scambiatore a piastre è il fattore sporramento che risulta molto inferiore rispetto alle altre tipologie di scambiatore.

Ciò è dovuto al fatto che:

- l'alta turbolenza mantiene i solidi in sospensione;

- le superfici di scambio sono corrugate, ma lisce;
- non vi sono spazi in cui il fluido ristagna;
- le piastre sono costituite da materiali non soggetti a corrosione, quindi non si creano depositi corrosivi dove la sporcizia può aderire;
- la pulizia è molto agevole in quanto possono essere smontati per manutenzione.

Questa tipologia di scambiatori è caratterizzata da una grande varietà, in grado di coprire tutte le potenze termiche che possono essere richieste

2.3.Scambiatori a tubi coassiali e “serpentine”

Questa famiglia di scambiatori permette lo scambio termico fra due fluidi all'interno di una speciale canalizzazione costituita da due tubi concentrici di differente diametro, uno inserito nell'altro, tali per cui è possibile garantire il passaggio di differenti fluidi a temperature diverse per lo scambio di energia termica, sia in modalità equicorrente che in controcorrente.

Essi vengono dimensionati a seconda del flusso termico che deve essere ceduto o acquisito da ciascun fluido e, conseguentemente, per la riduzione dello spazio e del volume occupato, di norma vengono impiegati in forma di serpentina.

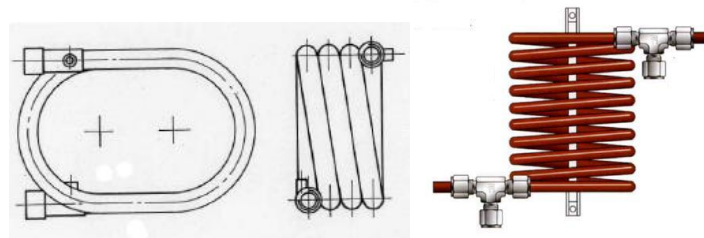


Fig.4.25-Scambiatore di calore coassiale

Tali scambiatori resistono eccellentemente alla pressione e alla temperatura, garantiscono l'immiscibilità dei fluidi e consentono di ottenere uno scambio termico in controcorrente perfetta.

Fanno parte di questa tipologia anche gli scambiatori a grappolo, costituiti da una canalizzazione che contiene al suo interno molteplici tubazioni, dove a loro volta scorre uno dei due fluidi coinvolti nello scambio termico, mentre l'altro fluisce nell'intercapedine esternamente delimitata dalla prima tubazione.

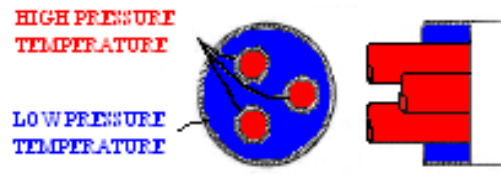


Fig.4.26-Scambiatore di calore coassiale

2.4.Scambiatori a fascio tubiero

Gli scambiatori a fascio tubiero sono scambiatori di calore a superficie, in cui le correnti dei fluidi da trattare scorrono all'interno delle tubazioni, racchiuse in un recipiente di forma cilindrica e nello spazio circostante che si viene a creare.

Essi sono costituiti da:

- **Fasciame:** è l'insieme delle tubazioni all'interno delle quali scorre uno dei due fluidi che partecipano allo scambio termico.
- **Mantello:** è lo spazio interno delimitato dal fasciame e dall'involucro esterno dello scambiatore entro cui scorre l'altro fluido.
- **Testate:** sono le estremità dello scambiatore che delimitano il volume costituito dalla parte interna dei tubi.
- **Diaframmi:** sono setti in lamiera forata di forma variabile, che hanno le funzioni di guidare il flusso del fluido esterno alle canalizzazioni e di spaziare e sorreggere le stesse tubazioni lungo l'intero scambiatore.

Tali scambiatori sono realizzati secondo una procedura precisa, che consiste nel fissaggio dei tubi per mandrinatura o saldatura ai diaframmi, i quali a loro volta sono fissati all'involucro esterno del mantello.

In figura 4.27 è possibile identificare ogni parte costituente lo scambiatore a fascio tubiero e identificare i percorsi che seguono il fluido caldo, che si raffredda, e il fluido freddo, che si riscalda.

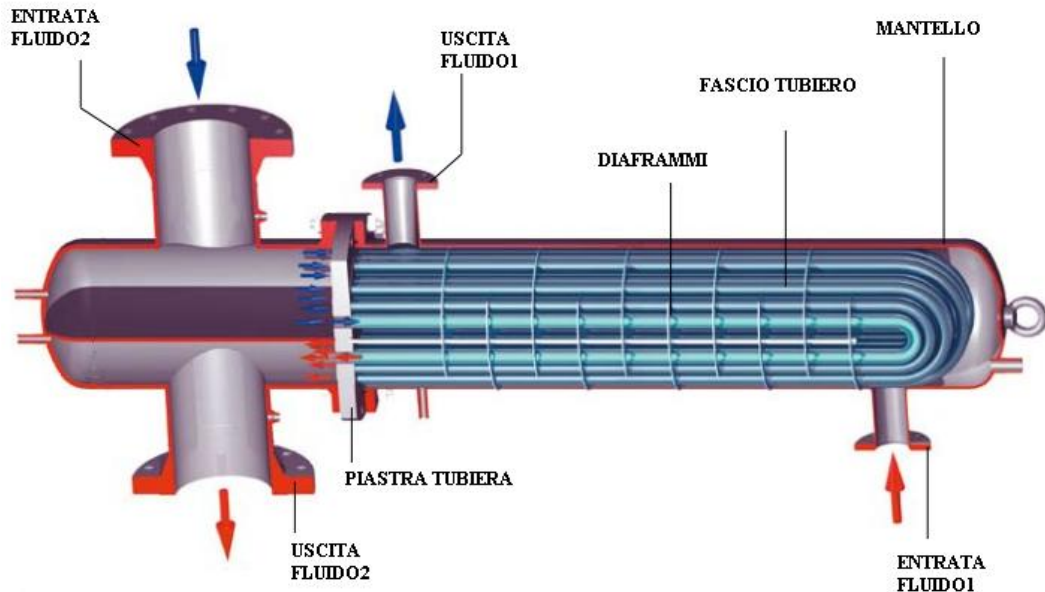


Fig.4.27-Scambiatore a fascio tubiero

Conseguentemente, lo scambiatore non è smontabile e la pulizia interna avviene per mezzo di spazzole rotanti inserite all'interno dei tubi (a cui si accede smontando la testata) e di agenti chimici per la pulizia del mantello. Esistono, comunque, anche scambiatori a testa flottante che permettono di estrarre il fasciame da una delle testate, in modo tale da poter garantire una maggiore facilità nella pulizia meccanica di tubi e mantello.

Gli scambiatori a fascio tubiero sono utilizzati nel caso in cui l'area di scambio termico diventa molto estesa, per cui l'ingombro degli scambiatori a tubi concentrici e coassiali diventa eccessivo. La superficie di scambio termico per tale tipologia di scambiatori può essere superiore alla decina di migliaia di metri quadrati.

La loro geometria può essere variabile a seconda della disposizione dei flussi e del sistema di montaggio delle testate.

Inoltre, nel momento in cui è necessario, al loro interno è possibile realizzare più passaggi nei tubi o nel fasciame da parte dei fluidi coinvolti, ma poiché il passaggio nel fasciame risulta critico nella distribuzione del flusso- che tende a concentrarsi nella zona centrale dello scambiatore- è doveroso garantire sistemi di guida alla corrente di

fluido attraverso una disposizione intelligente dei diaframmi interni i quali consentono di evitare le ampie sacche di ristagno nelle parti periferiche dello scambiatore di calore.

A seconda delle varie esigenze del progetto termico, dettate dalle diverse portate termiche presenti nei due lati dello scambiatore, si determinano differenti possibili soluzioni per i passaggi nei tubi o nel fasciame, come quelle riportate nella figura seguente:

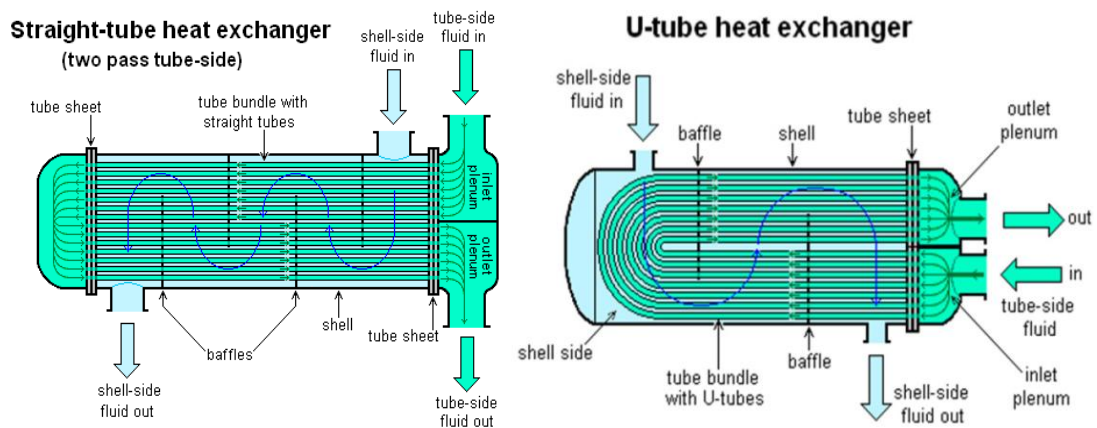


Fig.4.28-Diverse disposizioni dei flussi all'interno di uno scambiatore a fascio tubiero

2.5. Batterie Alettate

Questi particolari scambiatori sono utilizzati in modo specifico per lo scambio termico liquido - gas o liquido - aria o aria - aria.

Essi sono costituiti da una serie di tubi, all'interno dei quali fluisce uno dei due fluidi coinvolti nel processo di scambio termico, e da un fascio compatto di alette disposte trasversalmente rispetto ai tubi attraverso cui fluisce l'altro fluido. Si caratterizza quindi uno scambio di calore a flussi incrociati.

La tecnologia tradizionale impiega tubi di rame ed alette di alluminio, che consentono un aumento della superficie di scambio termico.

I tubi vengono piegati in modo da essere facilmente inseriti nel pacco alettato e, per effetto della deformazione plastica, ovvero la mandrinatura, si realizza l'unione ed il contatto termico fra le alette ed i tubi.

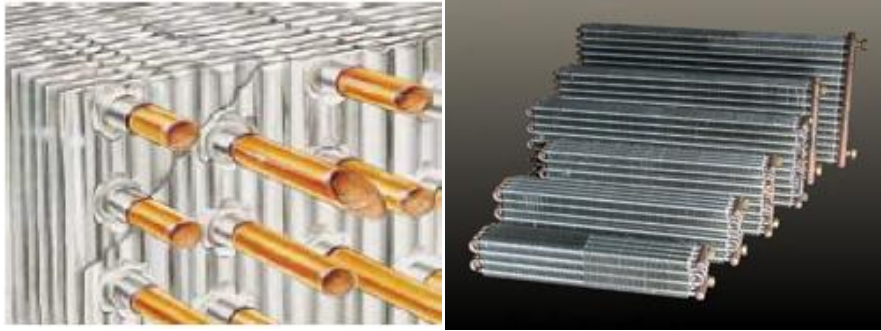


Fig.4.29-Batterie alettate

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
Le tubazioni possono essere caratterizzate da differenti diametri, più o meno ampi, a seconda della pressione sviluppata dal fluido che li attraversa;
- il passo delle alette
Il passo delle alette può essere più o meno ampio a seconda della potenza termica da scambiare e delle perdite di carico relative al fluido che attraversa il pacco alettato;
- la forma delle alette
Le alette possono essere di forma liscia, corrugata, intagliata.

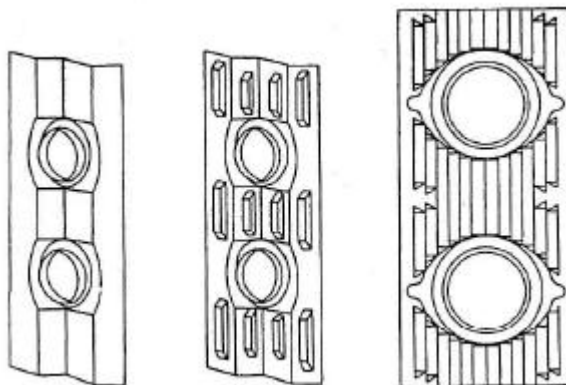


Fig.4.30-Diverse tipologie di batterie alettate con differenti diametri dei tubi e differente forma della alette

Il funzionamento di una batteria alettata è definito da due parametri fondamentali: la capacità di scambio termico e la perdita di carico che deriva dal tipo di batteria utilizzata.

È necessario evidenziare il fatto che la scelta della batteria alettata da impiegare è guidata dal trade-off fra questi 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 il comportamento di alette con intagli speciali sia migliore.

3. Gas cooler ed evaporatori per le pompe di calore ad anidride carbonica

Per quanto riguarda l'utilizzo dell'anidride carbonica, si ricorda, come già descritto, che nelle condizioni operative per ciclo inverso le sue proprietà termo-fisiche sono favorevoli alla realizzazione di elevati coefficienti di scambio termico negli scambiatori di calore di opportuna geometria.

Inoltre, poiché le pressioni operative sono molto elevate, le perdite di carico all'interno dei componenti del circuito possono essere fino a cinque volte maggiori rispetto al caso di utilizzo dei tradizionali fluidi frigorigeni: i coefficienti di prestazione di tali impianti, infatti, non ne risentono in modo particolare. [18]

Da ciò deriva la possibilità di operare con canalizzazioni di piccolo diametro, che consentono un'alta portata specifica.

Una volta che si considera l'adozione dell'anidride carbonica come fluido refrigerante, il dimensionamento degli scambiatori deve tener conto degli aspetti poc'anzi citati.

3.1. 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 l'anidride carbonica come refrigerante, si sviluppa un ciclo transcritico che consta di un gas denso aeriforme a pressione ipercritica, che durante il raffreddamento non cambia il proprio stato. 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.

Poiché le temperature raggiunte dall'anidride carbonica in uscita dal compressore sono molto più elevate di quelle sviluppate normalmente dai comuni refrigeranti sintetici e le pressioni di fine compressione superano talvolta i 140 bar, risulta determinante tener conto della tenuta di questi particolari scambiatori, i quali, a seconda della tipologia, devono garantire elevata efficienza di scambio termico e sicurezza.

Un altro importante elemento da tenere in considerazione per la scelta di un gas cooler è la differenza sostanziale che sussiste fra l'utilizzo dell'anidride carbonica come refrigerante e gli altri fluidi frigorigeni, ovvero il fatto che a parità di portata di massa

specifica il coefficiente di scambio termico dell'anidride carbonica presenta un massimo pronunciato in corrispondenza della temperatura pseudo critica.

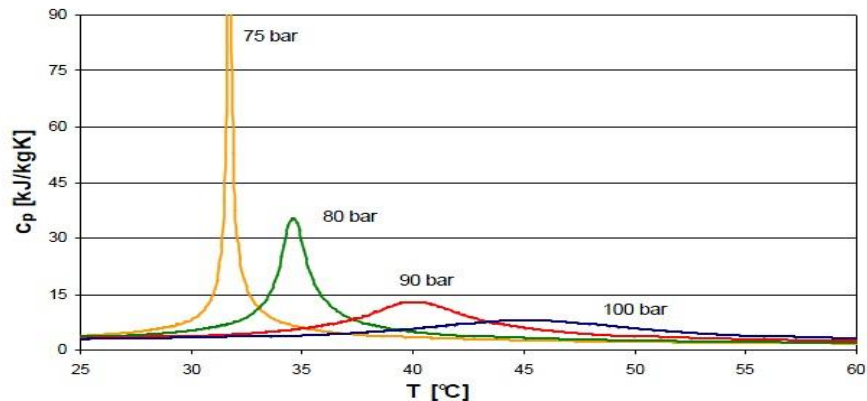


Fig.4.31-Calore specifico dell'anidride carbonica in funzione della temperatura per diversi valori di pressione

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, come riportato nel capitolo 3, la temperatura di scarico della CO₂ dal gas cooler dipende da quella del fluido secondario (aria o acqua) in ingresso e non dalla temperatura a cui si desidera quest'ultimo in uscita dallo scambiatore.

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. A maggior chiarimento, risulta utile specificare che il metodo con cui si sviluppa l'ottimizzazione è simile a quello che viene utilizzato per la corretta progettazione degli scambiatori a piastre.

3.1.1. Tipologia di scambiatori per gas cooler

I principali tipi di scambiatori che fungono da gas cooler sono classificabili a seconda del fluido con cui interagiscono e della tipologia costruttiva. Essi sono:

- **Gas cooler ad aria**

Scambiatori costituiti da:

- batteria alettata a più ranghi in alluminio, rame o acciaio;
- tubi in rame, alluminio o acciaio;

I tubi sono internamente corrugati e sono mandrinati sul pacco di alette, che sono utilizzate per migliorare lo scambio termico sulla superficie esterna.

Il passo delle alette è solitamente molto stretto in quanto non vi è il rischio di formazione di condensa.

I tubi possono essere disposti secondo una geometria quadra o triangolare, con passi tra di essi che variano entro un intervallo di 12-40 mm.

Ovviamente il verso del deflusso migliore è quello in configurazione controcorrente, poiché determina un'efficienza migliore a parità di superficie termica rispetto alla configurazione equicorrente.



Fig.4.32-Gas cooler ad aria

- **Gas cooler ad acqua**

Sono scambiatori costruttivamente analoghi agli evaporatori a piastre o agli evaporatori allagati.

Essendo le pressioni molto elevate, lo scambiatore a piastre è necessariamente di tipo saldobrasato, al fine da garantire la necessaria tenuta.



Fig.4.33-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, tenuto in forma di serpentina al fine di minimizzare il volume occupato e garantire la corretta superficie di scambio termico.

Sanyo, ad esempio, come si può notare dalla figura seguente, sfrutta questo tipo di gas cooler innovativo:

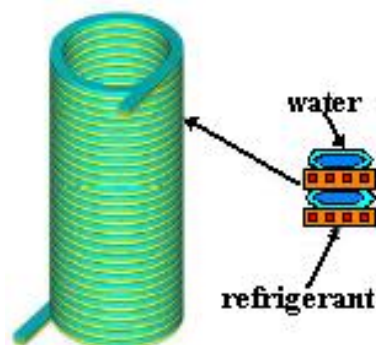


Fig.4.34-Sanyo gas cooler

Il gruppo Daikin ha sviluppato uno speciale gas cooler costituito da una tubazione all'interno della quale scorre acqua, la quale è riscaldata dal gas ad elevata pressione contenuto in una tubazione in rame, avvolta e saldata alla prima.



Fig.4.35-Daikin gas cooler

3.1.2. Nuovi sviluppi

Come già presentato, le buone caratteristiche di scambio termico proprie dell'anidride carbonica unite alle elevate pressioni di lavoro e alla cospicua capacità volumetrica consentono l'uso di diametri piuttosto ridotti delle canalizzazioni e delle tubazioni interne agli scambiatori di calore.

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 saldobrasate delle alette in alluminio.

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

Si evidenzia, inoltre, come i tubi con canali di diametro inferiore a 0,8 mm siano attualmente impiegati nei vari prototipi disponibili per uso automobilistico e residenziale. [30]

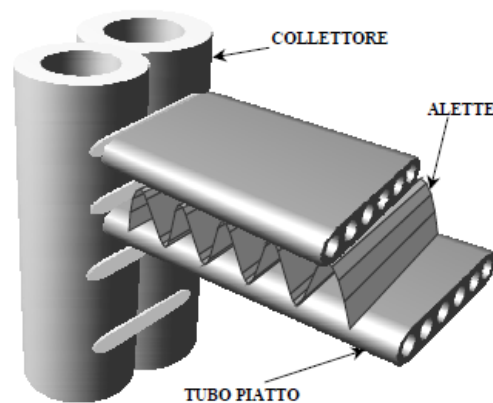


Fig.4.36-Nuova tipologia di gas cooler con tubi piatti estrusi in alluminio

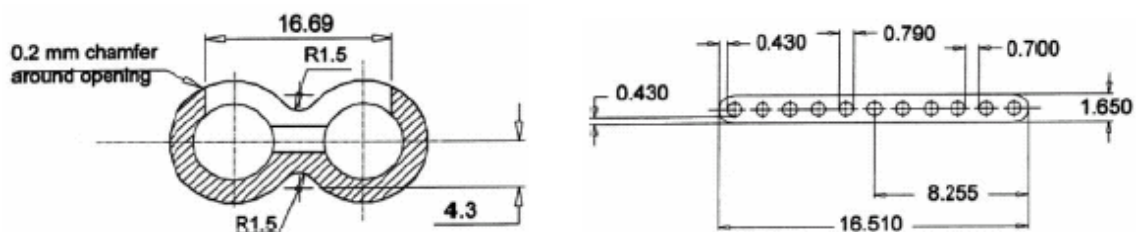


Fig.4.37-Sezione trasversale dell'innovativo gas cooler

4. Evaporatori

L'evaporatore, al contrario del condensatore, è uno scambiatore di calore nel quale ha luogo l'evaporazione del fluido refrigerante, che scorre tipicamente entro tubazioni facenti parte dello scambiatore stesso. L'evaporatore permette al refrigerante di sottrarre calore dal fluido da trattare (aria, acqua) per trasferirlo, quindi, nel circuito all'interno del quale, poi, verrà ceduto in fase di condensazione.

4.1. Caratteristiche termodinamiche generali

Il deflusso del fluido refrigerante avviene entro una superficie chiusa in cui sono contemporaneamente presenti refrigerante in fase liquida e refrigerante in fase vapore. La frazione di fase vapore varia aumentando tra l'ingresso e l'uscita dell'evaporatore.

Considerando le diversità termo-fisiche delle due fasi di fluido - ovvero densità, tensione superficiale e viscosità -, l'azione dei campi di forza esterni e l'influenza della giacitura della superficie dell'evaporatore, la fase liquida e quella vapore si possono disporre in modo variabile all'interno della superficie stessa, dando luogo a diversi regimi di moto.

Le variabili che permettono di discriminare tali regimi di moto sono:

- titolo di vapore (x);
- portata di massa specifica alla sezione di passaggio (m).

Ciascun regime di moto è caratterizzato dal rapporto tra la portata locale di vapore e la portata totale. Tale rapporto cambia a seconda della zona dell'evaporatore, aumentando con continuità tra l'ingresso e l'uscita dell'evaporatore stesso. Ciò incide sulla disposizione della fase liquida rispetto a quella di vapore, sulla velocità con cui le due fasi si muovono, sulle cadute di pressione e sui coefficienti di scambio termico che si determinano lungo l'intera lunghezza dell'evaporatore.

Considerando, quindi, il coefficiente di scambio termico all'interno dell'evaporatore, si rileva che esso è funzione di:

- proprietà termo-fisiche del fluido utilizzato;
- geometria della superficie di scambio termico utilizzata (tubi lisci, corrugati, con alettature);

- condizioni operative caratterizzanti il ciclo, ovvero deflusso e portata di massa specifica;

Il miglior compromesso si ottiene anche in tal caso massimizzando il rapporto fra il coefficiente di scambio termico e le cadute di pressione del fluido all'interno dell'evaporatore.

3.2. Tipologie di evaporatori

Come per i condensatori e i gas cooler, anche per gli evaporatori esistono differenti tipologie di scambiatore, a seconda della tecnica costruttiva e dei fluidi coinvolti.

3.2.1. Evaporatore ad aria

Gli evaporatori ad aria sono caratterizzati da un funzionamento ad espansione diretta, poiché sono tipicamente progettati per garantire la fuoriuscita di vapore surriscaldato.

Questo comporta un incremento della superficie di scambio di circa il 2-3% per ogni 0,5°C di surriscaldamento.

Sono costituiti da una batteria a più ranghi con tubi in rame, alluminio o acciaio, internamente corrugati, assemblati su di un pacco di alette in rame, alluminio o acciaio utilizzate per migliorare lo scambio termico sulla superficie esterna.

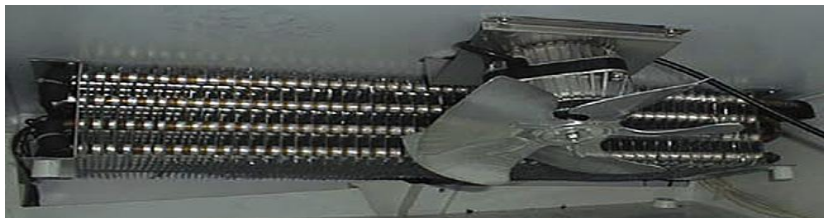


Fig.4.38-Evaporatore ad aria

Al fine di evitare il concreto rischio di una incompleta evaporazione del fluido ed il conseguente pericolo di aspirazione di liquido da parte del compressore, la miscela liquido-vapore in ingresso all'evaporatore deve essere distribuita uniformemente nelle medesime proporzioni tra i diversi circuiti, utilizzando distributori costituiti da un grande numero di capillari che provocano elevate cadute di pressione.

Come è noto, però, il problema principale in tale tipo di evaporatori è la formazione di brina o ghiaccio sulla superficie della batteria alettata, che avviene una volta che la

temperatura superficiale della batteria è inferiore alla temperatura di rugiada dell'aria umida che la attraversa ed inferiore a 0°C. Creandosi in tal modo un aumento della resistenza termica e un incremento delle perdite di pressione, con conseguenti diminuzioni nella sezione di passaggio dell'aria e, quindi, per effetto di una sensibile riduzione della temperatura di evaporazione del fluido frigorifero, un peggioramento dello scambio termico, va da sé che le prestazioni della macchina subiscano un significativo degrado.

Tale inconveniente viene eliminato a scapito però di un consumo energetico notevole, con cicli di sbrinamento che utilizzano resistenze elettriche o gas caldi o, addirittura, l'inversione del funzionamento della macchina.

Scelta del numero dei circuiti

Quando si utilizzano le batterie alettate è bene porre molta attenzione nella scelta del numero dei circuiti, in quanto si deve tener conto di due fattori chiave determinanti: la portata di massa specifica del fluido e le perdite di carico che si sviluppano nello scambiatore.

Nel momento in cui si diminuisce il numero dei circuiti, si ottiene un aumento della portata specifica del fluido evaporante, con relativo aumento del coefficiente di scambio termico. Ciò, però, incrementa anche il valore delle perdite di carico che vanno compensate.

È necessario, quindi, considerare anche in questo caso il trade off fra tali fattori in modo da ottimizzare il sistema e permettere il massimo flusso termico di scambio fra il fluido evaporante e quello esterno, minimizzando le perdite di carico all'interno dell'evaporatore.

3.2.2. Evaporatori ad acqua

- **Scambiatori a piastre**

Gli evaporatori ad acqua sono solitamente meno utilizzati rispetto a quelli ad aria, ma sono diffusi sottoforma di scambiatori a piastre.

Essi sono costituiti da una serie di piastre corrugate accoppiate fra loro in modo da creare dei canali per il passaggio alternato del fluido refrigerante e del fluido da cui acquisire il calore. Offrono elevate superfici di scambio termico ed elevati coefficienti di scambio del calore.

In generale, la tenuta degli scambiatori a piastre è garantita da guarnizioni in gomma o da saldobrasatura se le pressioni e le temperature tendono ad essere molto elevate, come nel caso dell'anidride carbonica.



Fig.4.39-Evaporatore ad acqua a piastre saldo brasate

- **Scambiatori a fascio tubiero**

Un'altra tipologia di evaporatori ad acqua è quella degli scambiatori a fascio tubiero, in cui solitamente il refrigerante scorre all'interno delle tubazioni, mentre l'acqua scorre esternamente nello spazio racchiuso fra tubi e mantello. I tubi sono alettati esternamente e corrugati internamente per aumentare lo scambio termico fra il refrigerante e l'acqua.

Tali scambiatori sono solitamente utilizzati per potenze frigorifere maggiori ad 1 MW.

5.Valvole per la 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 nella realtà si caratterizza dal fatto che è 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 che si adegua al valore risultante dall'equilibrio dei tre organi fondamentali del circuito, ovvero; compressore, evaporatore, condensatore.

Nei normali cicli inversi subcritici l'organo adibito alla laminazione ha il compito di alimentare l'evaporatore con la portata di fluido che quest'ultimo è in grado di far evaporare. Questa funzionalità è solitamente ben sviluppata dalle normali valvole termostatiche, che, tuttavia, non assicurano l'ottimizzazione della pressione superiore del ciclo, in quanto la stessa dipende dalla configurazione del sistema e principalmente dalla carica di fluido frigorifero, dai volumi interni e dalle condizioni operative entro cui il ciclo opera. L'ottimizzazione dello stesso può, quindi, venire compromessa sia nel caso che esso operi in modalità di raffreddamento, che di pompa di calore.

L'analisi si concentra sulle tipologie delle valvole di laminazione presenti in commercio e sviluppa successivamente le considerazioni necessarie nel caso dei cicli transcritici operanti ad anidride carbonica.

5.1.Tipologie di valvole di laminazione

In commercio esistono molti tipi di valvole ed organi di laminazione che si differenziano per il principio di funzionamento e per le condizioni del fluido frigorifero che devono trattare.

Le valvole di laminazione si classificano in base alla loro funzionalità principalmente in due grandi gruppi:

- **Valvole termostatiche:** rilevano la temperatura del vapore surriscaldato all'uscita dell'evaporatore e variano in feedback la portata di refrigerante in modo da renderla costante. Ciò permette al ciclo frigorifero di adattarsi alle variazioni di carico termico sull'evaporatore e di sfruttare più efficacemente la superficie di scambio termico.
Possono essere di tipo manuale o elettronico, ma sempre accoppiate con un motore elettrico passo - passo in grado di far variare con continuità l'apertura della valvola ed evitare la pendolazione.
- **Valvole a pressione costante:** mantengono costante la pressione all'evaporatore durante tutto il ciclo di funzionamento del compressore.
È possibile variare entro certi limiti il valore della pressione di riferimento attraverso la rotazione della vite di regolazione di cui è dotata.

5.2.Laminazione nel caso dell'R744

Le valvole di laminazione sono organi di controllo che si basano sulla legge delle fasi di Gibbs.

“In un impianto frigorifero o pompa di calore in cui nello scambiatore di alta pressione il fluido refrigerante monocomponente si trova in condizioni supercritiche e nel quale la laminazione avviene direttamente dall'alta pressione fino alla pressione di evaporazione, non è possibile ottenere un controllo indiretto dell'alta pressione mediante la variazione della temperatura del fluido raffreddante una volta fissate e caratteristiche termiche dello scambiatore di calore (superfici di scambio, perdite di carico, portate dei fluidi in scambio termico), cosa che invece avviene nei sistemi subcritici.”. [22]

Secondo la regola delle fasi di Gibbs, il numero dei gradi di libertà per descrivere lo stato di un fluido è pari a:

$$V = C - F + 2$$

dove:

- V = numero dei gradi di libertà;
- C = numero componenti;
- F = numero delle fasi.

Di conseguenza, per un fluido monocomponente in fase di vapore, al fine di descrivere lo stato di cui è caratterizzato è necessaria la conoscenza di due grandezze intensive di fase. In tal caso, l'anidride carbonica in fase transcritica è definita per una certa pressione ad infiniti valori di temperatura. Si devono di conseguenza fissare pressione e temperatura per ottenere il controllo sullo stato del fluido.

Per un impianto frigorifero transcritico è necessario, quindi, un controllo indipendente dell'alta pressione, attraverso dispositivi di laminazione sviluppati ad hoc.

Nel ciclo transcritico, infatti, la pressione massima di ciclo è determinata dall'effetto combinato della carica di fluido presente nel circuito e della resistenza al deflusso offerta dalla valvola di laminazione. Mantenendo costanti la temperatura di evaporazione e quella di uscita dell'anidride carbonica dal gas cooler, il COP del sistema dipende dalla pressione superiore del ciclo (come visto in precedenza) garantita di conseguenza dalla valvola che deve operare in modo tale da mantenere al valore ottimale la pressione massima di ciclo.

In questo modo, però, ne deriva che la corretta alimentazione di fluido all'evaporatore non può essere garantita come avviene, invece, per i cicli subcritici.

Sono stati necessariamente sviluppati alcuni metodi di controllo per i cicli transcritici:

- valvola a retropressione costante (back pressure valve);
- valvola a retropressione costante accoppiata con una valvola termostatica e separatore di liquido;
- valvola differenziale accoppiata con una valvola termostatica e separatore di liquido;
- valvola termostatica;
- tubi capillari;
- valvole elettroniche.

5.2.1. Valvola a retropressione costante (back pressure valve)

La valvola a retropressione costante è quella maggiormente utilizzata per i cicli transcritici operanti ad anidride carbonica.

Il suo funzionamento dipende dall'otturatore comandato dalla pressione di monte che, grazie al contrasto offerto ad una molla a tensione regolabile, agisce su uno speciale soffiello che è collegato rigidamente all'otturatore stesso.

La valvola è efficace nel mantenere costante la pressione di uscita dal gas cooler, poiché reagisce ad un incremento di pressione aumentando la sezione di flusso del fluido refrigerante, ma non è in grado di assicurare una corretta alimentazione all'evaporatore in termini di portata di fluido, con il fine di mantenere uno scambio termico adeguato e la sicurezza contro i colpi di liquido.

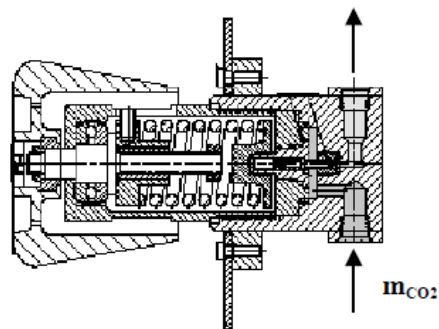


Fig.4.40-Sezione laterale di una valvola di laminazione a retropressione costante

Per porre rimedio a tale inconveniente, l'impianto è solitamente caricato con una quantità di liquido frigorifero tale da mantenere la presenza di liquido in un separatore collocato all'uscita dell'evaporatore. In questo modo il liquido presente nel separatore evapora parzialmente e raffredda il fluido ad alta pressione prima della laminazione, evitando così l'allagamento dell'evaporatore.

Il mantenimento del liquido nel ricevitore richiede in regime stazionario il reintegro della quantità di fluido evaporata attraverso l'introduzione di una equivalente massa proveniente dall'evaporatore.

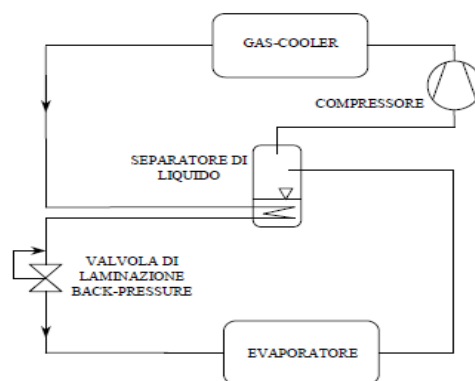


Fig.4.41-Soluzione impiantistica per il controllo della portata all'evaporatore con separatore di liquido e valvola back - pressure

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

5.2.2. Valvola a retropressione costante abbinata ad una valvola termostatica e separatore di liquido

L'utilizzo della sola valvola a retropressione costante richiede una specifica progettazione riguardante l'evaporatore e il separatore di liquido, per i quali non si possono utilizzare gli abituali criteri di dimensionamento.

Con l'utilizzo di una valvola a retropressione costante si può operare una corretta regolazione sulla pressione ottimale di ciclo, così come con una valvola termostatica si può gestire la corretta alimentazione di fluido all'evaporatore: sfruttando le azioni di entrambi i componenti è, quindi, possibile ottenere il massimo effetto positivo sul ciclo.

Tale soluzione consta di una prima valvola di laminazione di tipo back - pressure, la quale effettua una prima laminazione del fluido, dalla pressione del gas cooler a quella intermedia in cui si colloca il separatore di liquido. Quest'ultimo alimenta a sua volta una o più valvole termostatiche, che gestiscono la portata di fluido all'interno degli eventuali e molteplici evaporatori.

La carica di fluido deve essere tale da:

- realizzare in ogni condizione operativa la presenza di una fase liquida nel separatore di liquido;
- compensare le variazioni della portata stessa all'interno del circuito a causa delle diverse condizioni operative.

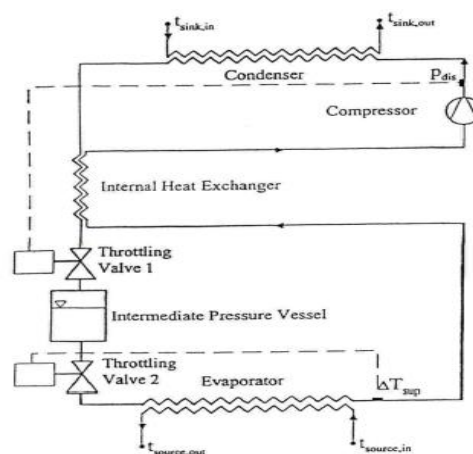


Fig.4.42-Impianto con sistema di laminazione costituito da una valvola back- pressure, da separatore di liquido seguito da una valvola termostatica

La soluzione ora illustrata, dotata di valvole poste in serie e di un separatore di liquido, permette di garantire all'uscita della valvola back - pressure condizioni di pressione tali da ottenere liquido saturo, il quale viene raccolto dal separatore di liquido.

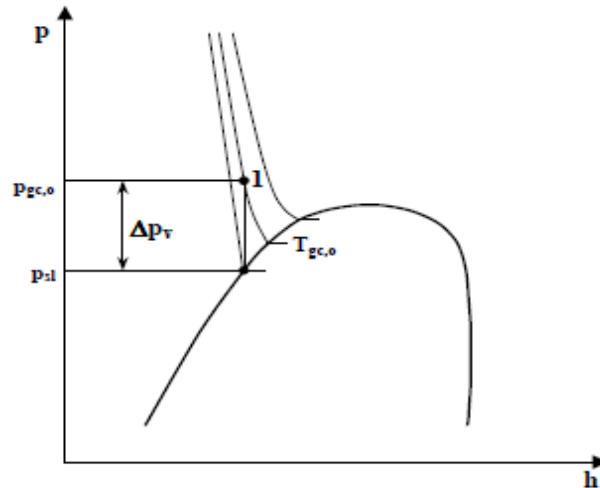


Fig.4.43-Rappresentazione sul diagramma di Mollier (p-h) della laminazione di anidride carbonica tramite il sistema illustrato in fig.4.42

Considerando il grafico di figura 4.43, il punto 1 rappresenta le condizioni del fluido in ingresso alla valvola back - pressure e in uscita dal gas cooler, il cui valore di pressione è determinato dalla taratura della valvola stessa e dal valore di temperatura del fluido all'uscita dallo scambiatore. La pressione è determinata dall'intersezione tra la curva limite inferiore e la linea isoentalpica relativa alle condizioni di ingresso della valvola.

Si deve considerare che il fluido nel ricevitore di liquido si trova in condizioni di saturazione, per cui risulta la presenza contemporanea di fase liquida e fase vapore. Inoltre, lo stato di uscita dalla valvola non può che essere liquido saturo, che permette di mantenere costanti le condizioni di regime stazionario del circuito.

Graficamente ciò corrisponde al salto di pressione Δp_v , dal punto 1 al punto evidenziato sulla curva di saturazione.

Ciò permette di garantire costantemente in qualsiasi condizione lo stato di liquido saturo, poiché:

- nel momento in cui entra nel separatore una miscela bifase, l'ingresso della fase vapore comporta un aumento della pressione intermedia che porta ad ottenere condizioni di liquido saturo in uscita dalla valvola;

- nella situazione in cui nel separatore entra gas con densità superiore del liquido, la pressione diminuisce garantendo la condizione di saturazione.

La soluzione descritta, pertanto, garantisce il rimedio al problema dell' alimentazione di uno o più evaporatori in un ciclo transcritico mantenendo contemporaneamente il controllo sulla pressione ottimale di ciclo.

4.2.3. Valvola differenziale abbinata ad una valvola termostatica

Una soluzione alternativa rispetto alla valvola a retropressione costante è fornita dall'utilizzo di una valvola differenziale, che opera attraverso l'equilibrio fornito dalla risultante delle forze di pressione agenti a monte e a valle dell'otturatore e la tensione della molla presente internamente alla valvola, che definisce la portata di fluido in proporzione alla caduta di pressione che si realizza. A livello pratico la valvola differenziale opera in modo da mantenere costante la caduta di pressione al variare della portata e delle condizioni operative.

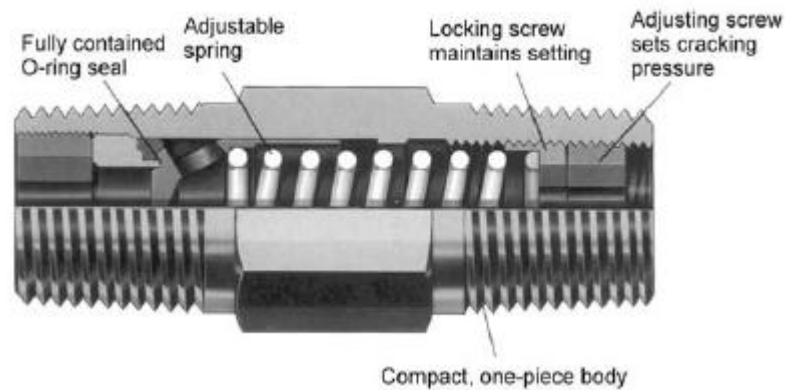


Fig.4.44-Sezione di una valvola differenziale

Essa opera sempre accoppiata ad un separatore di liquido e ad una valvola termostatica: anche in questo caso il ricevitore di liquido permette di ottenere la formazione di un'interfaccia liquido - vapore, permettendo l'uscita verso la valvola termostatica e verso l'evaporatore di liquido saturo e non di miscela liquido - vapore.

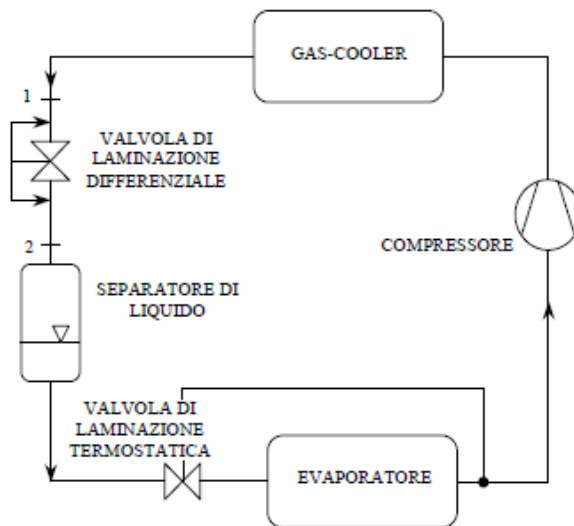


Fig.4.45-Impianto con sistema di laminazione costituito da una valvola differenziale affiancata da un separatore di liquido e una valvola termostatica

Il processo di laminazione isoentalpico è definito a partire dalla taratura della valvola, a cui corrisponde una determinata caduta di pressione, la quale dipende dall'intersezione tra a linea isoterma relativa alla temperatura del fluido all'uscita dal gas cooler (punto 1) e la curva limite inferiore (punto 2).

Il processo è ben spiegato dalla figura 4.46, in cui si evidenzia come, mantenendo costante la differenza di pressione attraverso la valvola differenziale, la variazione di temperatura del fluido frigorigeno in uscita dal gas cooler modifichi il valore della pressione massima del ciclo.

In particolare si nota come all'aumentare della pressione di uscita dal gas cooler la pressione ottimale tenda ad aumentare.

La caratteristica di tale metodo e la soluzione tecnologica adottata permettono di regolare la pressione sempre al valore ottimale in modo da massimizzare il COP del ciclo.

Come per il caso precedente, il funzionamento della valvola termostatica, posta a valle del separatore di liquido, consente di alimentare in maniera ottimale l'evaporatore in modo da ottenere il miglior scambio termico possibile.

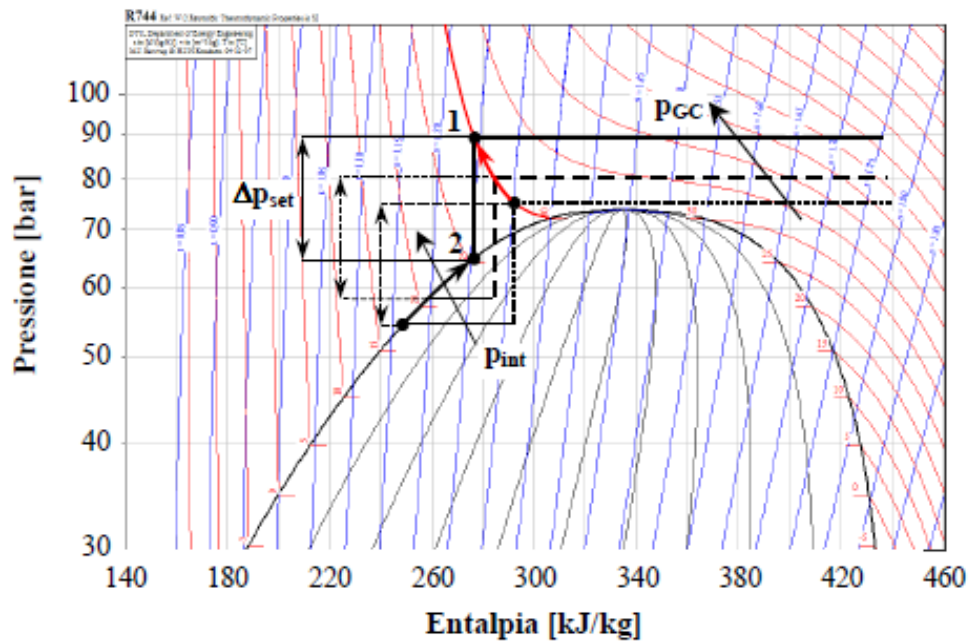


Fig.4.46-Rappresentazione della regolazione della pressione ottimale da parte della valvola differenziale a seconda della caduta di pressione imposta

5.2.4. Valvola termostatica

Il sistema di laminazione basato sull'utilizzo di una valvola termostatica è caratterizzato da un controllo sul surriscaldamento del vapore in uscita dall'evaporatore e costituisce la soluzione più semplice da adottare, benché non sia specifica per un ciclo transcritico.

La valvola termostatica assicura una corretta alimentazione per un evaporatore, ma non è adatta per operare il controllo e l'ottimizzazione della pressione superiore del ciclo, poiché dipende dalla configurazione del sistema e dalle condizioni operative del ciclo stesso, che può risultare penalizzato a seguito di fughe di refrigerante o quando le condizioni operative si discostano da quelle di progetto, sempre tarate per ottimizzare il COP.

Tale soluzione risulta essere, quindi, la più semplice da adottare, ma anche la meno flessibile nell'impiego.

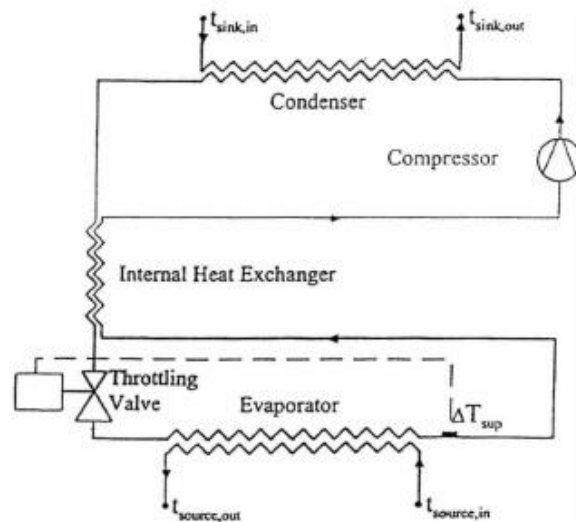


Fig.4.47-Sistema di laminazione costituito da una valvola termostatica

5.2.5. Tubi capillari

Una soluzione alternativa alle classiche valvole di laminazione che ha preso piede negli ultimi tempi anche grazie ai numerosi studi effettuati, è sicuramente costituita dai tubi capillari.

Sono costituiti da tubi di diametro compreso fra 0,5 e 3 mm e la loro lunghezza varia da 1 a 6 metri che sono solitamente avvolti a spirale e costituiscono il sistema di laminazione di molti cicli frigoriferi e di molti dispositivi funzionanti a pompa di calore.



Fig.4.48-Tubo capillare per la riduzione di pressione in impianti frigoriferi

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 superando la resistenza di attrito offerta dalle pareti dei tubi, subisce una precisa diminuzione di pressione;
- il liquido refrigerante, nel momento in cui subisce il calo di pressione, evapora formando una miscela di liquido e vapore alla quale corrisponde una riduzione di pressione. La densità del vapore, infatti, è minore rispetto a quella del liquido e di conseguenza la densità media del refrigerante diminuisce. Ma, poiché la portata di massa del fluido e il diametro dei tubi rimangono costanti, per il binomio di Bernoulli la velocità del refrigerante aumenta. Tale aumento di velocità porta ad una diminuzione della pressione.

Le svariate combinazioni di lunghezza e diametri dei tubi capillari permettono di ottenere per le stesse portate di massa salti di pressione differenti; ma nel momento in cui un tubo capillare di un certo diametro e lunghezza viene installato in un sistema frigorifero o pompa di calore, la portata di massa di fluido frigorifero che lo attraversa tende a variare, poiché il sistema opera in modo da mantenere all'interno del tubo capillare lo stesso salto di pressione esistente fra il condensatore e l'evaporatore. È quindi chiaro come la portata di massa del fluido refrigerante all'interno del tubo capillare dipenda esclusivamente dalla differenza di pressione che si genera al suo interno.

Il punto di bilanciamento

Il sistema così formato a seconda delle condizioni termodinamiche in cui opera tende a mutare il proprio equilibrio.

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

Nel caso di ciclo subcritico per le pompe di calore, devono essere considerate pressioni di saturazione del condensatore e dell'evaporatore per determinare, quindi, le temperature di condensazione ed evaporazione corrispondenti.

Nel caso in cui si tratti di un ciclo transcritico ad anidride carbonica caratteristico di una pompa di calore per il riscaldamento dell'acqua sanitaria, le condizioni termodinamiche

del sistema sono determinate da un lato dalla pressione di mandata del compressore e dalla temperatura in ingresso al gas cooler, dall'altro dal fatto che alla pressione di evaporazione corrisponde univocamente una determinata temperatura.

Nel momento in cui il sistema subisce una variazione, le condizioni termodinamiche mutano. Si sviluppano, quindi, due diverse situazioni:

1. il rapporto fra le pressioni aumenta in conseguenza alla diminuzione della temperatura e della pressione a lato evaporatore.

La portata di massa al compressore, quindi, si riduce, in quanto la sua efficienza volumetrica diminuisce con l'aumento del rapporto delle pressioni;

2. il rapporto delle pressioni diminuisce in conseguenza all'aumento della temperatura e della pressione dell'evaporatore.

La portata di massa, quindi, accresce sia al compressore che al tubo capillare.

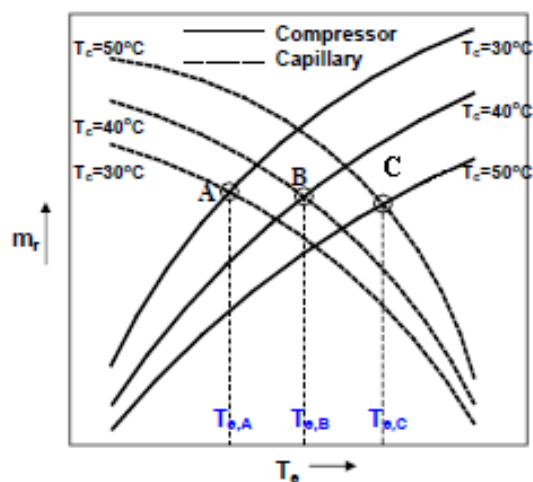


Fig.4.49-Variazione della portata di refrigerante attraverso il compressore e il tubo capillare a seconda della temperatura di evaporatore e condensatore (o gas cooler)

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 4.49, 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 essere la stessa. Tale pressione rappresenta il punto di bilanciamento che permette al sistema di raggiungere una condizione di equilibrio.

I tubi capillari sono utilizzati in modo estensivo in applicazioni di piccola taglia per i sistemi di refrigerazione e per il condizionamento dell'aria, ma hanno preso campo anche per le applicazioni delle pompe di calore, come dimostrano gli studi condotti da Kauf riguardo alla possibilità di determinare la pressione ottimale del ciclo nel momento in cui si ottimizza la scelta del tubo capillare [39].

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 laminazione per i sistemi a pompa di calore di piccola potenza basati su cicli transcritici e per le situazioni in cui il sistema è 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 un'ottima soluzione per sostenere le alte temperature del refrigerante in uscita dal gas cooler.[40]

5.2.6. Valvole di laminazione elettroniche

Le valvole di laminazione elettroniche sono particolari componenti il cui funzionamento è gestito da un microprocessore, il quale funge da generatore dei segnali di comando destinati al motore elettrico - solitamente di tipo passo - passo -, che regola l'apertura e la chiusura della valvola stessa sulla base delle condizioni in cui opera l'impianto.

L'utilizzo di questa tipologia di valvole è particolarmente indicato per le unità che operano in condizioni di carico termico molto variabile, per le quali si necessita di un controllo preciso sia per quanto riguarda la pressione massima di ciclo, che per le condizioni presenti a lato dell'evaporatore.

Gli impianti maggiormente interessati dall'impiego di tali valvole, infatti, sono quelli caratterizzati dalla gestione congiunta di condizionamento e produzione di acqua calda sanitaria.

Le valvole elettroniche permettono una migliore gestione dell'impianto, poiché con la corretta programmazione del microprocessore e la migliore scelta del motore passo-passo è possibile:

- ottimizzare sia la pressione massima di ciclo che quella minima a lato evaporatore;
- massimizzare lo scambio termico nella zona di bassa pressione;
- minimizzare i tempi di risposta alle variazioni del carico;
- ottimizzare la regolazione del surriscaldamento e garantire la massima efficienza energetica possibile per l'impianto;
- permettere procedure di arresto anche nel caso di situazioni particolari che possono danneggiare la macchina;
- consentire un miglior controllo sul grado di surriscaldamento del fluido aspirato dal compressore;
- migliorare la resa e l'efficienza energetica degli impianti.

Per le tradizionali valvole meccaniche l'apertura e la chiusura si verificano a fronte di particolari condizioni fisiche del fluido, come ad esempio la differenza di temperatura o di pressione. Questo consente alla valvola di lavorare 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 poiché è il microprocessore che ne regola l'apertura e la chiusura, 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.

A titolo di esempio, si descrive una fra le funzioni maggiormente interessanti che le valvole elettroniche permettono di garantire, ovvero la regolazione della pressione massima di evaporazione.

Il valore della pressione di evaporazione è reso disponibile al microprocessore grazie alla presenza di un sensore posto a lato dell'evaporatore. Sulla base della programmazione svolta, quindi, il chip permette di mantenere la pressione al di sotto o pari al valore impostato nell'apposito parametro in modo preciso e stabile.

L'azione tipica di questo controllo si manifesta con la chiusura progressiva della valvola di laminazione, in modo da contenere la pressione di evaporazione. Ciò comporta intrinsecamente un aumento del surriscaldamento e della temperatura del gas in uscita dall'evaporatore. In tal senso un'azione incontrollata potrebbe portare a valori pericolosi per la salvaguardia del compressore e per questo motivo il controllo va dotato di un limite al valore massimo raggiungibile dal gas surriscaldato.

In conclusione è possibile affermare che le valvole di laminazione elettroniche permettono di gestire ottimamente qualsiasi impianto operante a ciclo inverso nel momento in cui la programmazione del microprocessore, che regola la chiusura e l'apertura delle valvole, sia stata operata intelligentemente. Questo permette di garantire il funzionamento corretto e ottimale dell'impianto per qualsiasi condizione di carico termico ed evitare l'utilizzo di dispositivi costruttivamente più complessi e difficilmente gestibili come quelli descritti precedentemente.

L'adozione di questo tipo di valvole è ancor più consigliato nei cicli transcritici operanti ad anidride carbonica, essendo estremamente sensibili alle variazioni delle condizioni operative, per le quali il coefficiente di prestazione di questo tipo di impianti risulta essere maggiormente penalizzato.

6.Lubrificanti

L'impiego dell'anidride carbonica come fluido refrigerante ha apportato numerose sfide tecnologiche che hanno permesso di sfruttarne appieno i vantaggi e di ridurre il più possibile gli svantaggi. Oltre alla componentistica standard si è però sviluppata anche la ricerca di miglioramenti nel campo dei lubrificanti, finalizzati all'impiego con l'anidride carbonica negli impianti di condizionamento e pompe di calore. Sono stati, infatti, analizzati numerosi oli lubrificanti, passando da quelli minerali agli oli di sintesi come i poliestere (POE), i polivinilesteri (PVE), i polialchilenglicoli (PAG), gli alchilbenzenici (AB) e i polialfaolefine (PAO).

6.1.Caratteristiche dei lubrificanti

In termini generali è necessario tener conto delle proprietà che un lubrificante deve possedere per poter essere utilizzato in modo efficace nei circuiti frigoriferi a compressione di vapore.

- **Caratteristiche di lubrificazione del compressore (tribologia)⁵**

A causa delle elevate pressioni operative necessarie al ciclo transcritico, il movimento delle parti interne al compressore e gli sforzi sugli accoppiamenti risultano essere maggiormente gravosi rispetto all'utilizzo dei fluidi frigoriferi tradizionali. Infatti, maggiore è la pressione da generare, tanto più elevato è il carico per unità di superficie a contatto: ciò porta a fenomeni di usura non trascurabili.

In generale, inoltre, si può affermare che l'azione lubrificante dell'olio è legata alla viscosità della miscela olio-refrigerante che si determina nel circuito e non alla viscosità dell'olio puro.

Inoltre, in funzione della viscosità della miscela e della solubilità del lubrificante nell'anidride carbonica si ha una variazione nell'efficienza della lubrificazione.

⁵ La tribologia è la scienza che studia l'[attrito](#), la [lubrificazione](#) e l'[usura](#) di superfici a contatto e in moto relativo. Il suo nome deriva dal greco 'Τριβος' ("tribos") che significa 'strofinamento' e 'λόγος' ("logos") che significa 'ragionamento'. Per la sua complessità, l'indagine tribologica affianca quasi sempre, ai risultati teorici, risultati sperimentali, specialmente per l'attrito e per l'usura.

- **Comportamento idoneo per il ritorno dell'olio al compressore**

La conoscenza della composizione della miscela che si crea fra l'anidride carbonica e l'olio lubrificante è un elemento fondamentale anche per la corretta progettazione delle linee di ritorno dell'olio al compressore.

Il trasporto del lubrificante ne è influenzato in modo importante in quanto per assicurare un buon ritorno nei sistemi di refrigerazione, la miscela olio-refrigerante deve essere caratterizzata da una bassa viscosità in modo da essere facilmente recuperata e aspirata dal compressore.

- **Stabilità e compatibilità con i materiali normalmente in uso**

È necessario avere la garanzia che l'utilizzo dei lubrificanti sia permesso e non vi sia la possibilità di corrosione o la presenza di fenomeni chimici che possono compromettere l'integrità dei componenti normalmente utilizzati negli impianti frigoriferi e nelle pompe di calore.

L'anidride carbonica può, infatti, reagire con l'acqua presente sotto forma di umidità nell'aria, formando acido carbonico, il quale in combinazione con oli minerali o sintetici può portare alla formazione di acidi estremamente corrosivi.

6.2. Miscibilità e solubilità

La miscibilità dell'olio nel fluido refrigerante (o viceversa) è la proprietà fondamentale che caratterizza un lubrificante, poiché, a seconda del fluido operativo scelto, è necessario che la miscela prodotta dai due elementi abbia caratteristiche di viscosità e densità tali da non impattare negativamente sullo scambio termico all'interno degli scambiatori di calore e da non impedire il ritorno della miscela al separatore d'olio e al compressore.

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:** nel momento in cui esistono valori di pressione e temperatura per i quali 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 presenti a qualsiasi temperatura e pressione.

Considerando le varie tipologie di oli presenti sul mercato, è possibile creare una classificazione a seconda che essi siano miscibili o meno con l'anidride carbonica.

Lubrificante	Miscibilità
Olio Minerale	Immiscibile
PAO	Immiscibile
Alchilbenzene	Immiscibile
Poliesteri	Miscibile
PAG	Parzialmente Miscibile

Tabella 4.2-Miscibilità di alcuni lubrificanti con l'anidride carbonica

In termini generali si elencano, quindi, in ordine di solubilità decrescente i vari oli utilizzabili con l'anidride carbonica: POE, PVE, PAG, AB, PAO, olio minerale. I POE hanno quindi la più alta solubilità nella CO₂, la quale è insolubile nell'olio minerale.

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 e non all'olio puro, mentre il termine di solubilità va utilizzato per esprimere la quantità di refrigerante in soluzione nell'olio lubrificante.

6.3.Viscosità

Il secondo parametro principe su cui si basa la scelta del miglior lubrificante da utilizzare con l'anidride carbonica è la viscosità della miscela che si forma.

La viscosità è definita come:

“la grandezza fisica che quantifica la resistenza dei fluidi allo scorrimento e quindi la coesione interna del fluido”.[42]

Essa dipende direttamente dalla temperatura, in quanto con un aumento della temperatura della miscela si ottiene una diminuzione della sua viscosità.

Considerando, quindi, che la CO₂ allo stato liquido possiede una viscosità molto bassa, maggiore è il quantitativo di refrigerante che si dissolve nel lubrificante, maggiore è l'effetto di riduzione della viscosità della miscela a bassa temperatura.

La CO₂ è molto solubile negli oli poliesteri (POE) comportando una marcata riduzione della viscosità. In condizioni di 100°C di temperatura e di 90 bar di pressione una miscela al 50% di olio POE ISO 100 ed anidride carbonica presenta una viscosità di circa $0,5 \cdot 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$, contro una viscosità di circa $10,5 \cdot 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ dell'olio puro alle stesse condizioni. [41]

Per quanto riguarda i PAG, l'anidride carbonica possiede una minore solubilità nei loro confronti, rendendone possibile l'uso senza particolari preoccupazioni, come risulta dallo studio effettuato da Hauk e Weider in cui sono evidenziati gli effetti dell'uso dei PAG ISO46, già utilizzati nell'industria automobilistica con l'R134a. [43]

Nel momento in cui si scelgono oli che garantiscono un'elevata miscibilità con l'anidride carbonica e una bassa viscosità alla miscela olio - refrigerante, si ottiene un'ottima lubrificazione che permette al compressore di evitare forti usure nonostante le alte pressioni sviluppate. Allo stesso tempo, però, si hanno maggiori difficoltà nelle operazioni di separazione dell'olio dalla miscela e ciò implica un aumento del rischio di accumulo di lubrificante negli scambiatori di calore, relativi al gas cooler e all'evaporatore, con conseguente diminuzione dell'efficienza dello scambio termico e delle prestazioni dell'impianto.

6.4. Effetto del lubrificante sullo scambio termico

Gli effetti del lubrificante sullo scambio termico a livello di gas cooler ed evaporatore devono essere tenuti in considerazione durante la progettazione dell'impianto, poiché a seconda del lubrificante utilizzato viene a formarsi una miscela di una precisa composizione con l'anidride carbonica, la quale non opera, quindi, uno scambio termico ideale all'interno dello scambiatore. Va, infatti, tenuto presente che un cambiamento relativo alla composizione della sostanza che funge da fluido operativo comporta una mutazione riguardante le sue caratteristiche e proprietà termodinamiche.

Nel caso specifico, poiché l'anidride carbonica si miscela con il lubrificante, lo scambio termico e le caratteristiche termodinamiche presenti a pressioni e temperature massime di ciclo e di evaporazione non sono le stesse di quelle vigenti nel caso si operi con l'anidride carbonica pura. Ciò comporta di conseguenza a livello di

progettazione un differente dimensionamento degli scambiatori di calore in modo da mantenere lo scambio di potenza termica voluto.

Nello studio presentato da Dang, lino et al. si mostra la relazione presente fra il coefficiente di scambio termico (α) e la percentuale di lubrificante presente nella miscela olio - refrigerante. L'analisi dimostra come l'influenza del lubrificante sullo scambio termico dipenda dal diametro delle canalizzazioni utilizzate e dalla superficie interna dei tubi stessi, che può essere liscia o corrugata, a seconda dell'intensificazione dello scambio termico voluta. [44]

Lo studio ha evidenziato che alla diminuzione del diametro delle canalizzazioni corrisponde una riduzione drastica del coefficiente di scambio termico della miscela anidride carbonica - olio. Ciò è dovuto al fatto che il lubrificante tende a depositarsi lungo le pareti dello scambiatore di calore creando una pellicola d'olio che funge da isolante e riduce lo scambio termico. L'analisi è stata effettuata utilizzando un olio di tipo PAG.

Sperimentalmente si sono valutate, quindi, le variazioni del coefficiente di scambio termico α al variare di:

- pressione;
- concentrazione d'olio in circolo;
- diametro tubazioni;
- portata di massa del fluido.

I risultati sono riportati nella tabella 4.3:

ID (mm)	Mass flux ($\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$)	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	110%	80%	95%	76%	112%	93%	
4	400	12	86%	30%	102%	39%	88%	47%
		12	94%	35%	110%	50%	80%	47%
	800	12	113%	40%	110%	50%	80%	47%
		24	113%	40%	110%	50%	80%	47%
1200	12	12	113%	52%	135%	60%	94%	70%
		24	113%	52%	135%	60%	94%	70%
	800	12	72%	27%	70%	31%	59%	34%
		24	62%	31%	65%	37%	62%	40%
2	800	12	72%	27%	70%	31%	59%	34%
		24	62%	31%	65%	37%	62%	40%
	1200	12	47%	28%	47%	41%	54%	38%
		24	80%	25%	75%	42%	67%	40%

Tabella 4.3–Variazioni del coefficiente di scambio termico in funzione della percentuale di olio, al variare del diametro e della pressione.

È interessante notare come il coefficiente di scambio termico dipenda dalla percentuale di olio disciolta nella miscela e come questa variazione derivi dal valore del diametro della tubazione. Per piccoli diametri il coefficiente di scambio termico è caratterizzato da un più basso valore, che diminuisce fino al 50% rispetto alla condizione ideale senza olio; al contrario con l'aumento della sezione (e quindi del diametro) della canalizzazione il coefficiente di scambio termico, invece, tende ad attestarsi su valori tipici della condizione ideale, in cui nello scambiatore scorre solo anidride carbonica.

6.5.L'inversione di fase

Un ulteriore aspetto, riguardante il ritorno dell'olio che si verifica in particolar modo nei circuiti dotati di ricevitori di bassa pressione o nei sistemi bistadio con separatore intermedio, concerne il fenomeno dell'inversione di fase. Esso consiste nella variazione della densità dell'anidride carbonica rispetto a quella degli oli refrigeranti. Questo fenomeno può portare al galleggiamento dello stesso refrigerante soprattutto se la miscibilità a determinate temperature con gli oli è piuttosto bassa.

Tale fenomeno può comportare maggiori difficoltà nella separazione dell'olio, ma può essere evitato con l'utilizzo di lubrificanti completamente miscibili.

Mentre la densità degli oli puri subisce una leggera variazione con l'aumento della temperatura, quella dell'anidride carbonica allo stato liquido in condizioni di saturazione è soggetta un ampio range di variazione, per il quale corrisponde una netta diminuzione della densità: da 1076 kg/m^3 a condizioni di temperatura di -30°C , si passa ad un valore di 468 kg/m^3 presente al punto critico.

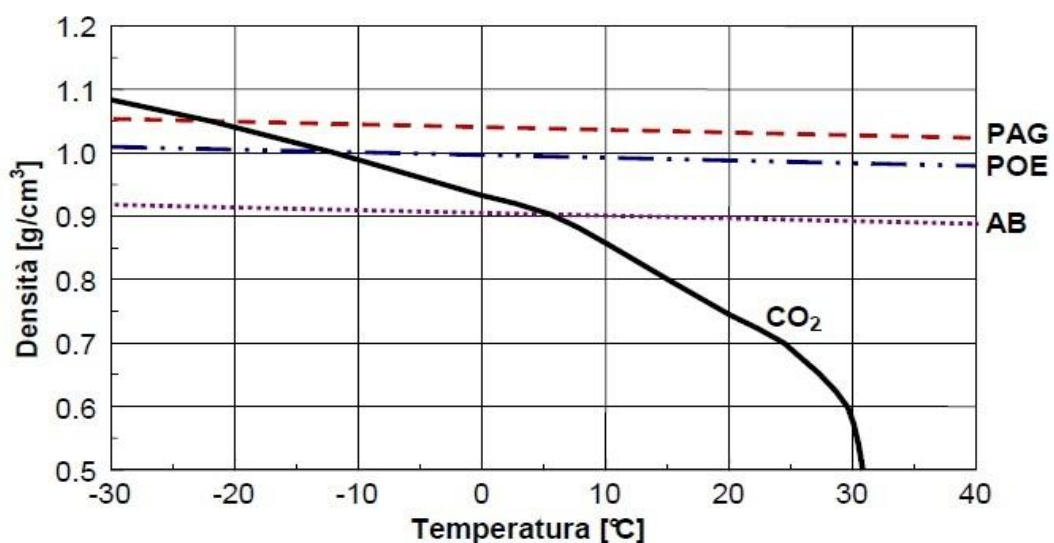


Fig.4.50-Fenomeno dell'inversione di fase descritto dall'andamento della densità di CO₂ e di alcuni lubrificanti rispetto alla temperatura

Considerazioni

- Come si nota dal grafico, quindi, risulta evidente come l'anidride carbonica per temperature superiori ai -20°C possa galleggiare sugli oli tipo PAG, mentre tende ad accumularsi al di sotto degli oli tipo AB per temperature superiori a 5°C .
- Il problema più marcato si verifica con gli oli PAO, caratterizzati da densità inferiori a 850 kg/m^3 . Infatti, qualora fosse la CO_2 ad occupare la parte inferiore del ricevitore dell'olio, sarebbe impossibile drenare il lubrificante attraverso i condotti di ritorno dell'olio, normalmente collegati al fondo del ricevitore stesso. Ciò porta a sconsigliare l'adozione sia dei lubrificanti di tipo PAO che degli oli minerali nelle applicazioni a temperatura elevata con anidride carbonica.

I PAO e gli AB sono però utilizzati nelle applicazioni per la refrigerazione a bassa temperatura, per la quale non si presentano queste problematiche, ma per cui devono comunque essere adottati accorgimenti atti a fornire il ritorno dell'olio verso il compressore.

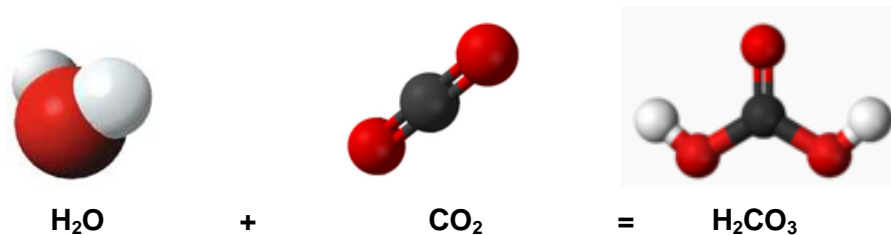
- I lubrificanti di tipo POE e PAG, sembrano invece essere i più promettenti nell'impiego dei cicli transcritici. Tuttavia occorre tener presente che l'elevata solubilità dell'anidride carbonica nei POE comporta una riduzione della viscosità e il rischio di schiumatura durante l'avvio del compressore. Tale aspetto è molto più contenuto nei PAG in quanto la bassa solubilità non permette al tal fenomeno di espletarsi.

6.6.Fenomeni corrosivi

Nei sistemi a CO_2 si presenta un maggior contenuto di umidità nel lubrificante a causa della bassa affinità dell'acqua contenuta nell'aria con il fluido frigorigeno.

Le infiltrazioni di umidità, inoltre, possono portare alla formazione di acido carbonico nel momento in cui l'acqua e l'anidride carbonica reagiscono chimicamente fra di loro. Si possono, quindi, ottenere diverse reazioni chimiche a seconda degli elementi che reagiscono fra di loro e delle concentrazioni d'acqua che sono presenti all'interno del circuito.

- In un primo momento l'acido carbonico formato da H_2O e CO_2 comporta un effetto piuttosto blando sulle strutture metalliche dei componenti dell'impianto:



- Nel momento in cui, tuttavia, l'acido carbonico reagisce chimicamente con una quantità sufficiente d'acqua, si ottiene una certa quantità di bicarbonato (HCO_3^-) e di ioni di idrogeno (H^+), composti molto acidi che sono in grado di corrodere in modo serio i materiali di cui è costruito l'impianto.

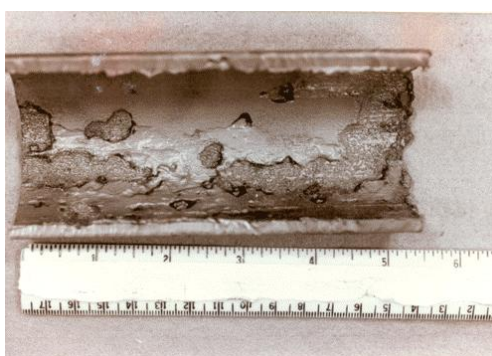


Fig.4.51-Effetti della corrosione di una tubazione di un impianto frigorifero da parte del bicarbonato e degli ioni di idrogeno

- 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* ($\text{CO}_2(\text{H}_2\text{O})_8$):

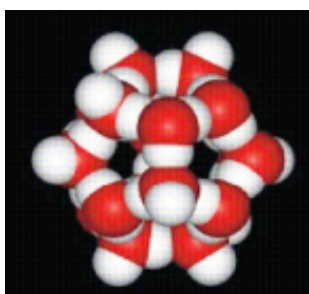


Fig.4.52-Carbon Dioxide Gas Hydrate- $\text{CO}_2(\text{H}_2\text{O})_8$

Esso si presenta sottoforma di ghiaccio, che può persistere anche a temperature più elevate di 0°C .

Questo particolare composto può creare problemi di intasamenti ai filtri e alle canalizzazioni dell'impianto.

- L'igroscopicità dell'olio può far subire reazioni chimiche anche allo stesso lubrificante. Utilizzando olio minerale, ad esempio, il lubrificante può reagire chimicamente con l'ossigeno presente nell'aria e produrre acido organico e acqua (H₂O), 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 con la produzione di acido organico e alcol.

6.7.Conclusioni

In conclusione, la scelta del lubrificante più adatto deve essere effettuata tenendo presente differenti fattori:

- il trade-off fra la miscibilità dell'anidride carbonica con l'olio lubrificante e la viscosità della miscela che si forma;
- l'effetto del lubrificante sullo scambio termico a livello di gas cooler ed evaporatore;
- la resistenza dei componenti dell'impianto agli acidi corrosivi che si generano con l'utilizzo dell'anidride carbonica;
- l'inversione delle fasi a seconda della temperatura e delle pressioni di utilizzo.

Generalmente le pompe di calore sono caratterizzate dall'uso di lubrificanti tipo PAG, ma con lo sviluppo degli ultimi anni degli studi e delle applicazioni riguardanti gli impianti operanti ad anidride carbonica, la ricerca e le sperimentazioni hanno identificato altri oli lubrificanti in grado di sostituire i meno adatti PAG, ovvero i PVE e gli ECP, nonostante il fatto che i primi sono comunque utilizzati per la costruzione di compressori di piccola potenza e che per le applicazioni di grossa taglia si tende ad impiegare tuttora gli oli tipo PAO.

Dang, Hoshika et al. hanno analizzato queste tipologie di lubrificanti identificando alcune proprietà di interesse. [45]

Oil type	PAG 100	PVE 100	ECP 100
Molecular structure	$\text{CH}_3-\text{O}-\overset{\text{CH}_3}{\text{C}}(\text{H}-\text{CH}_2-\text{O})_m-(\text{CH}_2-\text{CH}_2-\text{O})_n-\text{CH}_3$	$\text{H}-(\text{CH}-\text{CH}_2)_m-\overset{\text{OEt}}{\text{C}}-(\text{CH}-\text{CH}_2)_n-\text{H}$	$\text{Me}-\overset{\text{CH}_3}{\text{C}}(\text{H}-\text{CH}_2)_n-\text{O}-\text{R}_1-\text{CH}-\text{CH}_2-\overset{\text{O}}{\text{C}}(\text{H}-\text{CH}_2)_m-\text{R}_3$
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 4.4-Proprietà di interesse degli oli tipo PAG, PVE e ECP

Come si nota dalla tabella 4.4, per ciò che concerne i lubrificanti di tipo PAG, si conferma ciò che è stato detto in precedenza, ovvero che sono caratterizzati da un'elevata viscosità soprattutto per temperature molto elevate.

Al contrario gli oli di tipo PVE e ECP presentano indici di viscosità molto inferiori rispetto ai PAG sia per le basse che per le elevate temperature.

È in ogni modo evidente che i valori di conduttività termica di tutti questi oli sono equivalenti e molto elevati sia per le alte che per le basse temperature.

L'analisi effettuata ha perciò dimostrato che:

- l'olio influenza le performance di scambio termico;
- operando a livello pseudo critico non si ottiene la formazione d'olio che tende ad accumularsi negli scambiatori e a penalizzare lo scambio termico;
- i PAG meno miscibili e più viscosi, formano uno strato d'olio superiore rispetto PVE e ECP, che comportano prestazioni migliori nel momento in cui si utilizzano per cicli transcritici ad anidride carbonica.

7.Elastomeri

L'anidride carbonica è chimicamente compatibile con tutti i più comuni elastomeri. [46]

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

Ovviamente suscita preoccupazione la tenuta degli elastomeri stessi nei circuiti frigoriferi e nelle pompe di calore operanti ad anidride carbonica, a causa di:

- alte pressioni operative che impongono un opportuno disegno delle cave per il contenimento e la precarica degli O'ring;
- minori dimensioni della molecola di CO₂ rispetto agli altri refrigeranti, che può consentire la permeabilità dell'elastomero all'anidride carbonica;
- decompressione esplosiva che può portare al rigonfiamento degli O'ring con la formazione di bolle che possono scoppiare. [47]



Fig.4.53-Conseguenze della decompressione esplosiva degli O'ring

Gli elastomeri più utilizzati per l'impiego con l'anidride carbonica risultano essere:

Elastomero	Intervallo 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 4.5-Tipologie di elastomeri impiegati per applicazioni con anidride carbonica e intervalli di temperatura relativi

CAPITOLO 5

ANALISI TEORICA DEL CICLO TRANSCRITICO OPERANTE CON R744 TRAMITE SOFTWARE REFPROP®

1.Introduzione

Per valutare le prestazioni riguardanti il ciclo transcritico caratteristico del circuito costituente la pompa di calore operante a CO₂, ho provveduto a svolgere un'analisi con l'ausilio del software REFPROP, in modo da evidenziare tramite il calcolo le caratteristiche e le particolarità dell'R744 come fluido frigorifero.

2.REFPROP

REFPROP è l'acronimo di REference Fluid thermodynamic and transport PROPERTIES. È un software sviluppato dal National Institute of Standard and Technology (NIST) e 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 al momento 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
- l'equazione di stato modificate di Benedict - Webb - Rubin
- il modello ECS, Extended Corresponding States

REFPROP contiene una libreria dinamica (.dll) tramite la quale è possibile utilizzare il 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.

3.Descrizione ciclo

L'analisi del ciclo transcritico, caratteristico delle pompe di calore operanti ad anidride carbonica per il trattamento dell'acqua calda sanitaria, è stata effettuata considerando il più semplice degli schemi impiantistici di riferimento, ovvero quello operante a compressione, da cui ne derivano altri maggiormente complessi.

Tale soluzione tecnologica è quella principalmente studiata e su cui ho concentrato l'attenzione per analizzare le simulazioni teoriche dei vari cicli proposti.

Le stesse simulazioni sono state confrontate con quelle di riferimento presenti nella letteratura scientifica; in tal modo è stato possibile confermare la bontà e la solidità del modello matematico creato.

3.1.Il ciclo a semplice compressione

Come già affrontato nei capitoli precedenti, il ciclo a semplice compressione si compone dei 4 elementi principali caratterizzanti una pompa di calore:

- a) compressore;
- b) gas cooler;
- c) valvola di laminazione;
- d) evaporatore.



Fig.5.1-Visualizzazione elementi principali di un ciclo a semplice compressione

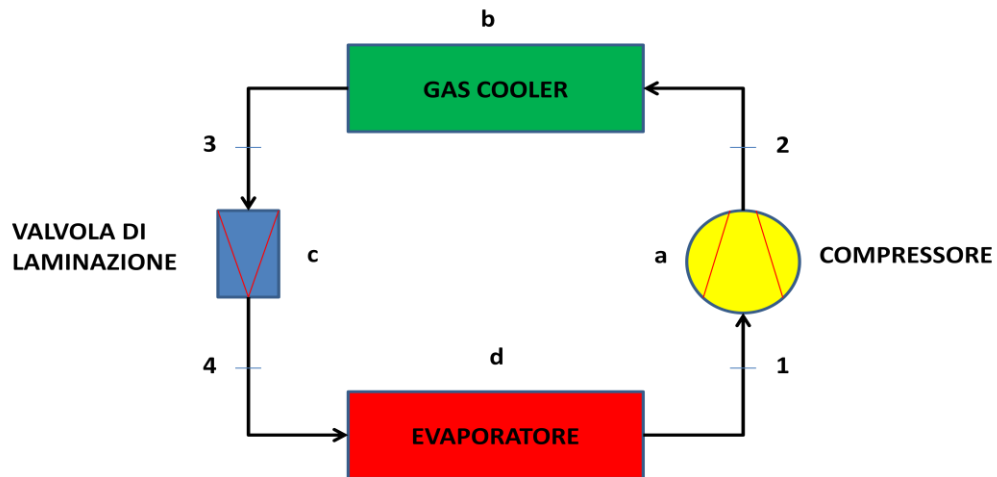


Fig.5.2-Schema impianto a semplice compressione

La valutazione del ciclo si è svolta calcolando i valori delle grandezze termodinamiche di interesse per ciascun punto. Tenendo presente che si opera con temperature e pressioni transcritiche è conseguentemente necessario controllare due grandezze termodinamiche per i punti del ciclo esterni alla campana di saturazione, rispettando la Legge di Gibbs sulle fasi, già commentata.

PUNTO 1

A partire dalla temperatura ambiente e dal limite imposto dalla batteria alettata caratterizzante l'evaporatore, si determinano:

- temperatura di evaporazione della CO_2 (T_{ev});
- pressione di evaporazione corrispondente (p_1);
- entalpia del punto trovato (h_1);
- entropia del punto (s_1).

Ciò è permesso dal fatto che tale punto si trova necessariamente in zona subcritica, perciò una volta fissata la temperatura è possibile conoscere anche la relativa pressione.

PUNTO 2

Tale punto si determina considerando:

- entalpia di partenza del punto precedente (h_1);

- rendimento isoentropico del compressore (η_{ic});
- pressione di fine compressione scelta (p_2).

Utilizzando come input la pressione del fluido in uscita dal compressore (p_2) e l'entropia del punto 2 (s_2)- che per un rendimento isoentropico del compressore è pari a quella del punto 1- è possibile determinare:

- l'entalpia ideale del punto 2 (h_{2id}), corrispondente ad un rendimento isoentropico del compressore pari a 1 ($\eta_{ic} = 1$);
- la temperatura del punto 2 ideale T_{2id} ;

Successivamente, utilizzando la relazione

$$\eta_{ic} = \frac{(h_{2id} - h_1)}{(h_2 - h_1)}$$

è possibile individuare l'entalpia reale di fine compressione (h_2):

$$h_2 = \left(\frac{h_{2id} - h_1}{\eta_{ic}} \right) + h_1$$

Con tale entalpia, utilizzando la pressione p_2 scelta di fine compressione, si determina l'ultima coordinata termodinamica, ovvero la temperatura di fine compressione (t_2).

PUNTO 3

Il punto successivo del ciclo transcritico viene determinato a partire dalla pressione del gas in uscita dal compressore⁶, quindi si ha che $p_2 = p_3$.

Inoltre, si ipotizza che il rendimento dello scambio termico fornito dal gas cooler sia unitario ($\varepsilon = 1$) e che di conseguenza la temperatura in uscita della CO_2 sia pari alla temperatura dell'acqua⁷ in entrata allo scambiatore.

⁶ Questo perché si ipotizza che lungo il gas cooler le perdite di carico siano nulle.

⁷ Essa è data come input al modello matematico sviluppato.

Con tali dati forniti in input è possibile calcolare la posizione del punto grazie alle coordinate pressione e temperatura e, di conseguenza, è possibile determinare:

- entalpia del gas in uscita dal gas cooler (h_3);
- entropia caratteristica del punto 3 (s_3).

PUNTO 4

L'ultimo punto, che consente di chiudere il ciclo operato dalla pompa di calore, è definito a partire dalla temperatura di evaporazione ($T_{ev} = t_4$), alla quale corrisponde una ben determinata pressione ($P_{ev} = p_4$), trovandosi, come detto, in campo subcritico.

Inoltre, dal momento che il passaggio dal punto 3 al punto 4 avviene in modo isoentalpico, è possibile conoscere anche l'entalpia del punto 4, poiché $h_4 = h_3$.

In tal modo è possibile determinare anche l'ultima grandezza termodinamica utile, ovvero l'entropia del punto (s_4).

COP

Il COP (Coefficient of Performance) permette di misurare l'effetto utile in termini energetici della pompa di calore che riguarda il riscaldamento dell'acqua sanitaria all'interno del gas cooler.

Considerando, perciò, la differenza di entalpia data dal lavoro di compressione e quella fornita dall'effetto di riscaldamento dell'acqua, il COP può essere definito dalla relazione:

$$COP = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)}$$

Il ciclo così descritto è adeguatamente rappresentato in un diagramma di Mollier pressione- entalpia (p-h):

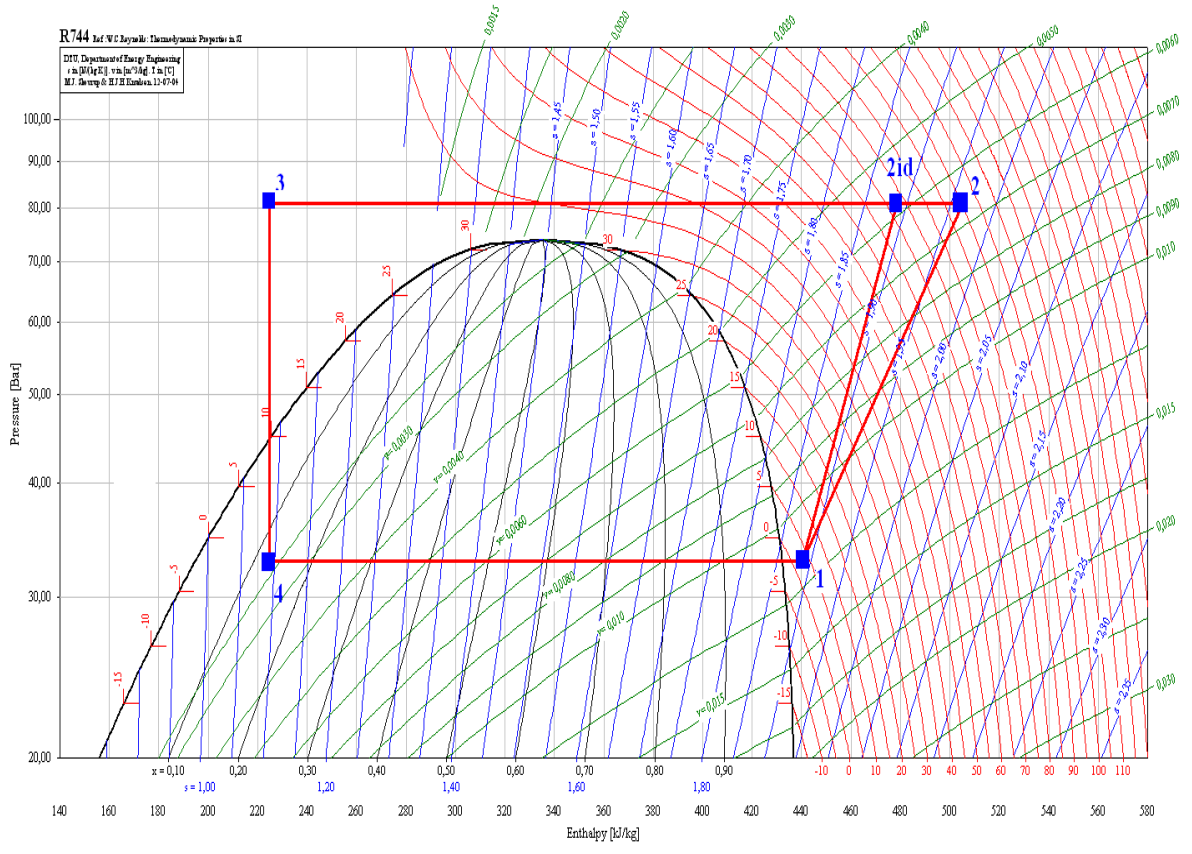


Fig.5.3-Diagramma di Mollier (p-h) per il ciclo transcritico a semplice compressione operante a R744

4. Simulazioni

Conoscendo la struttura del ciclo a semplice compressione è possibile, quindi, effettuare tutte le simulazioni necessarie a confermare le tesi sviluppate riguardo le caratteristiche operative dell'R744 e quelle presenti nella letteratura scientifica più attendibile.

Di seguito sono descritti i risultati emersi dall'indagine svolta sui differenti cicli proposti dalla letteratura scientifica, più complessi rispetto allo schema impiantistico del ciclo a semplice compressione, ma interessanti da analizzare, poiché permettono di sviluppare considerazioni per eventuali miglioramenti riguardanti le pompe di calore ad anidride carbonica.

4.1. Ipotesi di partenza

Le ipotesi di partenza che sono state considerate per effettuare le simulazioni per ciascuna condizione operativa di ogni soluzione tecnologica sono:

- assenza di perdite di carico lungo l'intero circuito;
- assenza di sottoraffreddamento del fluido operativo;
- 3K di approach⁸;
- gas cooler costituito da uno scambiatore controcorrente in modo da aumentare la potenza termica scambiata fra i fluidi, anidride carbonica e acqua;
- surriscaldamento di 5K per garantire al compressore l'aspirazione di un gas;
- temperatura di evaporazione ($T_{ev} = t_4$);

4.2. Determinazione della pressione ottimale di fine compressione

Come già affrontato nel capitolo 3, il ciclo transcritico operante ad anidride carbonica è caratterizzato dalla possibilità di definire la pressione ottimale del fluido operativo in uscita dal compressore, in modo da massimizzare il COP della pompa di calore.

La simulazione è stata effettuata in modo da verificare con il modello matematico sviluppato l'esistenza di tale pressione ottimale.

⁸ L'approach al gas cooler è la differenza di temperatura tra il fluido da riscaldare, ovvero l'acqua, e l'anidride carbonica all'uscita al gas cooler.

Come si può notare dalla tabella e dal grafico che seguono, considerata una qualsiasi temperatura di ingresso dell'acqua al gas cooler, si può identificare quale sia la pressione ottimale che massimizza il COP del ciclo, a parità degli altri parametri.

Nello specifico, considerata una temperatura dell'acqua in ingresso di 35°C e un rendimento isoentropico di compressione pari a 1 (condizione ideale), il valore della pressione si incrementa di 1 bar in modo iterativo, ottenendo un valore massimo di COP pari a 4,215 corrispondente ad una pressione ottimale di 88 bar.

I valori di input inseriti nel modello sono di seguito elencati.

Tevap[°C]	Tuscita[°C]	Tinacq[°C]	ΔT_{acq} [°C]	Approch[°C]	SH[°C]	η
-3	35	35	10	3	5	1

Considerando il diagramma di Mollier, il ciclo che si determina è il seguente:

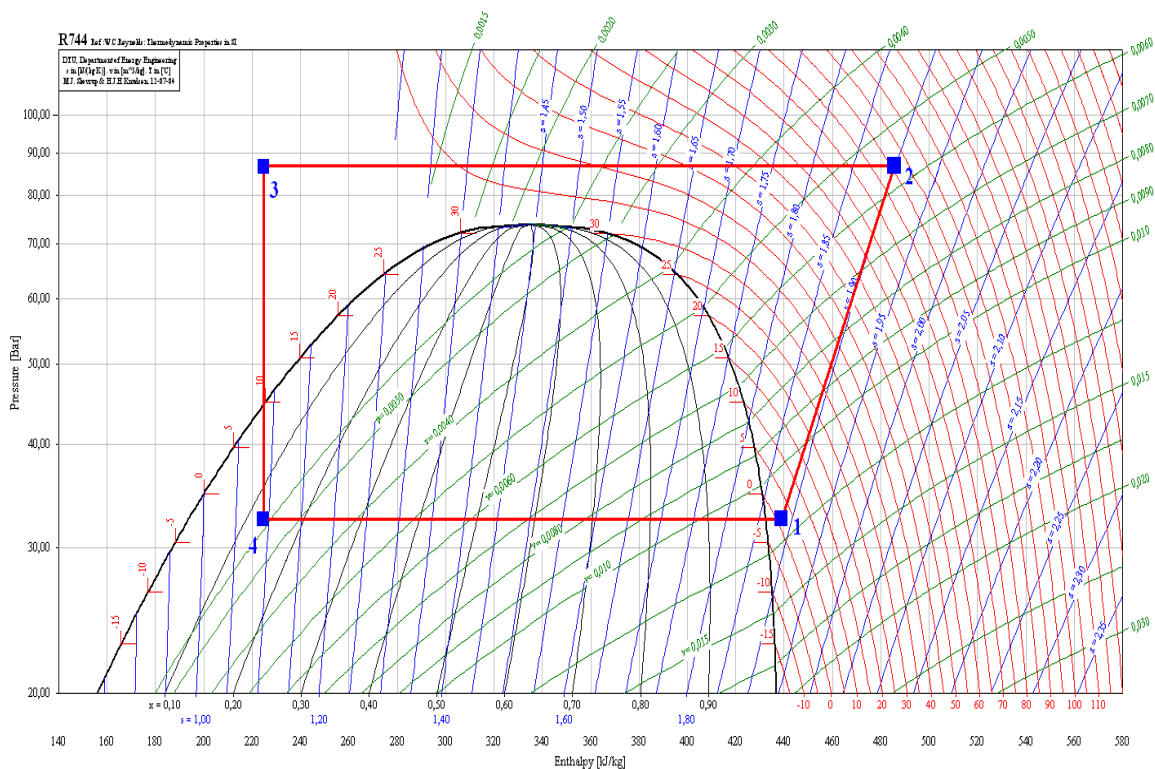


Fig.5.4-Diagramma di Mollier (p-h) che identifica il ciclo transcritico operante a pressione ottimale

1				2						3				4				Δhevap[kJ/kg]	Δhgc[kJ/kg]	Δhcom[kJ/kg]	COP
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]	s[kJ/kgK]				
32,16	2	440,66	1,89	75,00	66,62	66,62	476,21	476,21	1,89	75,00	35,00	397,67	1,65	32,16	-3,00	397,67	1,86	42,99	78,54	35,55	2,209
32,16	2	440,66	1,89	76,00	67,72	67,72	476,82	476,82	1,89	76,00	35,00	392,24	1,63	32,16	-3,00	392,24	1,86	48,42	84,58	36,16	2,338
32,16	2	440,66	1,89	77,00	68,81	68,81	477,43	477,43	1,89	77,00	35,00	385,83	1,61	32,16	-3,00	385,83	1,86	54,83	91,60	36,77	2,491
32,16	2	440,66	1,89	78,00	69,88	69,88	478,03	478,03	1,89	78,00	35,00	377,91	1,58	32,16	-3,00	377,91	1,86	62,75	100,12	37,37	2,679
32,16	2	440,66	1,89	79,00	70,95	70,95	478,62	478,62	1,89	79,00	35,00	367,42	1,54	32,16	-3,00	367,42	1,86	73,23	111,20	37,96	2,929
32,16	2	440,66	1,89	80,00	72,00	72,00	479,21	479,21	1,89	80,00	35,00	352,29	1,49	32,16	-3,00	352,29	1,86	88,37	126,92	38,55	3,292
32,16	2	440,66	1,89	81,00	73,04	73,04	479,79	479,79	1,89	81,00	35,00	334,59	1,44	32,16	-3,00	334,59	1,86	106,07	145,20	39,14	3,710
32,16	2	440,66	1,89	82,00	74,07	74,07	480,37	480,37	1,89	82,00	35,00	323,08	1,40	32,16	-3,00	323,08	1,86	117,58	157,29	39,71	3,960
32,16	2	440,66	1,89	83,00	75,09	75,09	480,94	480,94	1,89	83,00	35,00	316,52	1,38	32,16	-3,00	316,52	1,86	124,14	164,42	40,29	4,081
32,16	2	440,66	1,89	84,00	76,10	76,10	481,51	481,51	1,89	84,00	35,00	312,13	1,36	32,16	-3,00	312,13	1,86	128,53	169,38	40,85	4,146
32,16	2	440,66	1,89	85,00	77,10	77,10	482,07	482,07	1,89	85,00	35,00	308,84	1,35	32,16	-3,00	308,84	1,86	131,82	173,24	41,42	4,182
32,16	2	440,66	1,89	86,00	78,09	78,09	482,63	482,63	1,89	86,00	35,00	306,21	1,34	32,16	-3,00	306,21	1,86	134,45	176,43	41,97	4,203
32,16	2	440,66	1,89	87,00	79,07	79,07	483,18	483,18	1,89	87,00	35,00	304,02	1,33	32,16	-3,00	304,02	1,86	136,64	179,17	42,53	4,213
32,16	2	440,66	1,89	88,00	80,04	80,04	483,73	483,73	1,89	88,00	35,00	302,14	1,33	32,16	-3,00	302,14	1,86	138,51	181,59	43,07	4,215
32,16	2	440,66	1,89	89,00	81,01	81,01	484,28	484,28	1,89	89,00	35,00	300,50	1,32	32,16	-3,00	300,50	1,86	140,16	183,77	43,62	4,213
32,16	2	440,66	1,89	90,00	81,96	81,96	484,81	484,81	1,89	90,00	35,00	299,04	1,32	32,16	-3,00	299,04	1,86	141,62	185,77	44,16	4,207
32,16	2	440,66	1,89	91,00	82,90	82,90	485,35	485,35	1,89	91,00	35,00	297,73	1,31	32,16	-3,00	297,73	1,86	142,93	187,62	44,69	4,198
32,16	2	440,66	1,89	92,00	83,84	83,84	485,88	485,88	1,89	92,00	35,00	296,53	1,31	32,16	-3,00	296,53	1,86	144,13	189,35	45,22	4,187
32,16	2	440,66	1,89	93,00	84,76	84,76	486,40	486,40	1,89	93,00	35,00	295,43	1,30	32,16	-3,00	295,43	1,86	145,23	190,98	45,75	4,174
32,16	2	440,66	1,89	94,00	85,68	85,68	486,93	486,93	1,89	94,00	35,00	294,41	1,30	32,16	-3,00	294,41	1,86	146,25	192,52	46,27	4,160
32,16	2	440,66	1,89	95,00	86,59	86,59	487,44	487,44	1,89	95,00	35,00	293,46	1,30	32,16	-3,00	293,46	1,86	147,19	193,98	46,79	4,146
32,16	2	440,66	1,89	96,00	87,49	87,49	487,96	487,96	1,89	96,00	35,00	292,58	1,29	32,16	-3,00	292,58	1,86	148,08	195,38	47,30	4,130
32,16	2	440,66	1,89	97,00	88,38	88,38	488,47	488,47	1,89	97,00	35,00	291,75	1,29	32,16	-3,00	291,75	1,86	148,91	196,72	47,81	4,114
32,16	2	440,66	1,89	98,00	89,26	89,26	488,97	488,97	1,89	98,00	35,00	290,96	1,29	32,16	-3,00	290,96	1,86	149,70	198,01	48,32	4,098
32,16	2	440,66	1,89	99,00	90,14	90,14	489,48	489,48	1,89	99,00	35,00	290,22	1,28	32,16	-3,00	290,22	1,86	150,44	199,25	48,82	4,081
32,16	2	440,66	1,89	100,00	91,01	91,01	489,97	489,97	1,89	100,00	35,00	289,52	1,28	32,16	-3,00	289,52	1,86	151,14	200,46	49,32	4,064
32,16	2	440,66	1,89	101,00	91,87	91,87	490,47	490,47	1,89	101,00	35,00	288,85	1,28	32,16	-3,00	288,85	1,86	151,81	201,62	49,81	4,047
32,16	2	440,66	1,89	102,00	92,73	92,73	490,96	490,96	1,89	102,00	35,00	288,21	1,28	32,16	-3,00	288,21	1,86	152,45	202,75	50,30	4,030
32,16	2	440,66	1,89	103,00	93,57	93,57	491,45	491,45	1,89	103,00	35,00	287,60	1,27	32,16	-3,00	287,60	1,86	153,06	203,85	50,79	4,013
32,16	2	440,66	1,89	104,00	94,41	94,41	491,93	491,93	1,89	104,00	35,00	287,01	1,27	32,16	-3,00	287,01	1,86	153,65	204,92	51,27	3,996
32,16	2	440,66	1,89	105,00	95,25	95,25	492,41	492,41	1,89	105,00	35,00	286,45	1,27	32,16	-3,00	286,45	1,86	154,21	205,96	51,76	3,979
32,16	2	440,66	1,89	106,00	96,07	96,07	492,89	492,89	1,89	106,00	35,00	285,91	1,27	32,16	-3,00	285,91	1,86	154,75	206,98	52,23	3,962
32,16	2	440,66	1,89	107,00	96,89	96,89	493,37	493,37	1,89	107,00	35,00	285,39	1,26	32,16	-3,00	285,39	1,86	155,26	207,97	52,71	3,945

32,16	2	440,66	1,89	108,00	97,71	97,71	493,84	493,84	1,89	108,00	35,00	284,89	1,26	32,16	-3,00	284,89	1,86	155,76	208,94	53,18	3,929
32,16	2	440,66	1,89	109,00	98,51	98,51	494,31	494,31	1,89	109,00	35,00	284,41	1,26	32,16	-3,00	284,41	1,86	156,25	209,90	53,65	3,912
32,16	2	440,66	1,89	110,00	99,31	99,31	494,77	494,77	1,89	110,00	35,00	283,94	1,26	32,16	-3,00	283,94	1,86	156,71	210,83	54,11	3,896
32,16	2	440,66	1,89	111,00	100,10	100,10	495,23	495,23	1,89	111,00	35,00	283,49	1,26	32,16	-3,00	283,49	1,86	157,16	211,74	54,58	3,879
32,16	2	440,66	1,89	112,00	100,89	100,89	495,69	495,69	1,89	112,00	35,00	283,06	1,25	32,16	-3,00	283,06	1,86	157,60	212,64	55,03	3,863
32,16	2	440,66	1,89	113,00	101,67	101,67	496,15	496,15	1,89	113,00	35,00	282,63	1,25	32,16	-3,00	282,63	1,86	158,02	213,52	55,49	3,847
32,16	2	440,66	1,89	114,00	102,45	102,45	496,60	496,60	1,89	114,00	35,00	282,22	1,25	32,16	-3,00	282,22	1,86	158,43	214,38	55,94	3,831
32,16	2	440,66	1,89	115,00	103,21	103,21	497,05	497,05	1,89	115,00	35,00	281,83	1,25	32,16	-3,00	281,83	1,86	158,83	215,23	56,40	3,816
32,16	2	440,66	1,89	116,00	103,98	103,98	497,50	497,50	1,89	116,00	35,00	281,44	1,25	32,16	-3,00	281,44	1,86	159,22	216,06	56,84	3,801
32,16	2	440,66	1,89	117,00	104,73	104,73	497,95	497,95	1,89	117,00	35,00	281,06	1,25	32,16	-3,00	281,06	1,86	159,60	216,88	57,29	3,785
32,16	2	440,66	1,89	118,00	105,49	105,49	498,39	498,39	1,89	118,00	35,00	280,70	1,24	32,16	-3,00	280,70	1,86	159,96	217,69	57,73	3,770
32,16	2	440,66	1,89	119,00	106,23	106,23	498,83	498,83	1,89	119,00	35,00	280,34	1,24	32,16	-3,00	280,34	1,86	160,32	218,49	58,17	3,755
32,16	2	440,66	1,89	120,00	106,97	106,97	499,27	499,27	1,89	120,00	35,00	279,99	1,24	32,16	-3,00	279,99	1,86	160,66	219,27	58,61	3,741
32,16	2	440,66	1,89	121,00	107,71	107,71	499,70	499,70	1,89	121,00	35,00	279,66	1,24	32,16	-3,00	279,66	1,86	161,00	220,05	59,04	3,726
32,16	2	440,66	1,89	122,00	108,44	108,44	500,13	500,13	1,89	122,00	35,00	279,33	1,24	32,16	-3,00	279,33	1,86	161,33	220,81	59,47	3,712
32,16	2	440,66	1,89	123,00	109,16	109,16	500,56	500,56	1,89	123,00	35,00	279,00	1,24	32,16	-3,00	279,00	1,86	161,65	221,56	59,90	3,698
32,16	2	440,66	1,89	124,00	109,88	109,88	500,99	500,99	1,89	124,00	35,00	278,69	1,24	32,16	-3,00	278,69	1,86	161,97	222,30	60,33	3,684
32,16	2	440,66	1,89	125,00	110,59	110,59	501,42	501,42	1,89	125,00	35,00	278,38	1,23	32,16	-3,00	278,38	1,86	162,27	223,03	60,76	3,670
32,16	2	440,66	1,89	126,00	111,30	111,30	501,84	501,84	1,89	126,00	35,00	278,08	1,23	32,16	-3,00	278,08	1,86	162,57	223,75	61,18	3,657
32,16	2	440,66	1,89	127,00	112,00	112,00	502,26	502,26	1,89	127,00	35,00	277,79	1,23	32,16	-3,00	277,79	1,86	162,87	224,47	61,60	3,643
32,16	2	440,66	1,89	128,00	112,70	112,70	502,68	502,68	1,89	128,00	35,00	277,51	1,23	32,16	-3,00	277,51	1,86	163,15	225,17	62,02	3,630
32,16	2	440,66	1,89	129,00	113,39	113,39	503,09	503,09	1,89	129,00	35,00	277,23	1,23	32,16	-3,00	277,23	1,86	163,43	225,87	62,43	3,617
32,16	2	440,66	1,89	130,00	114,08	114,08	503,50	503,50	1,89	130,00	35,00	276,95	1,23	32,16	-3,00	276,95	1,86	163,71	226,55	62,85	3,604
32,16	2	440,66	1,89	131,00	114,77	114,77	503,92	503,92	1,89	131,00	35,00	276,68	1,23	32,16	-3,00	276,68	1,86	163,97	227,23	63,26	3,592
32,16	2	440,66	1,89	132,00	115,45	115,45	504,33	504,33	1,89	132,00	35,00	276,42	1,22	32,16	-3,00	276,42	1,86	164,24	227,90	63,67	3,579
32,16	2	440,66	1,89	133,00	116,12	116,12	504,73	504,73	1,89	133,00	35,00	276,17	1,22	32,16	-3,00	276,17	1,86	164,49	228,57	64,07	3,567
32,16	2	440,66	1,89	134,00	116,79	116,79	505,14	505,14	1,89	134,00	35,00	275,91	1,22	32,16	-3,00	275,91	1,86	164,75	229,22	64,48	3,555
32,16	2	440,66	1,89	135,00	117,45	117,45	505,54	505,54	1,89	135,00	35,00	275,67	1,22	32,16	-3,00	275,67	1,86	164,99	229,87	64,88	3,542

Tabella 5.1-Sviluppo calcoli per la determinazione della pressione ottimale in modo iterativo

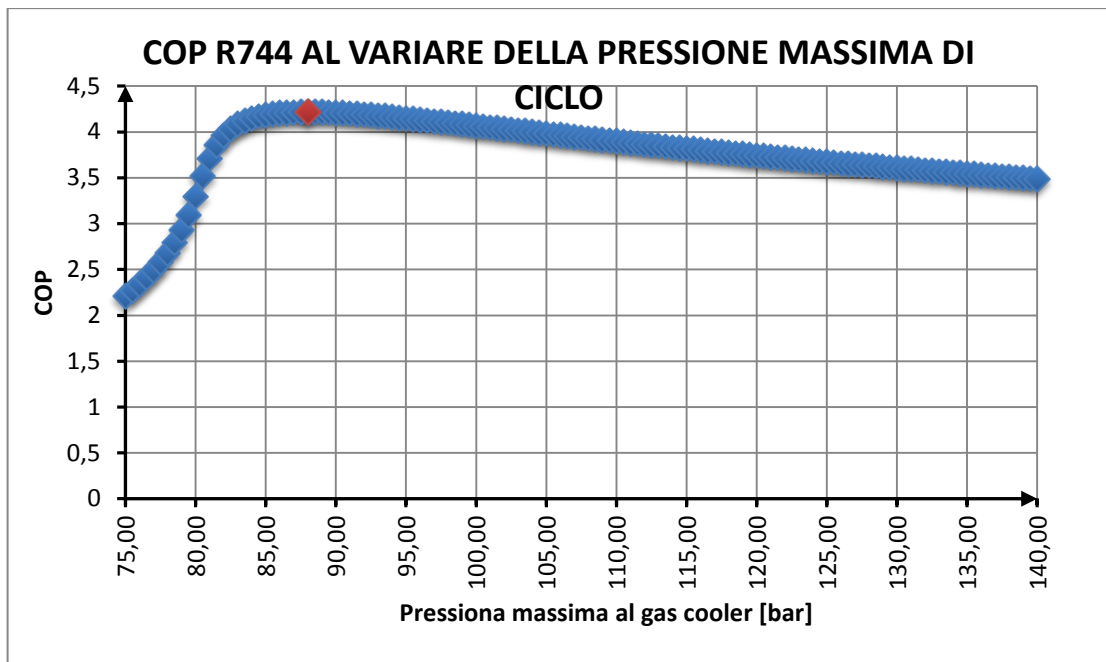


Grafico 5.1-Andamento del COP in funzione della pressione P_2 scelta

Come è evidente notare, con un aumento progressivo della pressione R744 in uscita dal compressore, il COP assume un andamento che tende a scemare una volta raggiunto il massimo in corrispondenza della pressione ottimale.

Al contrario, se la pressione al gas cooler è inferiore al valore ottimale, si registra una brusca diminuzione sia del COP che dell'effetto calorifero.

Ciò è spiegato dal fatto che esso è calcolato in base al rapporto fra l'effetto utile dato dal riscaldamento dell'acqua fornito dallo scambio termico nel gas cooler ($\Delta h_{gc} = h_2 - h_3$) e dall'energia elettrica necessaria a permettere il funzionamento del compressore ($\Delta h_{compr} = h_2 - h_1$), ovvero dal rapporto fra l'energia utile e l'energia data come input al sistema.

Nel momento in cui in uscita dal compressore si determina un incremento della pressione in misura più elevata rispetto a quella ottimale, il lavoro di compressione aumenta a causa del fatto che è necessario raggiungere livelli di pressione più alti che non comportano, però, un aumento dell'effetto calorifero della stessa misura. A causa di questo fenomeno il COP del ciclo tende a diminuire leggermente.

Nel caso contrario, quando la pressione è inferiore a quella ottimale, vi è una penalizzazione significativa del COP, in quanto, nonostante un minor lavoro di compressione, l'effetto calorifero apportato risulta essere molto basso.

Si conferma perciò quanto già affermato nel capitolo 3 relativamente al particolare andamento della resa dell'impianto in funzione della pressione massima di ciclo.

4.2.1. Il modello matematico per la pressione ottimale

Dopo un'accurata analisi della letteratura scientifica, è stato possibile ricavare il modello matematico sperimentale con cui calcolare per ciascun ciclo e per qualsiasi condizione di partenza la pressione ottimale in uscita dal compressore, che massimizza il COP della pompa di calore.

Esso è determinato da:

- temperatura di evaporazione, t_{ev} ;
- temperatura di uscita al gas cooler, t_{gcu} ($= t_3$);

e dall'equazione:

$$p_{ott} = (2.778 - 0.0157 * t_{ev}) * t_{gcu} + (0.381 * t_{ev} - 9.34)$$

con:

$$t_{ev}, t_{gcu} = [^{\circ}\text{C}]$$

$$p_{ott} = [\text{bar}]$$

$$-40^{\circ}\text{C} < t_{ev} < +5^{\circ}\text{C};$$

$$31^{\circ}\text{C} < t_{gcu} < 50^{\circ}\text{C}$$

Tale modello è valido per una compressione isoentropica e nel caso in cui sia presente vapore saturo secco in entrata al compressore. La stessa equazione rimane comunque efficace per cicli con un'efficienza isoentropica di compressione minore di 1. [19], [49]

4.3. Influenza della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler sul COP del ciclo

A livello di analisi teorica si è tenuto in considerazione il fatto che la temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler è determinante per l'efficienza termica e per il COP del ciclo transcritico caratteristico dell'anidride carbonica. Si è potuto verificare come tale aspetto sia differente rispetto all'influenza che possiede la temperatura dell'acqua in uscita dal condensatore nel caso dei cicli subcritici, caratteristici dei fluidi che sono solitamente utilizzati nelle applicazioni delle pompe di calore.

Per questa simulazione i calcoli sono stati effettuati considerando una pressione in uscita dal compressore volutamente non ottimale pari a 100 bar, in modo da considerare esclusivamente l'influenza della temperatura dell'acqua sul ciclo.

Le temperature dell'acqua in ingresso al gas cooler sono state incrementate di una unità iterativamente e poste pari alla temperatura in entrata dell'R744 al gas cooler, ipotizzando un rendimento dello scambiatore ideale pari a 1.

Inoltre, sono state considerate le stesse ipotesi di partenza illustrate precedentemente.

$\Delta T_{acq}[^{\circ}C]$	Approch[$^{\circ}C$]	SH[$^{\circ}C$]	η
10	3	5	1

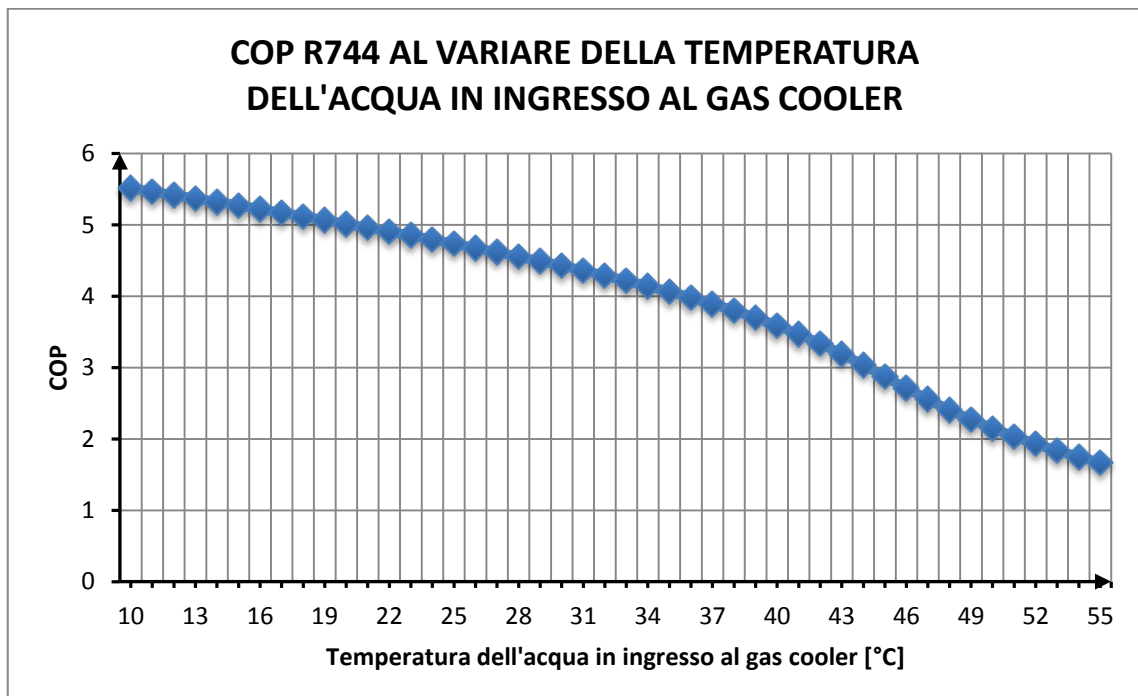


Grafico 5.2-Andamento COP del ciclo in funzione della temperatura in entrata al gas cooler dell'acqua

Dal grafico 5.2 si può facilmente notare come, pur mantenendo costante il riscaldamento dell'acqua in termini assoluti, all'aumentare della temperatura in ingresso dell'acqua al gas cooler si abbia un decremento significativo del COP del ciclo.

Questo è dato dal fatto che, poiché il ciclo ad anidride carbonica opera in campo transcritico, il punto di laminazione non è determinato dal momento in cui il fluido condensa- come avviene per i cicli operanti in regime subcritico- ma dallo scambio

termico risultante dalla differenza di temperatura fra il fluido da riscaldare in ingresso al gas cooler e il fluido operativo.

Ciò comporta di conseguenza che la laminazione per temperature via via crescenti non permette al fluido operativo di scambiare calore fino a bassa temperatura, riducendo di molto l'effetto utile dato dal riscaldamento dell'acqua e dalla differenza entalpica data da:

$$(\Delta H_{gc} = h_2 - h_3)$$

Ovviamente ciò influisce sul COP della pompa di calore, in quanto il lavoro operato in compressione non viene sfruttato in modo efficace dallo scambio termico all'interno del gas cooler.

La tabella seguente riporta per ciascuna condizione operativa analizzata - determinata dai valori di temperatura di evaporazione e di entrata e uscita dell'acqua dal gas cooler - il COP risultante per il ciclo, evidenziando sia il potenziale relativo all'effetto frigorifero sul lato evaporatore, sia quello dovuto al raffreddamento dell'R744 all'interno del gas cooler, così come il lavoro operato dal compressore.

Tevap[°C]	Tuscita[°C]	Tinaccq[°C]	1			2					3			4			Δhev[kJ/kg]	Δhgc[kJ/kg]	Δhcom[kJ/kg]	COP
			P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	P[bar]	Tid[°C]	T[°C]	hid[kJ/kg]	h[kJ/kg]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]				
-3	10	10	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	10	218,05	32,16	-3	218,05	222,60	271,91	49,31	5,51
-3	11	11	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	11	220,40	32,16	-3	220,40	220,25	269,56	49,31	5,46
-3	12	12	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	12	222,77	32,16	-3	222,77	217,88	267,19	49,31	5,41
-3	13	13	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	13	225,16	32,16	-3	225,16	215,49	264,80	49,31	5,36
-3	14	14	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	14	227,58	32,16	-3	227,58	213,07	262,38	49,31	5,32
-3	15	15	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	15	230,02	32,16	-3	230,02	210,62	259,94	49,31	5,27
-3	16	16	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	16	232,49	32,16	-3	232,49	208,15	257,47	49,31	5,22
-3	17	17	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	17	234,99	32,16	-3	234,99	205,65	254,97	49,31	5,17
-3	18	18	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	18	237,53	32,16	-3	237,53	203,12	252,44	49,31	5,11
-3	19	19	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	19	240,09	32,16	-3	240,09	200,56	249,87	49,31	5,06
-3	20	20	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	20	242,69	32,16	-3	242,69	197,95	247,27	49,31	5,01
-3	21	21	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	21	245,34	32,16	-3	245,34	195,31	244,63	49,31	4,96
-3	22	22	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	22	248,02	32,16	-3	248,02	192,63	241,94	49,31	4,90
-3	23	23	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	23	250,75	32,16	-3	250,75	189,9	239,21	49,31	4,85
-3	24	24	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	24	253,54	32,16	-3	253,54	187,11	236,43	49,31	4,79
-3	25	25	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	25	256,37	32,16	-3	256,37	184,27	233,59	49,31	4,73
-3	26	26	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	26	259,27	32,16	-3	259,27	181,37	230,69	49,31	4,67
-3	27	27	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	27	262,24	32,16	-3	262,24	178,41	227,72	49,31	4,61
-3	28	28	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	28	265,28	32,16	-3	265,28	175,37	224,69	49,31	4,55
-3	29	29	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	29	268,40	32,16	-3	268,40	172,25	221,56	49,31	4,49
-3	30	30	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	30	271,61	32,16	-3	271,61	169,04	218,35	49,31	4,42
-3	31	31	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	31	274,92	32,16	-3	274,92	165,72	215,04	49,31	4,36
-3	32	32	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	32	278,35	32,16	-3	278,35	162,30	211,61	49,31	4,29
-3	33	33	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	33	281,91	32,16	-3	281,91	158,74	208,05	49,31	4,21
-3	34	34	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	34	285,62	32,16	-3	285,62	155,03	204,34	49,31	4,14
-3	35	35	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	35	289,51	32,16	-3	289,51	151,14	200,45	49,31	4,06
-3	36	36	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	36	293,61	32,16	-3	293,61	147,04	196,35	49,31	3,98
-3	37	37	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	37	297,96	32,16	-3	297,96	142,69	192,00	49,31	3,89
-3	38	38	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	38	302,61	32,16	-3	302,61	138,04	187,35	49,31	3,79
-3	39	39	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	39	307,61	32,16	-3	307,61	133,04	182,35	49,31	3,69
-3	40	40	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	40	313,04	32,16	-3	313,04	127,61	176,93	49,31	3,58
-3	41	41	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	41	318,95	32,16	-3	318,95	121,70	171,01	49,31	3,46
-3	42	42	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	42	325,44	32,16	-3	325,44	115,21	164,53	49,31	3,33

-3	43	43	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	43	332,54	32,16	-3	332,54	108,11	157,42	49,31	3,19
-3	44	44	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	44	340,22	32,16	-3	340,22	100,42	149,74	49,31	3,03
-3	45	45	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	45	348,25	32,16	-3	348,25	92,40	141,72	49,31	2,87
-3	46	46	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	46	356,28	32,16	-3	356,28	84,37	133,69	49,31	2,71
-3	47	47	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	47	364,03	32,16	-3	364,03	76,62	125,93	49,31	2,55
-3	48	48	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	48	371,30	32,16	-3	371,30	69,34	118,66	49,31	2,40
-3	49	49	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	49	377,98	32,16	-3	377,98	62,67	111,98	49,31	2,27
-3	50	50	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	50	384,07	32,16	-3	384,07	56,58	105,90	49,31	2,14
-3	51	51	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	51	389,62	32,16	-3	389,62	51,03	100,35	49,31	2,03
-3	52	52	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	52	394,71	32,16	-3	394,71	45,94	95,25	49,31	1,93
-3	53	53	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	53	399,41	32,16	-3	399,41	41,24	90,56	49,31	1,83
-3	54	54	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	54	403,77	32,16	-3	403,77	36,88	86,20	49,31	1,74
-3	55	55	32,163	2	440,65	100	91,01	91,01	489,97	489,97	100	55	407,83	32,16	-3	407,83	32,81	82,13	49,31	1,66

Tabella 5.2- Influenza della temperatura in ingresso dell'acqua al gas cooler sul COP del ciclo

5. Confronto CO₂ e R134a

Come la letteratura scientifica in argomento insegna, l'analisi teorica del funzionamento di un impianto di refrigerazione o di una pompa di calore operanti con un determinato fluido operativo va affrontata valutandone il confronto con un sistema dotato di un refrigerante di riferimento.

In tal caso si è deciso di confrontare il funzionamento teorico di un ciclo a semplice compressione operante a R744 con quello funzionante a R134a, essendo quest'ultimo uno dei più utilizzati nelle applicazioni delle pompe di calore.

5.1. Definizione ciclo per R134a

Come sviluppato per l'anidride carbonica, anche per il fluido sintetico R134a è stato definito il ciclo a partire dalle stesse condizioni di partenza utilizzate per l'R744, così da analizzare la differenza fra i due fluidi sulla base delle stesse ipotesi di partenza e definire un paragone attendibile.

Le condizioni di condensazione sono, però, limitate dal fatto che:

- il fluido non opera in regime transcritico;
- le condizioni di funzionamento considerate sono standard.

Ne deriva che l'analisi del ciclo a R134a è definita fino a temperature di condensazione pari a 68°C e fino a pressioni di 40 bar (come visibile nel diagramma di Mollier che segue).

Le condizioni di partenza sono pari a quelle impostate per l'analisi dell'R744, ovvero:

Tevap[°C]	Tuscita[°C]	Tinacq[°C]	ΔT _{acq} [°C]	Approch[°C]	SH[°C]	η
-3	35	35	10	3	5	1

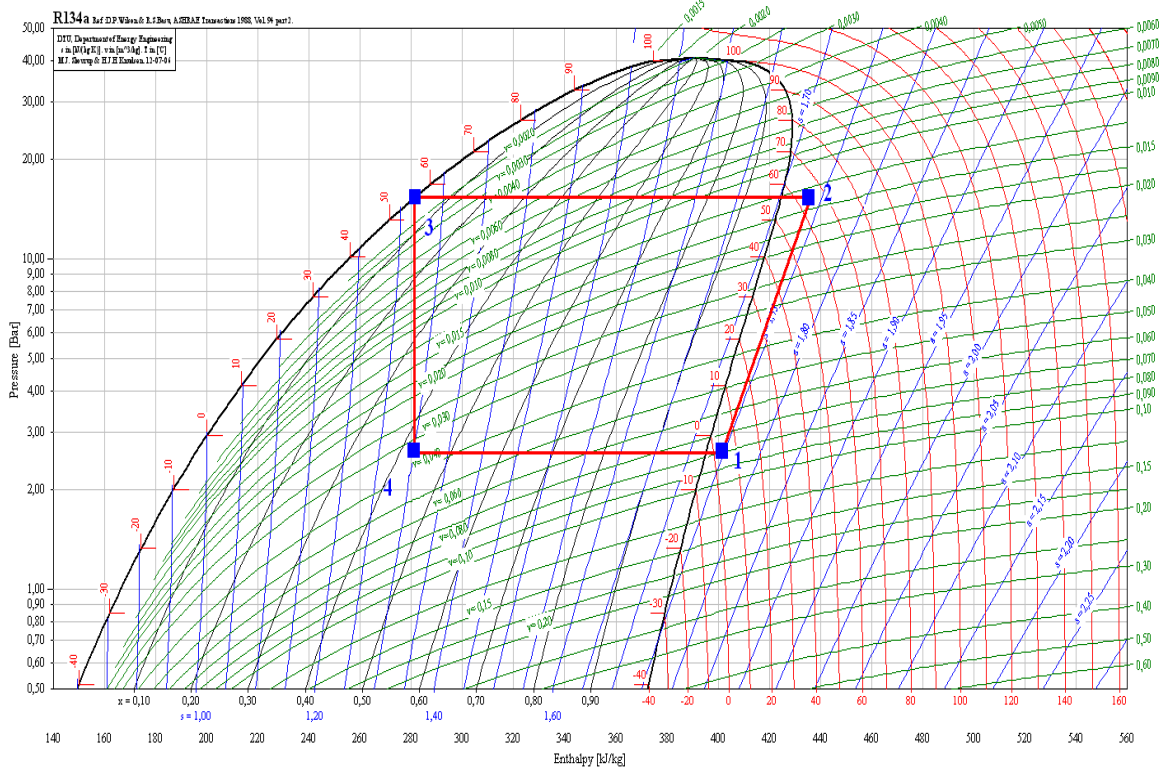


Fig.5.5-Diagramma di Mollier (p-h) per la rappresentazione di un ciclo di riferimento per l'R134a

		1					2					3				4							
Tcond[°C]	Toutacq[°C]	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]	s[kJ/kgK]	Δh_{ev} [kJ/kg]	Δh_{cond} [kJ/kg]	Δh_{com} [kJ/kg]	COP
48	45	2,62	2	401,24	1,744	12,52	58,23	58,23	434,72	434,72	1,744	12,52	43	260,87	1,204	2,62	-3	260,87	0,985	140,37	173,85	33,48	5,19
49	46	2,62	2	401,24	1,744	12,85	59,30	59,30	435,27	435,27	1,744	12,85	44	262,38	1,208	2,62	-3	262,38	0,985	138,86	172,89	34,02	5,08
50	47	2,62	2	401,24	1,744	13,17	60,36	60,36	435,81	435,81	1,744	13,17	45	263,89	1,213	2,62	-3	263,89	0,985	137,34	171,91	34,57	4,97
51	48	2,62	2	401,24	1,744	13,51	61,43	61,43	436,35	436,35	1,744	13,51	46	265,41	1,218	2,62	-3	265,41	0,985	135,83	170,93	35,10	4,86
52	49	2,62	2	401,24	1,744	13,85	62,50	62,50	436,89	436,89	1,744	13,85	47	266,94	1,222	2,62	-3	266,94	0,985	134,30	169,94	35,64	4,76
53	50	2,62	2	401,24	1,744	14,20	63,57	63,57	437,42	437,42	1,744	14,20	48	268,47	1,227	2,62	-3	268,47	0,985	132,77	168,95	36,17	4,67
54	51	2,62	2	401,24	1,744	14,55	64,64	64,64	437,94	437,94	1,744	14,55	49	270,00	1,232	2,62	-3	270,00	0,985	131,23	167,94	36,70	4,57
55	52	2,62	2	401,24	1,744	14,91	65,71	65,71	438,47	438,47	1,744	14,91	50	271,55	1,236	2,62	-3	271,55	0,985	129,69	166,92	37,22	4,48
56	53	2,62	2	401,24	1,744	15,28	66,78	66,78	438,99	438,99	1,744	15,28	51	273,09	1,241	2,62	-3	273,09	0,985	128,14	165,89	37,74	4,39
57	54	2,62	2	401,24	1,744	15,65	67,85	67,85	439,50	439,50	1,744	15,65	52	274,65	1,246	2,62	-3	274,65	0,985	126,59	164,85	38,26	4,30
58	55	2,62	2	401,24	1,744	16,03	68,92	68,92	440,01	440,01	1,744	16,03	53	276,21	1,250	2,62	-3	276,21	0,985	125,03	163,80	38,77	4,22
59	56	2,62	2	401,24	1,744	16,42	70,00	70,00	440,52	440,52	1,744	16,42	54	277,78	1,255	2,62	-3	277,78	0,985	123,46	162,74	39,28	4,14
60	57	2,62	2	401,24	1,744	16,81	71,07	71,07	441,03	441,03	1,744	16,81	55	279,35	1,260	2,62	-3	279,35	0,985	121,88	161,67	39,78	4,06
61	58	2,62	2	401,24	1,744	17,21	72,15	72,15	441,53	441,53	1,744	17,21	56	280,94	1,264	2,62	-3	280,94	0,985	120,30	160,59	40,28	3,98
62	59	2,62	2	401,24	1,744	17,62	73,23	73,23	442,02	442,02	1,744	17,62	57	282,52	1,269	2,62	-3	282,52	0,985	118,71	159,49	40,78	3,91
63	60	2,62	2	401,24	1,744	18,04	74,31	74,31	442,52	442,52	1,744	18,04	58	284,12	1,274	2,62	-3	284,12	0,985	117,12	158,39	41,27	3,83
64	61	2,62	2	401,24	1,744	18,46	75,39	75,39	443,01	443,01	1,744	18,46	59	285,72	1,279	2,62	-3	285,72	0,985	115,51	157,28	41,76	3,76
65	62	2,62	2	401,24	1,744	18,89	76,47	76,47	443,49	443,49	1,744	18,89	60	287,34	1,283	2,62	-3	287,34	0,985	113,90	156,15	42,25	3,69
66	63	2,62	2	401,24	1,744	19,33	77,55	77,55	443,97	443,97	1,744	19,33	61	288,96	1,288	2,62	-3	288,96	0,985	112,28	155,01	42,73	3,62
67	64	2,62	2	401,24	1,744	19,78	78,64	78,64	444,45	444,45	1,744	19,78	62	290,58	1,293	2,62	-3	290,58	0,985	110,65	153,86	43,21	3,56
68	65	2,62	2	401,24	1,744	20,23	79,73	79,73	444,93	444,93	1,744	20,23	63	292,22	1,297	2,62	-3	292,22	0,985	109,02	152,70	43,68	3,49

Tabella 5.3-Ciclo a semplice compressione operante a R134a

5.2. Confronto in condizioni ideali

Sulla base delle stesse ipotesi, quindi, è stato sviluppato il confronto diretto in condizioni ideali fra R744 e R134a, considerando:

- uguale temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler e al condensatore;
- uguale temperatura di uscita dell'acqua dal gas cooler e dal condensatore;
- uguale surriscaldamento del fluido in entrata al compressore, pari a 5K;
- uguali rendimenti per il compressore e gli scambiatori di calore (rendimenti ideali pari a 1);
- uguale temperatura di evaporazione;
- pressione in uscita dal compressore per l'R744 è la pressione ottimale calcolata seguendo il modello matematico citato.

Tevap[°C]	Tuscita[°C]	Tinacq[°C]	ΔT_{acq} [°C]	Approch[°C]	SH[°C]	η
-3	35	35	10	3	5	1

Dopo aver esaminato i dati relativi alle tabelle che seguono, è possibile constatare:

- un miglior comportamento dell'R134a nei confronti della CO₂ a parità di condizioni operative;
- un andamento del COP simile in entrambi i casi analizzati, caratterizzato dal fatto che diminuisce con il graduale aumento della temperatura dell'acqua in ingresso e in uscita.

Sulla base delle ipotesi effettuate in partenza si può affermare che la differenza di COP fra i due fluidi si mantiene costante e si attesta ad un valore pressoché costante per ciascuna situazione esaminata, evidenziando comunque la miglior operatività dell'R134a, sulla base delle ipotesi effettuate in partenza.

R134a

R134a			1				2				3				4									
Tcond[°C]	Tinacq[°C]	Toutacq[°C]	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]	s[kJ/kgK]	Δhev[kJ/kg]	Δhcond[kJ/kg]	Δhcom[kJ/kg]	COP
48	35	45	2,62	2	401,24	1,744	12,52	58,23	58,23	434,72	434,72	1,744	12,52	43	260,87	1,204	2,62	-3	260,87	0,985	140,37	173,85	33,48	5,19
49	36	46	2,62	2	401,24	1,744	12,85	59,30	59,30	435,27	435,27	1,744	12,85	44	262,38	1,208	2,62	-3	262,38	0,985	138,86	172,89	34,02	5,08
50	37	47	2,62	2	401,24	1,744	13,17	60,36	60,36	435,81	435,81	1,744	13,17	45	263,89	1,213	2,62	-3	263,89	0,985	137,34	171,91	34,57	4,97
51	38	48	2,62	2	401,24	1,744	13,51	61,43	61,43	436,35	436,35	1,744	13,51	46	265,41	1,218	2,62	-3	265,41	0,985	135,83	170,93	35,10	4,86
52	39	49	2,62	2	401,24	1,744	13,85	62,50	62,50	436,89	436,89	1,744	13,85	47	266,94	1,222	2,62	-3	266,94	0,985	134,30	169,94	35,64	4,76
53	40	50	2,62	2	401,24	1,744	14,20	63,57	63,57	437,42	437,42	1,744	14,20	48	268,47	1,227	2,62	-3	268,47	0,985	132,77	168,95	36,17	4,67
54	41	51	2,62	2	401,24	1,744	14,55	64,64	64,64	437,94	437,94	1,744	14,55	49	270,00	1,232	2,62	-3	270,00	0,985	131,23	167,94	36,70	4,57
55	42	52	2,62	2	401,24	1,744	14,91	65,71	65,71	438,47	438,47	1,744	14,91	50	271,55	1,236	2,62	-3	271,55	0,985	129,69	166,92	37,22	4,48
56	43	53	2,62	2	401,24	1,744	15,28	66,78	66,78	438,99	438,99	1,744	15,28	51	273,09	1,241	2,62	-3	273,09	0,985	128,14	165,89	37,74	4,39
57	44	54	2,62	2	401,24	1,744	15,65	67,85	67,85	439,50	439,50	1,744	15,65	52	274,65	1,246	2,62	-3	274,65	0,985	126,59	164,85	38,26	4,30
58	45	55	2,62	2	401,24	1,744	16,03	68,92	68,92	440,01	440,01	1,744	16,03	53	276,21	1,250	2,62	-3	276,21	0,985	125,03	163,80	38,77	4,22
59	46	56	2,62	2	401,24	1,744	16,42	70,00	70,00	440,52	440,52	1,744	16,42	54	277,78	1,255	2,62	-3	277,78	0,985	123,46	162,74	39,28	4,14
60	47	57	2,62	2	401,24	1,744	16,81	71,07	71,07	441,03	441,03	1,744	16,81	55	279,35	1,260	2,62	-3	279,35	0,985	121,88	161,67	39,78	4,06
61	48	58	2,62	2	401,24	1,744	17,21	72,15	72,15	441,53	441,53	1,744	17,21	56	280,94	1,264	2,62	-3	280,94	0,985	120,30	160,59	40,28	3,98
62	49	59	2,62	2	401,24	1,744	17,62	73,23	73,23	442,02	442,02	1,744	17,62	57	282,52	1,269	2,62	-3	282,52	0,985	118,71	159,49	40,78	3,91
63	50	60	2,62	2	401,24	1,744	18,04	74,31	74,31	442,52	442,52	1,744	18,04	58	284,12	1,274	2,62	-3	284,12	0,985	117,12	158,39	41,27	3,83
64	51	61	2,62	2	401,24	1,744	18,46	75,39	75,39	443,01	443,01	1,744	18,46	59	285,72	1,279	2,62	-3	285,72	0,985	115,51	157,28	41,76	3,76
65	52	62	2,62	2	401,24	1,744	18,89	76,47	76,47	443,49	443,49	1,744	18,89	60	287,34	1,283	2,62	-3	287,34	0,985	113,90	156,15	42,25	3,69
66	53	63	2,62	2	401,24	1,744	19,33	77,55	77,55	443,97	443,97	1,744	19,33	61	288,96	1,288	2,62	-3	288,96	0,985	112,28	155,01	42,73	3,62
67	54	64	2,62	2	401,24	1,744	19,78	78,64	78,64	444,45	444,45	1,744	19,78	62	290,58	1,293	2,62	-3	290,58	0,985	110,65	153,86	43,21	3,56
68	55	65	2,62	2	401,24	1,744	20,23	79,73	79,73	444,93	444,93	1,744	20,23	63	292,22	1,297	2,62	-3	292,22	0,985	109,02	152,70	43,68	3,49

Tabella 5.4-Analisi ciclo operante a R134a

CO2

		1					2					3				4							
T _{inacq} [°C]	T _{outacq} [°C]	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]	Δh _{ev} [kJ/kg]	Δh _{gc} [kJ/kg]	Δh _{com} [kJ/kg]	COP
35	45	32,16	2	440,65	1,891	88,40	80,42	80,42	483,94	483,94	1,891	88,39	35	301,47	1,324	32,16	-3	301,47	1,861	139,18	182,47	43,28	4,21
36	46	32,16	2	440,65	1,891	91,22	83,10	83,10	485,46	485,46	1,891	91,22	36	303,10	1,328	32,16	-3	303,10	1,861	137,55	182,35	44,80	4,06
37	47	32,16	2	440,65	1,891	94,05	85,71	85,71	486,95	486,95	1,891	94,04	37	304,74	1,332	32,16	-3	304,74	0,974	135,91	182,20	46,29	3,93
38	48	32,16	2	440,65	1,891	96,87	88,26	88,26	488,40	488,40	1,891	96,87	38	306,37	1,336	32,16	-3	306,37	1,861	134,27	182,02	47,74	3,81
39	49	32,16	2	440,65	1,891	99,70	90,74	90,74	489,82	489,82	1,891	99,69	39	308,00	1,340	32,16	-3	308,00	1,861	132,65	181,81	49,16	3,69
40	50	32,16	2	440,65	1,891	102,52	93,16	93,16	491,21	491,21	1,891	102,52	40	309,62	1,344	32,16	-3	309,62	0,974	131,03	181,58	50,55	3,59
41	51	32,16	2	440,65	1,891	105,35	95,53	95,53	492,58	492,58	1,891	105,34	41	311,23	1,347	32,16	-3	311,23	1,861	129,42	181,34	51,92	3,49
42	52	32,16	2	440,65	1,891	108,17	97,84	97,84	493,91	493,91	1,891	108,17	42	312,84	1,351	32,16	-3	312,84	1,861	127,81	181,07	53,26	3,39
43	53	32,16	2	440,65	1,891	111,00	100,10	100,10	495,23	495,23	1,891	110,99	43	314,43	1,355	32,16	-3	314,43	1,861	126,22	180,79	54,57	3,31
44	54	32,16	2	440,65	1,891	113,82	102,30	102,30	496,52	496,52	1,891	113,82	44	316,01	1,358	32,16	-3	316,01	1,861	124,63	180,50	55,86	3,23
45	55	32,16	2	440,65	1,891	116,65	104,46	104,46	497,78	497,78	1,891	116,64	45	317,59	1,362	32,16	-3	317,59	1,861	123,06	180,19	57,13	3,15
46	56	32,16	2	440,65	1,891	119,47	106,58	106,58	499,03	499,03	1,891	119,47	46	319,16	1,365	32,16	-3	319,16	1,861	121,49	179,87	58,37	3,08
47	57	32,16	2	440,65	1,891	122,30	108,65	108,65	500,26	500,26	1,891	122,29	47	320,72	1,369	32,16	-3	320,72	0,974	119,93	179,53	59,60	3,01
48	58	32,16	2	440,65	1,891	125,12	110,67	110,67	501,46	501,46	1,891	125,12	48	322,27	1,372	32,16	-3	322,27	1,861	118,38	179,18	60,80	2,94
49	59	32,16	2	440,65	1,891	127,95	112,66	112,66	502,65	502,65	1,891	127,94	49	323,82	1,376	32,16	-3	323,82	1,861	116,83	178,82	61,99	2,88
50	60	32,16	2	440,65	1,891	130,77	114,61	114,61	503,82	503,82	1,891	130,77	50	325,36	1,379	32,16	-3	325,36	1,861	115,29	178,45	63,16	2,82
51	61	32,16	2	440,65	1,891	133,60	116,52	116,52	504,97	504,97	1,891	133,59	51	326,90	1,383	32,16	-3	326,90	0,974	113,75	178,07	64,31	2,76
52	62	32,16	2	440,65	1,891	136,42	118,39	118,39	506,10	506,10	1,891	136,42	52	328,43	1,386	32,16	-3	328,43	0,974	112,22	177,67	65,45	2,71
53	63	32,16	2	440,65	1,891	139,25	120,23	120,23	507,22	507,22	1,891	139,24	53	329,95	1,389	32,16	-3	329,95	0,974	110,70	177,26	66,56	2,66
54	64	32,16	2	440,65	1,891	142,07	122,03	122,03	508,33	508,33	1,891	142,07	54	331,47	1,393	32,16	-3	331,47	0,974	109,17	176,85	67,67	2,61
55	65	32,16	2	440,65	1,891	144,90	123,80	123,80	509,42	509,42	1,891	144,89	55	332,99	1,396	32,16	-3	332,99	1,861	107,66	176,42	68,76	2,56

Tabella 5.5-Analisi ciclo operante a R744

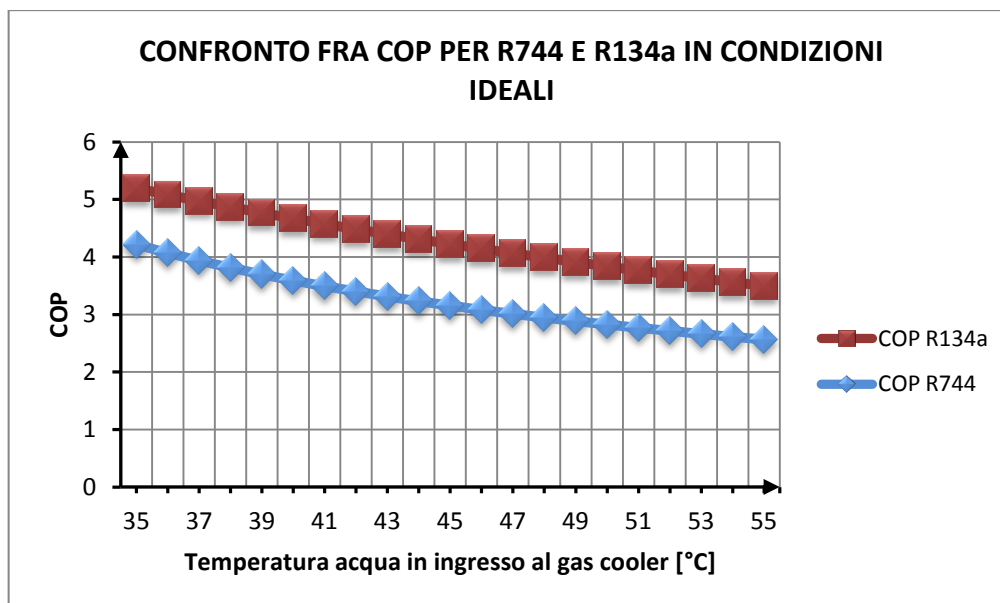


Grafico 5.3- Andamento COP per R134a e R744 in condizioni ideali

5.3. Confronto in condizioni reali

Il confronto fra i due fluidi operativi è stato analizzato anche in condizioni di funzionamento reali, in modo da identificarne il comportamento nell'ambito dei diversi range di temperatura dell'acqua, caratteristici di tre applicazioni reali molto diffuse: i pavimenti radianti, i ventilconvettori e i radiatori.

Solitamente i range di temperatura dell'acqua calda sanitaria trattata dalle pompe di calore caratteristici di tali applicazioni sono:

- 40-45°C per i pavimenti radianti;
- 50-55°C per i ventilconvettori;
- 60-65°C per i radiatori.

Anche in tal caso le ipotesi di partenza effettuate per il confronto precedente rimangono inalterate, eccezion fatta per il rendimento isoentropico del compressore che è posto pari a 0,7, valore considerato realistico per entrambi i cicli analizzati.

Tevap[°C]	ΔT _{acq} [°C]	Approch[°C]	SH[°C]	η
-3	10	3	5	0,7

È, quindi, possibile determinare i COP e confrontarli per tali funzionamenti caratteristici anche attraverso i diagrammi corrispondenti che seguono.

R134a

Tcond[°C]	Tinacq[°C]	Toutacq[°C]	1				2				3				4				Δhev[kJ/kg]	Δhcond[kJ/kg]	Δhcom[kJ/kg]	COP		
			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]	s[kJ/kgK]
40°C-45°C																								
43	30	40	2,62	2	401,24	1,744	11,00	52,90	65,01	431,93	445,08	1,784	11,00	38	253,41	1,180	2,62	-3	253,41	1,728	147,83	178,52	43,83	4,07
44	31	41	2,62	2	401,24	1,744	11,30	53,96	66,24	432,49	445,89	1,785	11,30	39	254,89	1,185	2,62	-3	254,89	1,728	146,35	177,60	44,64	3,97
45	32	42	2,62	2	401,24	1,744	11,59	55,03	67,46	433,06	446,69	1,785	11,59	40	256,38	1,189	2,62	-3	256,38	1,728	144,86	176,68	45,45	3,88
46	33	43	2,62	2	401,24	1,744	11,90	56,10	68,68	433,62	447,49	1,786	11,90	41	257,87	1,194	2,62	-3	257,87	1,728	143,37	175,74	46,25	3,79
47	34	44	2,62	2	401,24	1,744	12,21	57,16	69,89	434,17	448,28	1,786	12,21	42	259,37	1,199	2,62	-3	259,37	1,728	141,87	174,80	47,04	3,71
48	35	45	2,62	2	401,24	1,744	12,52	58,23	71,10	434,72	449,07	1,787	12,52	43	260,87	1,204	2,62	-3	260,87	1,728	140,37	173,85	47,82	3,63
50°C-55°C																								
53	40	50	2,62	2	401,24	1,744	14,20	63,57	77,10	437,42	452,92	1,790	14,20	48	268,47	1,227	2,62	-3	268,47	1,728	132,7	168,95	51,67	3,26
54	41	51	2,62	2	401,24	1,744	14,55	64,64	78,29	437,94	453,67	1,790	14,55	49	270,00	1,232	2,62	-3	270,00	1,728	131,23	167,94	52,43	3,20
55	42	52	2,62	2	401,24	1,744	14,91	65,71	79,47	438,47	454,42	1,791	14,91	50	271,55	1,236	2,62	-3	271,55	1,728	129,69	166,92	53,17	3,13
56	43	53	2,62	2	401,24	1,744	15,28	66,78	80,65	438,99	455,16	1,791	15,28	51	273,09	1,241	2,62	-3	273,09	1,728	128,14	165,89	53,92	3,07
57	44	54	2,62	2	401,24	1,744	15,65	67,85	81,83	439,50	455,90	1,792	15,65	52	274,65	1,246	2,62	-3	274,65	1,728	126,59	164,85	54,65	3,01
58	45	55	2,62	2	401,24	1,744	16,03	68,92	83,01	440,01	456,63	1,792	16,03	53	276,21	1,250	2,62	-3	276,21	1,728	125,03	163,80	55,38	2,95
60°C-65°C																								
63	50	60	2,62	2	401,24	1,744	18,04	74,31	88,85	442,52	460,21	1,794	18,04	58	284,12	1,274	2,62	-3	284,12	0,985	117,12	158,39	58,96	2,68
64	51	61	2,62	2	401,24	1,744	18,46	75,39	90,01	443,01	460,90	1,795	18,46	59	285,72	1,279	2,62	-3	285,72	0,985	115,51	157,28	59,66	2,63
65	52	62	2,62	2	401,24	1,744	18,89	76,47	91,17	443,49	461,60	1,795	18,89	60	287,34	1,283	2,62	-3	287,34	0,985	113,90	156,15	60,35	2,58
66	53	63	2,62	2	401,24	1,744	19,33	77,55	92,32	443,97	462,29	1,796	19,33	61	288,96	1,288	2,62	-3	288,96	0,985	112,28	155,01	61,04	2,53
67	54	64	2,62	2	401,24	1,744	19,78	78,64	93,48	444,45	462,97	1,796	19,78	62	290,58	1,293	2,62	-3	290,58	0,985	110,65	153,86	61,72	2,49
68	55	65	2,62	2	401,24	1,744	20,23	79,73	94,63	444,93	463,65	1,796	20,23	63	292,22	1,297	2,62	-3	292,22	0,985	109,02	152,70	62,40	2,44

Tabella 5.6-Valutazione ciclo operante a R134a per tre range di temperatura caratteristici di casi reali

CO₂

		1					2					3				4							
Toutgc[°C]	Tinacq[°C]	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]	s[kJ/kgK]	Δhevap[kJ/kg]	Δhgc[kJ/kg]	Δhcom[kJ/kg]	COP
40°C-45°C																							
30	30	32,16	7	448,08	1,918	74,27	71,64	82,45	484,90	500,68	1,963	74,27	30	293,46	1,305	32,16	-3	293,46	1,861	154,61	207,21	52,59	3,93
31	31	32,16	7	448,08	1,918	77,09	74,78	86,10	486,71	503,26	1,965	77,09	31	295,00	1,309	32,16	-3	295,00	1,861	153,07	208,25	55,18	3,77
32	32	32,16	7	448,08	1,918	79,92	77,82	89,64	488,47	505,78	1,967	79,92	32	296,59	1,313	32,16	-3	296,59	1,861	151,48	209,18	57,69	3,62
33	33	32,16	7	448,08	1,918	82,74	80,78	93,08	490,18	508,22	1,968	82,74	33	298,20	1,317	32,16	-3	298,20	1,861	149,87	210,02	60,14	3,49
34	34	32,16	7	448,08	1,918	85,57	83,65	96,42	491,85	510,61	1,970	85,57	34	299,83	1,320	32,16	-3	299,83	1,861	148,24	210,77	62,53	3,37
35	35	32,16	7	448,08	1,918	88,39	86,44	99,66	493,48	512,94	1,971	88,39	35	301,47	1,324	32,16	-3	301,47	1,861	146,61	211,47	64,85	3,26
50°C-55°C																							
40	40	32,16	7	448,08	1,918	102,52	99,36	114,71	501,09	523,81	1,978	102,52	40	309,62	1,344	32,16	-3	309,62	1,861	138,45	214,18	75,73	2,82
41	41	32,16	7	448,08	1,918	105,34	101,76	117,50	502,52	525,85	1,979	105,34	41	311,23	1,347	32,16	-3	311,23	1,861	136,84	214,61	77,77	2,75
42	42	32,16	7	448,08	1,918	108,17	104,10	120,24	503,92	527,85	1,980	108,17	42	312,84	1,351	32,16	-3	312,84	1,861	135,24	215,01	79,77	2,69
43	43	32,16	7	448,08	1,918	110,99	106,39	122,91	505,29	529,82	1,981	110,99	43	314,43	1,355	32,16	-3	314,43	1,861	133,65	215,38	81,73	2,63
44	44	32,16	7	448,08	1,918	113,82	108,63	125,53	506,64	531,74	1,982	113,82	44	316,01	1,358	32,16	-3	316,01	1,861	132,06	215,72	83,66	2,57
45	45	32,16	7	448,08	1,918	116,64	110,82	128,09	507,97	533,64	1,983	116,64	45	317,59	1,362	32,16	-3	317,59	1,861	130,48	216,04	85,55	2,52
60°C-65°C																							
50	50	32,16	7	448,08	1,918	130,77	121,13	140,16	514,28	542,65	1,988	130,77	50	325,36	1,379	32,16	-3	325,36	0,974	122,71	217,28	94,56	2,29
51	51	32,16	7	448,08	1,918	133,59	123,07	142,44	515,48	544,36	1,989	133,59	51	326,90	1,383	32,16	-3	326,90	0,974	121,18	217,46	96,28	2,25
52	52	32,16	7	448,08	1,918	136,42	124,97	144,68	516,66	546,06	1,990	136,42	52	328,43	1,386	32,16	-3	328,43	0,974	119,65	217,63	97,97	2,22
53	53	32,16	7	448,08	1,918	139,24	126,84	146,88	517,83	547,73	1,991	139,24	53	329,95	1,389	32,16	-3	329,95	0,974	118,12	217,77	99,64	2,18
54	54	32,16	7	448,08	1,918	142,07	128,68	149,04	518,99	549,37	1,992	142,07	54	331,47	1,393	32,16	-3	331,47	0,974	116,60	217,89	101,29	2,15
55	55	32,16	7	448,08	1,918	144,89	130,48	151,16	520,12	551,00	1,993	144,89	55	332,99	1,396	32,16	-3	332,99	0,974	115,08	218,00	102,91	2,11

Tabella 5.7-Valutazione ciclo operante a R744 per tre range di temperatura caratteristici di casi reali

Temperatura di utilizzo dell'acqua pari a 40°C-45°C

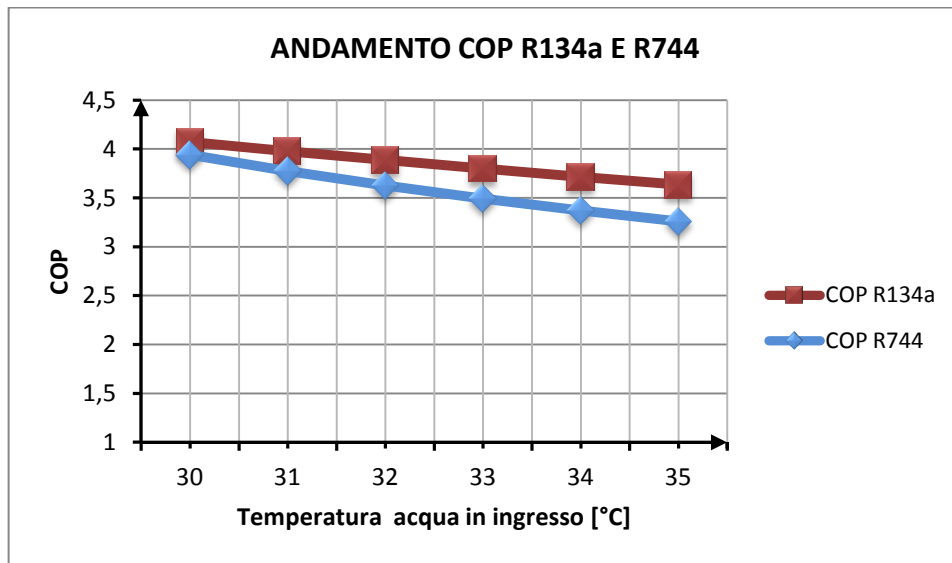


Grafico 5.4-Andamento COP cicli a R134a e R744 con temperatura di utilizzo acqua 40-45°C

Come è possibile notare dal grafico 5.5, la differenza di COP corrispondente al funzionamento di un impianto a semplice compressione di vapore operante con R744 e con R134a presenta un valore minimo con una temperatura di ingresso dell'acqua al gas cooler e al condensatore pari a 30°C, ma tende ad aumentare con l'innalzamento della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler.

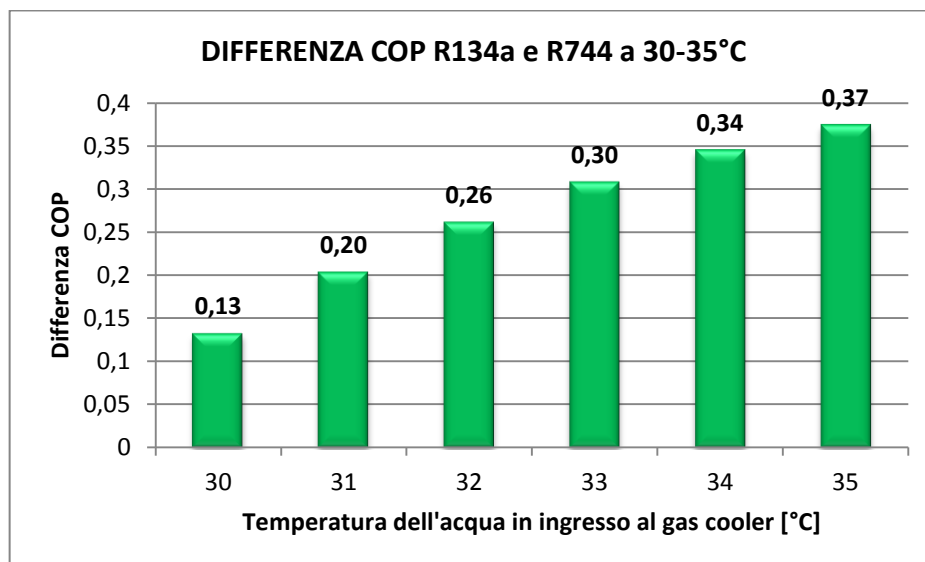


Grafico 5.5-Differenza di COP fra l'R134a e l'R744 per temperature di ingresso dell'acqua comprese nell'intervallo 30-35°C

Con l'aumento della temperatura dell'acqua in uscita (e in entrata essendo per ipotesi un $\Delta T = 10K$) la differenza tende ad essere marcata, attestandosi a un valore di COP pari a 0,37 per una temperatura di 35°C, con la conseguenza di favorire l'utilizzo di un impianto a R134a.

Questo andamento è dovuto al fatto che le basse temperature dell'acqua in ingresso favoriscono l'utilizzo dell'anidride carbonica rispetto all'R134a, poiché, operando in regime transcritico, vi è la possibilità di un raffreddamento più lungo.

Si ricorda infatti, che, al contrario, il fluido R134a, dipendendo dalla temperatura in uscita dell'acqua dal condensatore, risulta maggiormente limitato nella fase di condensazione e di scambio di calore con l'acqua.

Con l'aumento delle temperature dell'acqua, però, l'andamento discendente è decisamente più marcato per l'anidride carbonica, poiché il suo raffreddamento all'interno del gas cooler (e quindi il riscaldamento dell'acqua) risulta minore, in quanto la laminazione del gas avviene per temperature via via superiori: ciò comporta un effetto utile più ridotto e quindi un COP minore.

Considerando, quindi, la variazione percentuale riferita al COP dell'R134a rispetto all'R744, è possibile notare come l'incremento sia notevole, passando da +3,3% con temperatura dell'acqua di 30°C, ad un aumento di +11,4% per temperature dell'acqua di 35°C.

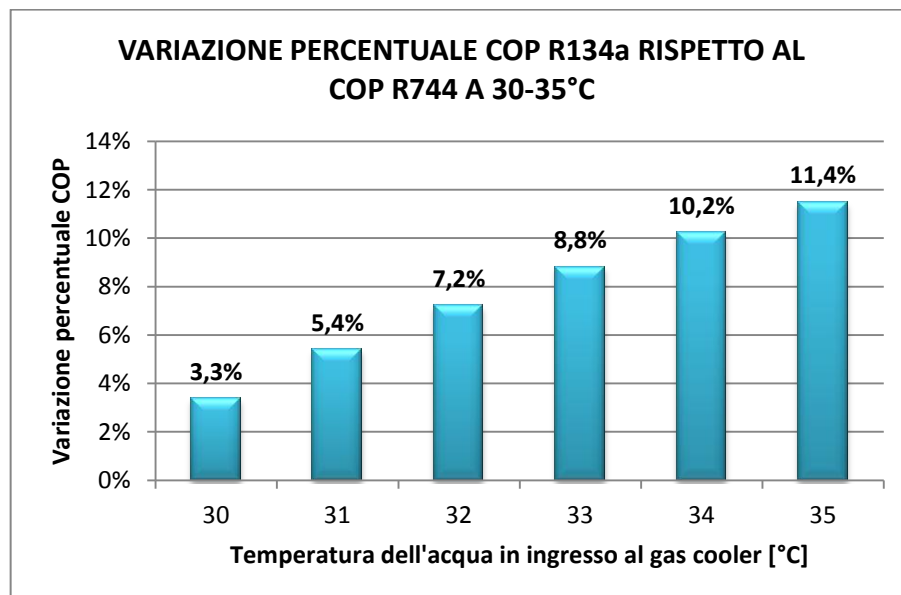


Grafico 5.6-Variazione percentuale riferita al COP dell'R134a rispetto al COP dell'R744 per temperature dell'acqua in ingresso al gas cooler comprese nell'intervallo 30-35°C

Temperatura di utilizzo dell'acqua pari a 50°C-55°C

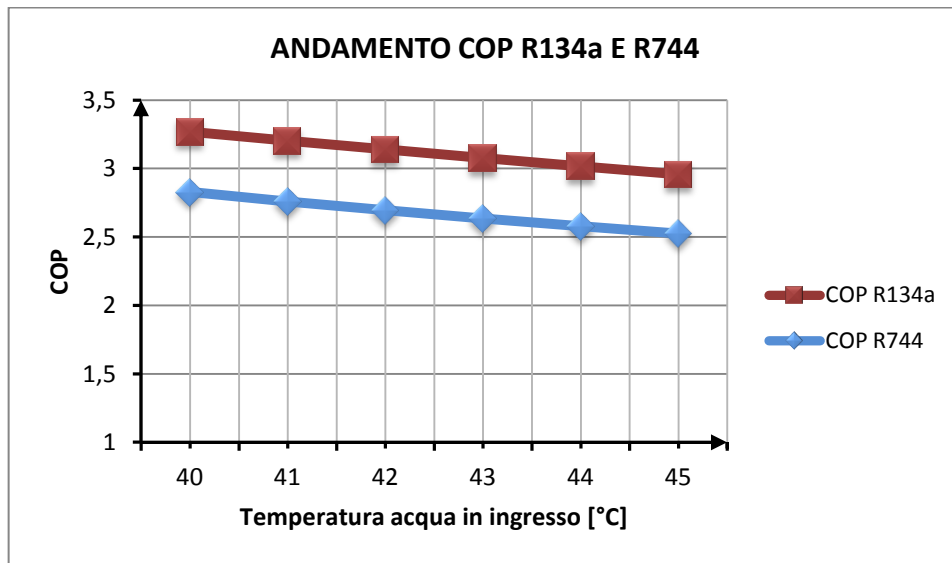


Grafico 5.7-Andamento COP cicli a R134a e R744 con temperatura di utilizzo acqua 50-55°C

Dal grafico 5.7 sopra riportato è possibile notare un decremento costante del COP da parte di entrambi i fluidi operativi, i quali mantengono una differenza prestazionale pressoché costante e ben evidenziata dall'istogramma seguente.

Per temperature dell'acqua in ingresso al gas cooler (o condensatore) pari a 41°C e 42°C si presenta la massima differenza di prestazione fra i fluidi pari a 0,443 punti di COP, che a temperature superiori si riduce leggermente.

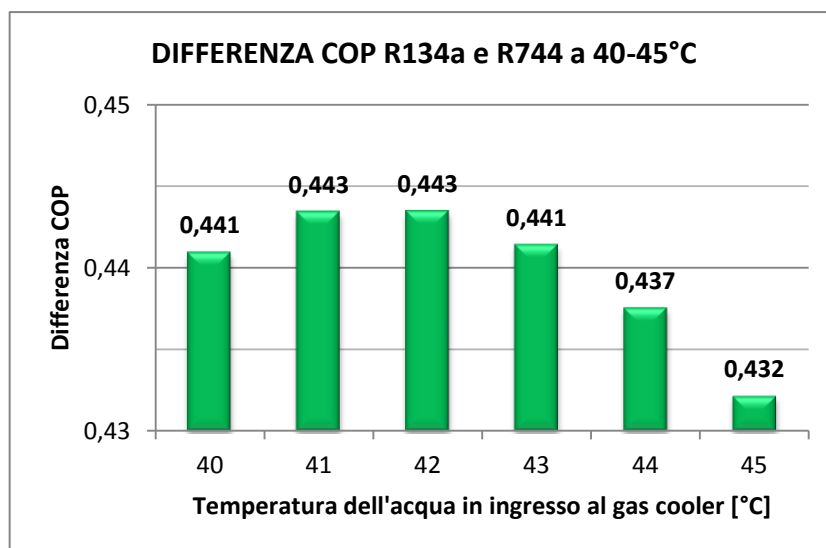


Grafico 5.8- Differenza di COP fra l'R134a e l'R744 per temperature di ingresso dell'acqua comprese nell'intervallo 40-45°C

Verificando la variazione percentuale della resa dell'R134a rispetto all'anidride carbonica, si nota che l'incremento di prestazione rimane sempre superiore al 15,6% e tende ad aumentare fino a raggiungere il 17,1% - variazione massima fra i due sistemi - per una temperatura dell'acqua in ingresso pari a 45°C.

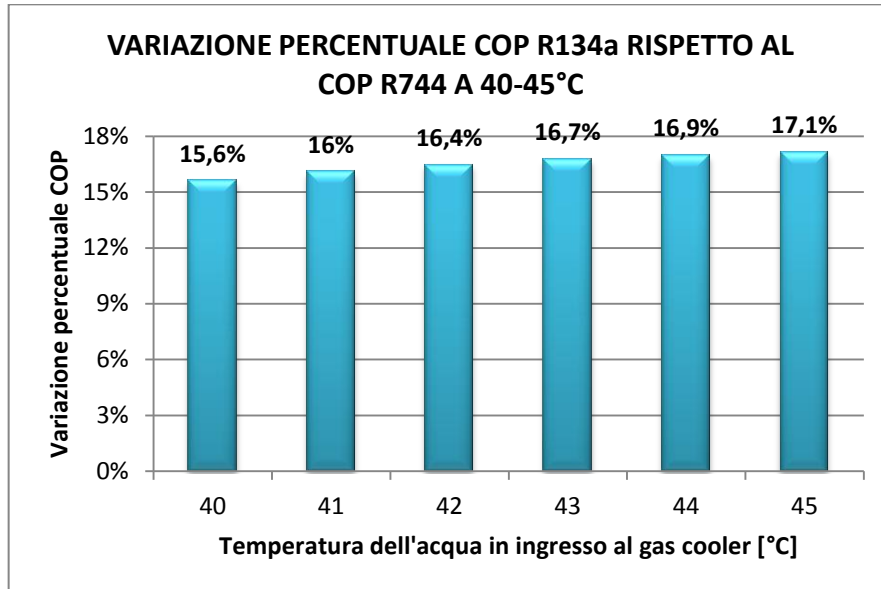


Grafico 5.9-Variazione percentuale riferita al COP dell'R134a rispetto al COP dell'R744 per temperature dell'acqua in ingresso al gas cooler comprese nell'intervallo 40-45°C

Temperatura di utilizzo dell'acqua pari a 60°C-65°C

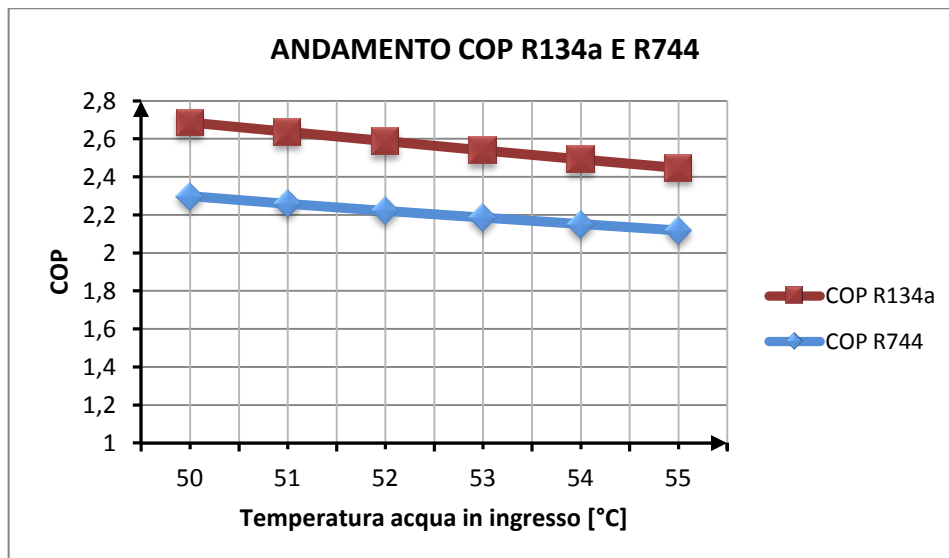


Grafico 5.10- Andamento COP cicli a R134a e R744 con temperatura di utilizzo acqua 60-65°C

Dal grafico 5.10 si nota che, per applicazioni reali maggiormente spinte riguardo alle temperature di utilizzo dell'acqua calda sanitaria, l'andamento del COP va scemando in modo più marcato per l'R134a, che riduce la propria differenza di prestazione nei confronti dell'R744. Il fenomeno è ben visibile considerando la differenza che sussiste fra i COP dei due diversi sistemi.

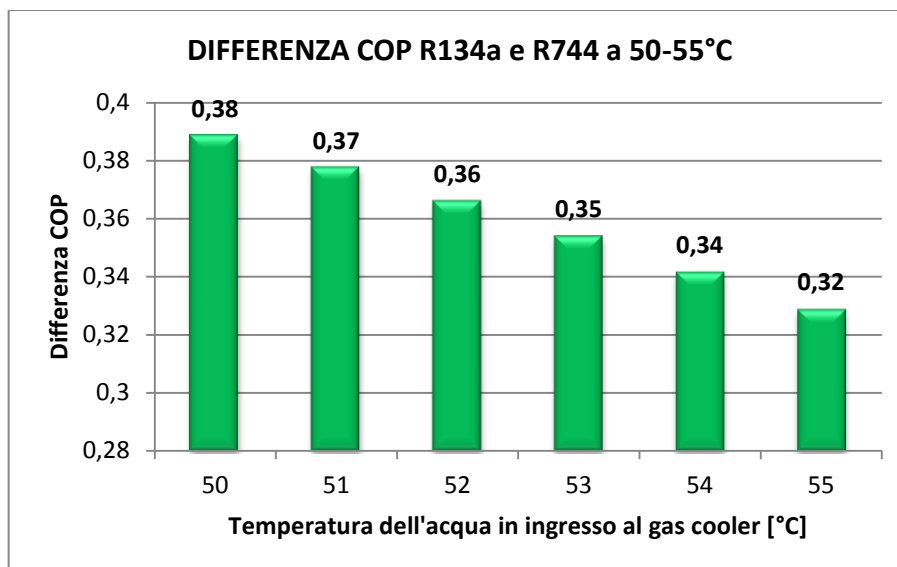


Grafico 5.11-Differenza di COP fra l'R134a e l'R744 per temperature di ingresso dell'acqua comprese nell'intervallo 50-55°C

La differenza fra i due sistemi tende a ridursi con l'aumento della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler: da un valore di 0,38 a 50°C si ottiene una diminuzione costante della differenza di prestazione che sussiste fra il sistema ad R134a e quello ad R744, che alla temperatura dell'acqua in ingresso pari a 55°C si attesta a 0,32 punti di COP.

Temperature di utilizzo dell'acqua superiori a 65°C

Da quanto evidenziato, si deduce che il sistema ad anidride carbonica - nonostante il fatto che possieda un calo prestazionale dovuto all'ingresso di acqua a più alta temperatura - tende a diminuire il proprio divario rispetto all'R134a nel momento in cui l'acqua in ingresso al gas cooler è a temperatura superiore a 50°C. Per questo motivo il confronto fra l'R744 e l'R134a è proseguito, aumentando la temperatura di ingresso dell'acqua con lo scopo di:

- identificare la variazione di prestazione fra i refrigeranti al variare della temperatura;
- individuare il punto di inversione della tendenza fino ad ora notata, ovvero la superiorità della resa degli impianti a semplice compressione di vapore operanti con R134a.

L'analisi ha considerato i COP per temperature dell'acqua in ingresso al gas cooler comprese nell'intervallo 70-88°C, intervallo limitato dalla temperatura critica dell'R134a.

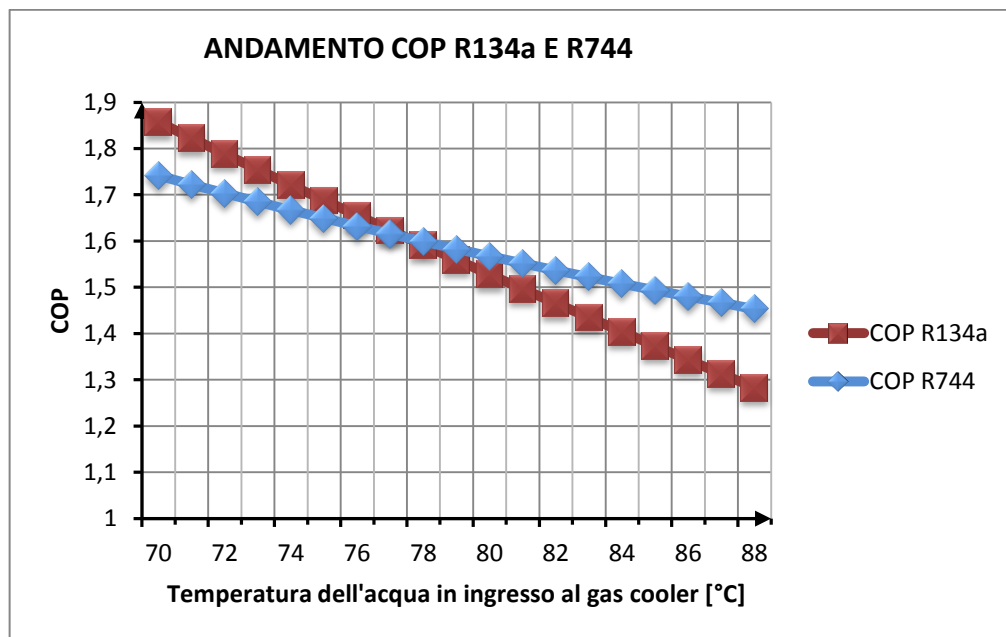


Grafico 5.12-Andamento COP cicli a R134a e R744 con temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler superiori a 70°C

La temperatura alla quale avviene l'inversione di tendenza è pari a 78°C, oltre la quale la resa dell'utilizzo di un impianto ad anidride carbonica diviene superiore a quella di un sistema operante ad R134a.

Come è evidente, i cicli considerati mantengono il calo prestazionale per i motivi sopra commentati, raggiungendo alla temperatura limite di 88°C un valore di COP pari a 1,45 per l'R744 e 1,28 per l'R134a.

Confrontando, quindi, la variazione percentuale di resa dell'R134a nei confronti dell'R744, è possibile rilevare che anche in questo caso gli incrementi prestazionali si riducono progressivamente in modo pressoché lineare, passando da +6,6% per una

temperatura dell'acqua in ingresso di 70°C a +0,4% riferito all'ingresso dell'acqua a temperatura di 77°C.

Oltre tale temperatura si presenta la convenienza dell'utilizzo dell'R744 nei confronti dell'R134a, il quale, subendo un calo prestazionale costante, è penalizzato maggiormente rispetto all'anidride carbonica.

Si nota, infatti, che da una variazione di -0,5% con temperatura di 77°C la penalizzazione progredisce fino a raggiungere il -11,7% per temperature dell'acqua in ingresso di 88°C.

Dall'istogramma 5.13 è possibile visualizzare con un riscontro grafico il calo prestazionale dell'R134a nei confronti dell'impianto ad anidride carbonica.

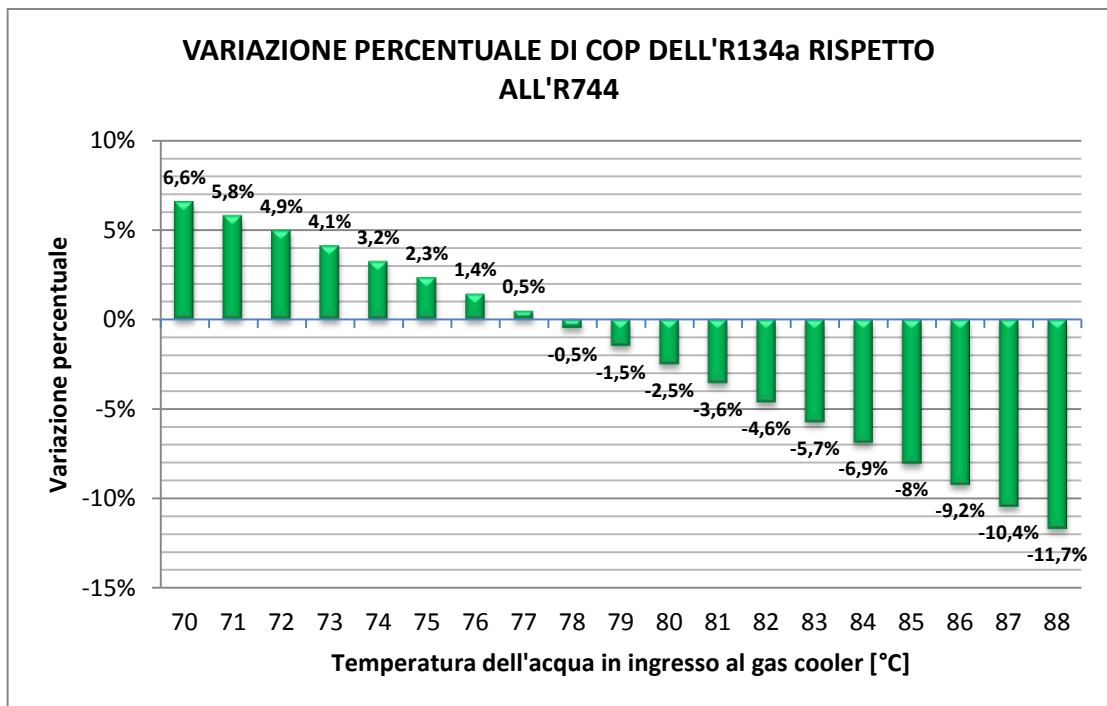


Grafico 5.13-Variazione percentuale riferita al COP dell'R134a rispetto al COP dell'R744 per temperature dell'acqua in ingresso al gas cooler superiori a 70°C

5.4.Confronto fra i sistemi ad R744 e R134a per differenti condizioni di riscaldamento dell'acqua

Come si è dimostrato, il fluido operativo R134a, a parità di condizioni di utilizzo dell'acqua calda sanitaria, permette una resa maggiore rispetto all'R744, nonostante il fatto che quest'ultimo mantenga buone prestazioni soprattutto per temperature dell'acqua in ingresso al gas cooler minori di 35°C.

Si conferma, di conseguenza, quanto viene affermato nella letteratura scientifica riguardo alle prestazioni offerte dall'anidride carbonica, ovvero che si dimostra essere un fluido dalle ottime performance per differenze di temperatura dell'acqua fra ingresso ed uscita, anche molto elevate rispetto agli altri fluidi operativi.

Al contrario, per differenze di temperatura piuttosto ridotte, il suo utilizzo è penalizzato e la resa dell'impianto risulta più bassa rispetto al caso dell'R134a.

Questo fenomeno è stato analizzato considerando le stesse ipotesi di partenza delle ultime analisi effettuate, ovvero:

Tevap[°C]	Approch[°C]	SH[°C]	η
-3	3	5	0,7

Sono stati valutati diversi valori di riscaldamento dell'acqua, corrispondenti a differenze di temperatura fra l'ingresso e l'uscita dal gas cooler pari a 40°C, 30°C, 20°C e 10°C.

In questo modo è possibile rilevare le differenze fra le rese del sistema ad R134a rispetto all'impianto operante ad anidride carbonica, il quale mantiene gli stessi valori di COP solo nel caso in cui il riscaldamento considerato è pari a 10°C e 20°C. Questo particolare fenomeno è spiegato dal fatto che l'anidride carbonica è in grado di operare con una pressione ottimale di ciclo fino al momento in cui tale pressione permette il riscaldamento dell'acqua alla temperatura di fine compressione. Se tale temperatura è minore rispetto a quella desiderata dell'acqua in uscita, il sistema non può operare secondo la pressione ottimale di ciclo - definita dalla temperatura di evaporazione del sistema e da quella dell'anidride carbonica in uscita dal gas cooler - in quanto è necessario aumentare la pressione in uscita dal compressore per soddisfare il riscaldamento dell'acqua voluto dall'utenza.

È per questo motivo che il riscaldamento dell'acqua a +30°C e a +40°C avviene in condizioni operative non ottimali e con COP del ciclo non massimizzate.

I range di temperatura dell'acqua in entrata sono stati mantenuti fissi nell'intervallo 30°C-45°C, in modo da non favorire maggiormente l'impianto ad anidride carbonica con temperature dell'acqua in ingresso al gas cooler troppo ridotte, consentendo un'analisi solo sul comportamento dei sistemi in relazione al riscaldamento che apportano all'acqua.

I calcoli effettuati sono presenti nell'allegato 2 di questo capitolo, mentre i grafici corrispondenti, in cui si evidenziano le differenze di performance dei sistemi analizzati, sono presentati nelle pagine che seguono.

5.4.1. Riscaldamento dell'acqua di +40°C

[°C]	30	31	32	33	34	35	36	37
R134a	2,53	2,49	2,45	2,41	2,37	2,33	2,30	2,26
R744	3,82	3,71	3,59	3,48	3,36	3,24	3,11	2,99

[°C]	38	39	40	41	42	43	44	45
R134a	2,22	2,19	2,15	2,12	2,09	2,05	2,02	1,99
R744	2,86	2,73	2,61	2,50	2,40	2,31	2,23	2,16

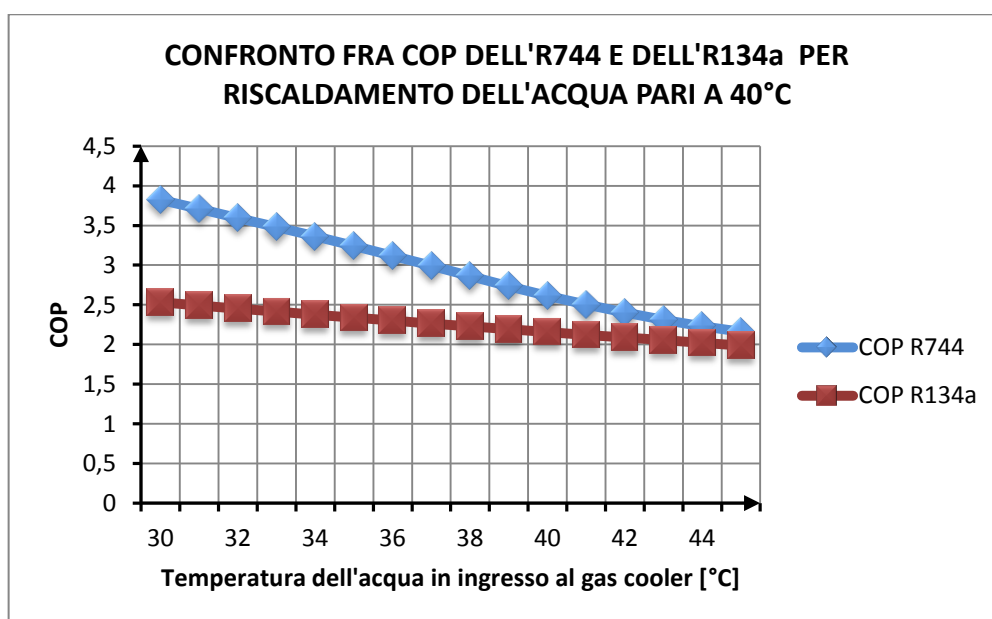


Grafico 5.14-Andamento COP per R744 e R134a con riscaldamento dell'acqua pari a 40°C

Per un riscaldamento dell'acqua pari a 40°C la convenienza data dall'utilizzo di un sistema ad anidride carbonica è evidente soprattutto per basse temperature di ingresso dell'acqua. Ciò conferma quanto descritto nell'analisi delle pompe di calore operanti ad R744, il cui COP è fortemente influenzato dalla temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler.

Considerando, quindi, la variazione percentuale riferita al COP del sistema operante ad R744 rapportato a quello dell'impianto funzionante ad R134a, si nota come l'incremento percentuale della resa dell'anidride carbonica raggiunga valori estremamente elevati, fino al 50,9% per una temperatura di ingresso pari a 30°C.

Per temperature dell'acqua in ingresso al gas cooler superiori si ottiene una riduzione costante del vantaggio prestazionale del sistema ad R744, che rimane più performante rispetto a quello operante ad R134a, nonostante il fatto che non operi a pressione ottimale per la quale è possibile la massimizzazione del COP.

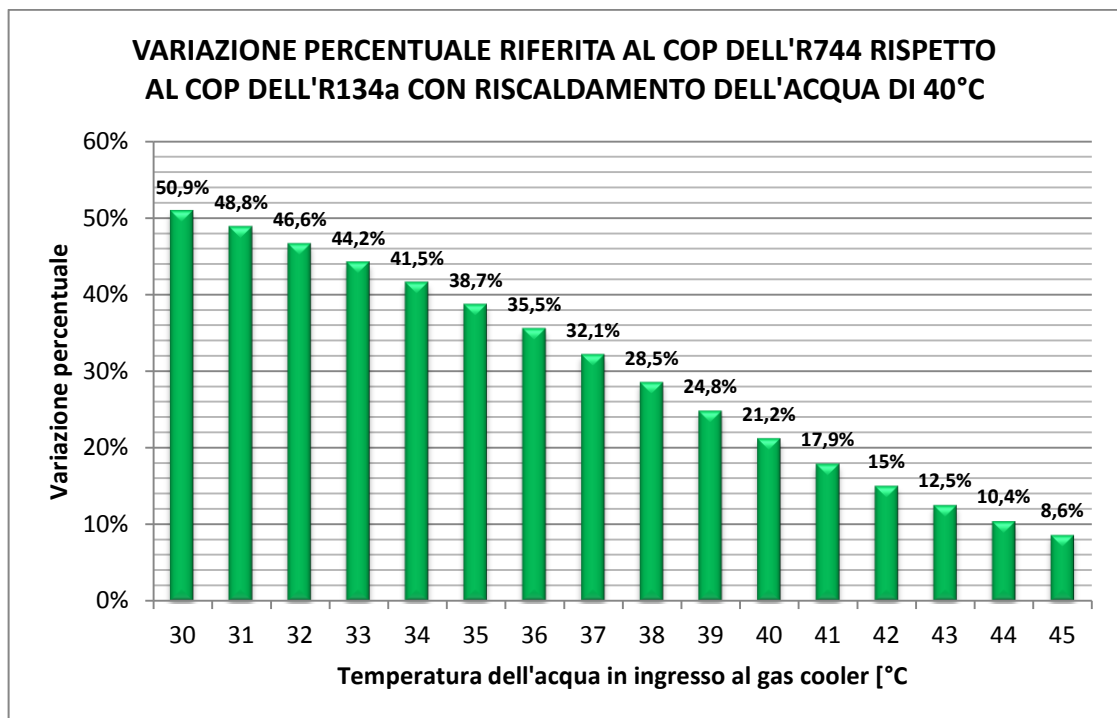


Grafico 5.15-Variazione percentuale riferita al COP dell'R744 rispetto al COP dell'R134a per un riscaldamento dell'acqua pari a 40°C

5.4.2.Riscaldamento dell'acqua di +30°C

Si analizza, quindi, l'andamento del COP dei due sistemi per un ΔT pari a 30°C.

[°C]	30	31	32	33	34	35	36	37
R134a	2,98	2,93	2,88	2,84	2,79	2,74	2,70	2,66
R744	2,38	2,25	2,16	2,08	2,02	1,96	1,91	1,86

[°C]	38	39	40	41	42	43	44	45
R134a	2,61	2,57	2,53	2,49	2,45	2,41	2,37	2,33
R744	1,82	1,78	1,74	1,71	1,67	1,64	1,61	1,59

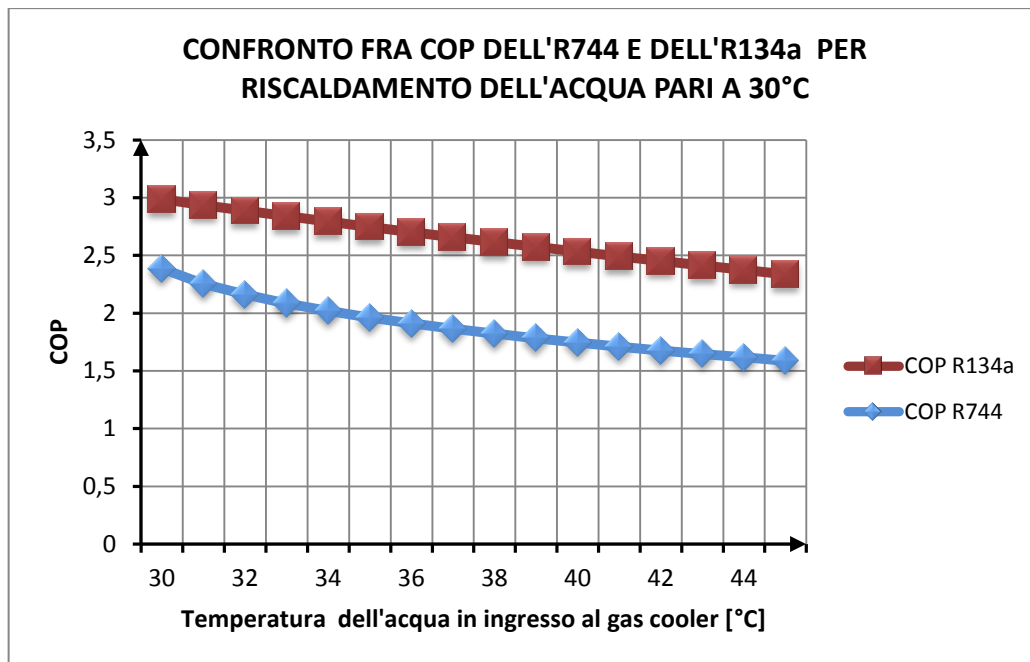


Grafico 5.16-Andamento COP per R744 e R134a con riscaldamento dell'acqua pari a 30°C

Anche in tal caso l'impianto ad R744 non opera a pressione ottimale, poiché la temperatura dell'acqua richiesta in uscita dal gas cooler possiede un valore superiore a quello consentito dalle condizioni di funzionamento ottimale del ciclo.

Ciò compromette le prestazioni dell'impianto ad anidride carbonica, che subisce un decremento percentuale fino al 47,1% rispetto all'R134a alla temperatura di ingresso dell'acqua pari a 45°C.

Si sommano quindi gli effetti negativi dovuti all'aumento della temperatura di ingresso dell'acqua con quelli causati dall'impossibilità di operare con una pressione di ciclo ottimale, penalizzando maggiormente il ciclo ad anidride carbonica rispetto al caso precedente caratterizzato da un $\Delta T = 40^\circ\text{C}$.

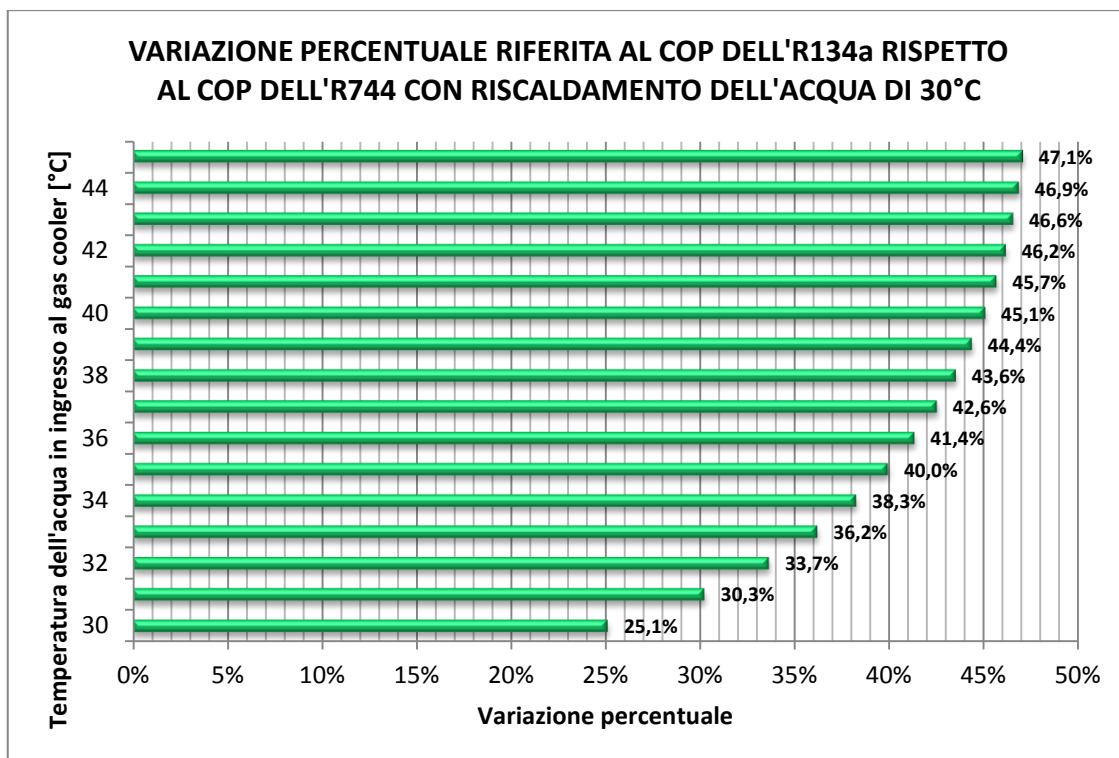


Grafico 5.17-Variazione percentuale riferita al COP dell'R134a rispetto al COP dell'R744 per un riscaldamento dell'acqua pari a 40°C

5.4.3.Riscaldamento dell'acqua di +20°C

[°C]	30	31	32	33	34	35	36	37
R134a	3,57	3,50	3,44	3,37	3,31	3,257	3,20	3,14
R744	3,93	3,77	3,62	3,48	3,36	3,25	3,15	3,05

[°C]	38	39	40	41	42	43	44	45
R134a	3,09	3,03	2,98	2,93	2,88	2,84	2,79	2,74
R744	2,97	2,89	2,81	2,74	2,68	2,62	2,56	2,50

Per un riscaldamento dell'acqua pari a 20°C è possibile notare che le rese degli impianti sono molto simili fra loro e la differenza è minima per tutte le temperature considerate.

A 35°C vi è la sovrapposizione delle rette che identificano l'andamento del COP degli impianti al variare della temperatura, evidenziando come la pendenza della retta identificante il COP dell'R744 sia maggiore rispetto a quella dell'R134a.

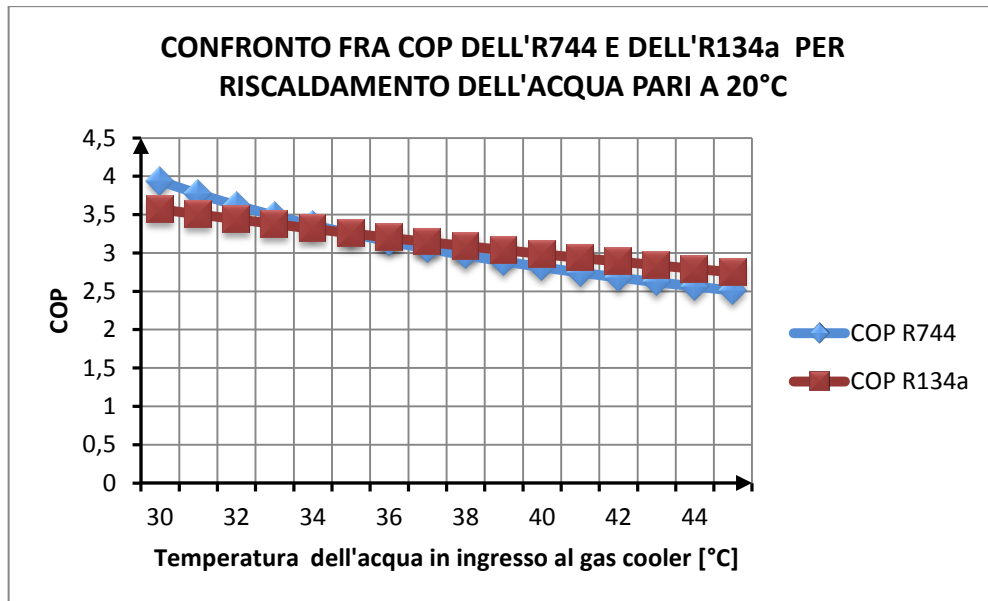


Grafico 5.18-Andamento COP per R744 e R134a con riscaldamento dell'acqua pari a 20°C

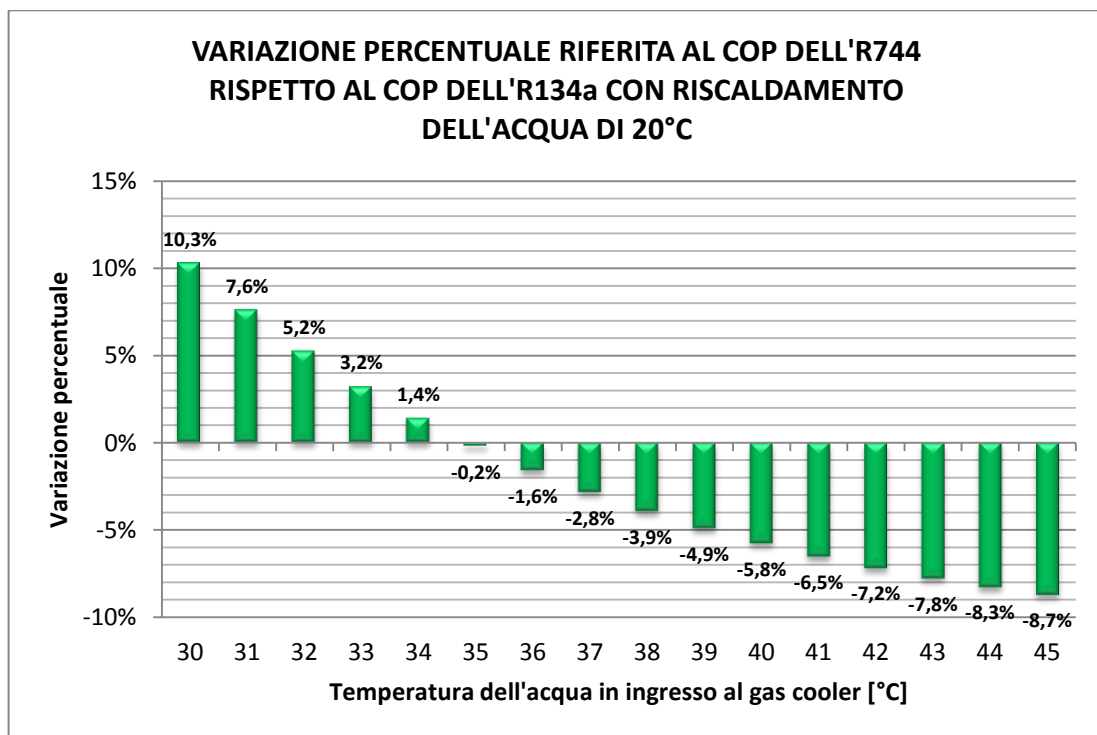


Grafico 5.19-Variazione percentuale riferita al COP dell'R744 rispetto al COP dell'R134a per un riscaldamento dell'acqua pari a 20°C

Per temperature di ingresso dell'acqua minori di 35°C si mantiene la convenienza data dall'utilizzo dell'impianto ad anidride carbonica, il quale ha un COP pari a 3,93 per una

temperatura di ingresso uguale a 30°C, registrando un incremento percentuale rispetto all'R134a di +10,3%.

Al crescere della temperatura il vantaggio prestazionale del sistema ad anidride carbonica va riducendosi fino a pareggiarsi con l'impianto ad R134a alla temperatura di 35°C, alla quale i COP dei sistemi sono pari a 3,25. Per temperature superiori a 35°C, invece, non cambiando il trend in atto, l'R134a è penalizzato in modo minore rispetto alla prestazione dell'R744, che subisce un deficit di performance pari al -8,7% per temperatura dell'acqua in ingresso di 45°C.

Ciò si spiega con il fatto che, nonostante il ciclo termodinamico ad anidride carbonica operi con una pressione massima ottimale, il minore riscaldamento dell'acqua non permette di sfruttare totalmente la differenza di entalpia che si sviluppa a lato gas cooler per lo scambio termico fra l'acqua e l'anidride carbonica.

Tale scambio termico risulta maggiormente favorito nel momento in cui le temperature di ingresso dell'acqua sono basse, mentre per temperature maggiori la convenienza dell'utilizzo del ciclo transcritico viene meno, in quanto - come già spiegato nel capitolo 3 - il punto di laminazione dell'anidride carbonica si sposta e riduce la differenza di entalpia sfruttabile all'interno del gas cooler.

5.4.4. Riscaldamento dell'acqua di +10°C

[°C]	30	31	32	33	34	35	36	37
R134a	4,37	4,27	4,18	4,01	4,015	3,93	3,85	3,78
R744	3,93	3,77	3,62	3,48	3,36	3,25	3,15	3,05

[°C]	38	39	40	41	42	43	44	45
R134a	3,71	3,63	3,57	3,50	3,44	3,37	3,31	3,25
R744	2,97	2,89	2,81	2,74	2,68	2,62	2,56	2,51

In questo caso, la differenza di temperatura fra l'uscita e l'ingresso dell'acqua all'interno del sistema è maggiormente ridotta e ciò consente al ciclo operante ad R134a di mantenere prestazioni sempre superiori rispetto a quello ad anidride carbonica, ottenendo valori di COP anche elevati: per un ingresso dell'acqua pari a 30°C l'R134a ottiene un COP di 4,37, mentre il ciclo ad R744 possiede un COP pari a 3,93, inferiore, ma comunque apprezzabile.

Rispetto al COP del ciclo ad R744 le variazioni percentuali del sistema operante ad R134a sono significative, passando da un incremento di +11,1% per temperature dell'acqua in ingresso di 30°C fino a raggiungere +29,9% a 45°C.

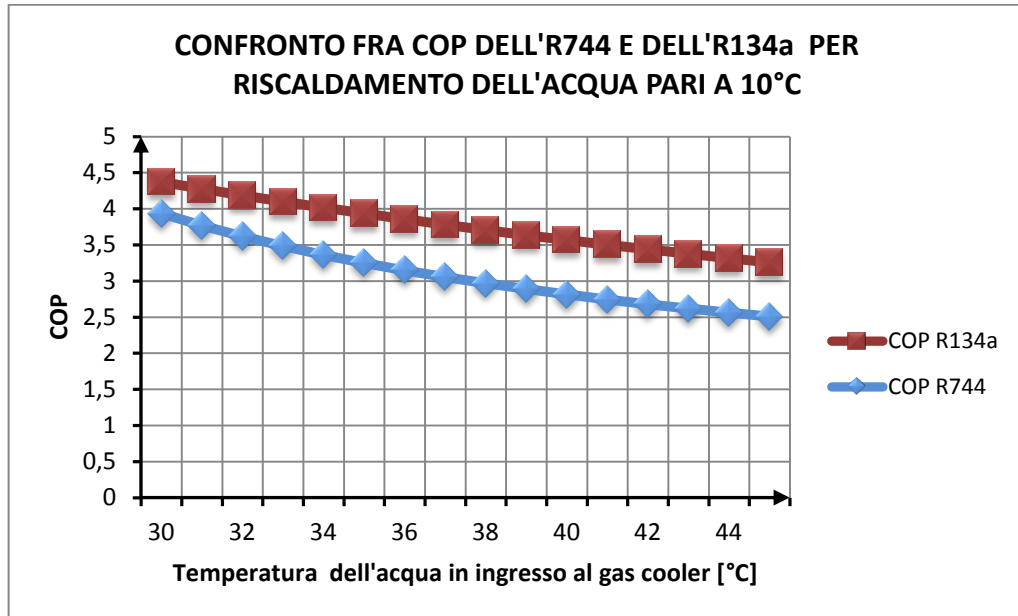


Grafico 5.20-Andamento COP per R744 e R134a con riscaldamento dell'acqua pari a 10°C

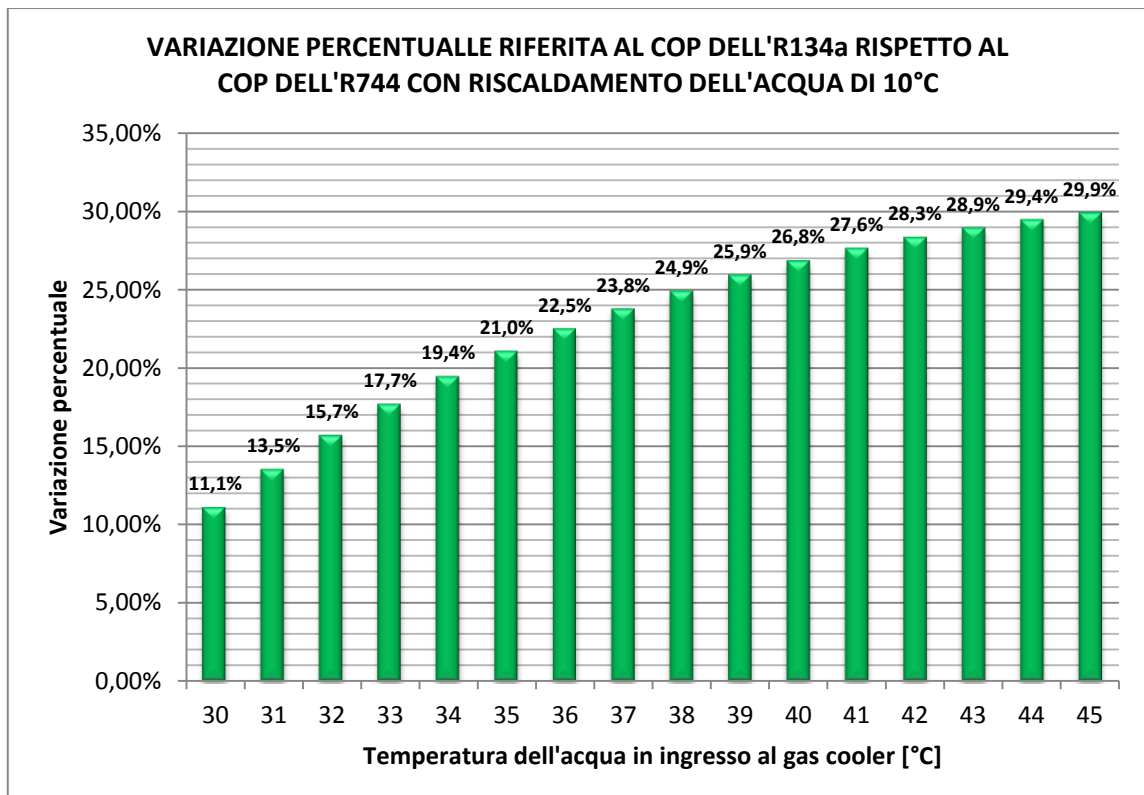


Grafico 5.21-Variazione percentuale riferita al COP dell'R744 rispetto al COP dell'R134a per un riscaldamento dell'acqua pari a 20°C

Anche in questo caso, per le stesse motivazioni descritte nel caso precedente, nonostante si possa sviluppare la pressione ottimale di ciclo, il sistema ad anidride carbonica soffre il minor grado di riscaldamento che viene apportato all'acqua.

5.5. Conclusioni relative al confronto analizzato

Il confronto analizzato fra i sistemi operanti ad R744 e R134a ha portato evidenti dimostrazioni sul fatto che il comportamento del ciclo funzionante con il fluido sintetico apporti maggiori benefici in termini di prestazioni calcolate in relazione al COP rispetto al sistema a ciclo transcritico ad anidride carbonica.

Tale differenza è maggiormente significativa per:

- temperature di ingresso dell'acqua al sistema sempre più elevate;
- riscaldamento dell'acqua limitato, in quanto non si sfrutta totalmente la differenza entalpica a livello di gas cooler;
- riscaldamento dell'acqua elevato ($\Delta T = 30^\circ\text{C}$), in quanto il ciclo transcritico deve operare con una pressione massima non ottimale.

Nonostante tali limitazioni, il ciclo transcritico ad anidride carbonica presenta prestazioni direttamente confrontabili con quelle del sistema ad R134a, che viene maggiormente penalizzato nel momento in cui la temperatura dell'acqua in ingresso è piuttosto bassa e il riscaldamento della stessa risulta essere molto elevato ($\Delta T = 40^\circ\text{C}$).

Nelle applicazioni reali ciò implica un utilizzo dell'R744 in impianti che possiedono dispositivi di stoccaggio dell'acqua, in modo da creare una stratificazione ben controllata. Questo, infatti, permette di sfruttare al meglio un ciclo transcritico operante ad anidride carbonica, poiché non è possibile ottenere acqua calda istantanea da parte di un impianto operante ad R744 se non disponendo di un'elevata potenza elettrica, che però non è economicamente accettabile in ambito residenziale.

È per tale motivo che va sfruttata la stratificazione, che può essere fornita dal contenimento di quantitativi d'acqua differenti in specifici serbatoi, come descritto nel capitolo 3.

In tal modo è possibile mantenere a temperature differenti significative portate d'acqua che possono essere reintrodotte all'interno del circuito della pompa di calore per vari stadi di riscaldamento, mantenendo elevata la resa della pompa di calore.

Tutto ciò va ovviamente valutato tenendo conto che con un eccessivo aumento del numero dei serbatoi si creano problematiche relative all'ingombro dell'impianto stesso.

Per temperature sempre più elevate dell'acqua in ingresso al sistema, tuttavia, la convenienza offerta dall'utilizzo dell'R134a si riduce progressivamente fino ad annullarsi per temperature di 77-78°C, difficilmente presentabili però nella realtà, se non in quella industriale.

Tutto ciò comunque attesta che nel campo delle pompe di calore per il riscaldamento dell'acqua calda sanitaria i sistemi operanti ad anidride carbonica possono essere molto competitivi, in quanto le prestazioni fornite in determinate condizioni operative sono superiori rispetto a quelle dei tradizionali impianti operanti con fluidi sintetici.

6. Analisi soluzioni impiantistiche alternative al ciclo per semplice compressione di vapore

Nella letteratura scientifica sono state proposte alcune soluzioni impiantistiche, diverse dal ciclo transcritico operante solamente per semplice compressione di vapore, caratterizzate dall'utilizzo di dispositivi per il recupero energetico dato dalla caduta di pressione- nel momento in cui si opera la laminazione dell'anidride carbonica- e l'adozione di scambiatori rigenerativi di calore, che permettono lo scambio energetico fra la portata di fluido in uscita dal gas cooler, che può essere raffreddata, e quella in entrata al compressore, che può essere riscaldata.

Per ciascuna soluzione tecnologica ho provveduto a sviluppare un'analisi tramite REFPROP, verificando se, con le ipotesi di partenza presenti in letteratura, i risultati riguardanti il COP di ciascun impianto siano effettivamente veritieri.

L'approfondimento è stato effettuato mantenendo come riferimento il ciclo a semplice compressione di vapore, in modo da avere a disposizione alcuni dati di partenza che fungono da riferimento per valutare la bontà di ciascuna soluzione tecnologica proposta.

6.1. Ipotesi di partenza

Per l'analisi delle soluzioni impiantistiche seguenti si sono considerate le stesse ipotesi di partenza presenti in letteratura:

- temperatura di evaporazione a pressione costante = -10°C ;
- vapore saturo all'uscita dall'evaporatore;
- temperatura CO_2 in uscita dal gas cooler = 31°C ;
- surriscaldamento nullo ($\text{SH} = 0\text{K}$);
- compressione adiabatica con efficienza isoentropica = 0,8;
- espansione adiabatica con efficienza isoentropica = 0,7;
- scambiatore di calore rigenerativo con efficienza = 0,7;
- pressione all'uscita dal compressore pari alla pressione ottima calcolata dal modello matematico;
- nessuna perdita di carico lungo le canalizzazioni di ciascun circuito.

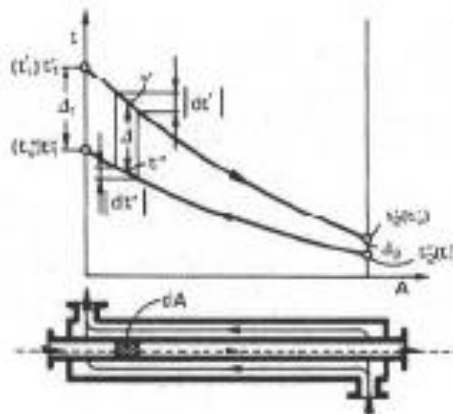
6.2.Sviluppo del modello matematico per lo scambiatore rigenerativo

Per studiare le tecnologie che operano con uno scambiatore rigenerativo ho considerato l'influenza che tale dispositivo apporta al ciclo.

In tal senso è necessario illustrare un modello matematico che:

- possa descrivere il fenomeno dello scambio energetico all'interno dello scambiatore rigenerativo fra il fluido operativo uscente dal gas cooler e quello entrante nel compressore;
- possa fornire il valore dell'efficienza termica dello scambio termico ε , dal quale dipende la qualità dello scambiatore.

Considerando, perciò, uno scambiatore di calore controcorrente in cui scorrono le portate dello stesso fluido operativo, è necessario definire la portata termica del fluido caldo e del fluido freddo, in modo da calcolare la capacità termica minore per la quale dipende l'efficienza dello scambiatore.



Si considera la capacità termica di flusso \dot{C} , ovvero il prodotto del calore specifico per la portata di massa dei i singoli fluidi:

- fluido caldo: $\dot{C}' = c' * \dot{m}'$;
- fluido freddo $\dot{C}'' = c'' * \dot{m}''$.

Ma per le capacità termiche di flusso che interessano uno scambiatore, anziché valutare la differenza tra i valori relativi al fluido caldo e al fluido freddo, è importante

discriminare tra il valore minore e quello maggiore: questi verranno rispettivamente indicati con i simboli \dot{C}_{min} e \dot{C}_{max} .

Poiché in tal caso il fluido operativo ha una portata di massa fissa e uguale per entrambi i lati dello scambiatore, la portata termica di flusso dipende solamente dal valore del calore specifico corrispondente. Nonostante sia lo stesso fluido operativo che opera all'interno dello scambiatore, il calore specifico non è uguale al suo interno, poiché è presente a stati termodinamici differenti.

Il calore specifico è stato, quindi, calcolato considerando i due range di temperatura significativi per il funzionamento dello scambiatore:

- da 30°C a 2°C: corrisponde alla differenza di temperatura che sussiste fra l'uscita dell'R744 dal gas cooler, per il quale entra acqua a 30°C, e l'entrata dello stesso nell'evaporatore;
- da -3°C a 25°C: range che corrisponde alla differenza di temperatura che sussiste fra l'uscita dell'R744 dall'evaporatore e l'ingresso dello stesso al compressore ad una temperatura per la quale vi sia lo stesso ΔT del caso precedente.

In tal modo per ciascun ΔT ho calcolato la media aritmetica fra il valore massimo e il valore minimo dei calori specifici corrispondenti alle temperature massima e minima, che corrisponde al valore del calore specifico utilizzato per determinare le portate termiche di flusso.

In tal caso è risultato che la portata termica minore è quella riferita al fluido in uscita dall'evaporatore.

Viene, perciò, definita efficienza termica ε dello scambiatore, nella particolare operazione di scambio termico considerata, il rapporto tra il flusso termico effettivamente scambiato q e il flusso termico massimo q_{max} che potrebbe essere trasferito per la sola operazione di scambio termico tra i due fluidi in un apparecchio scambiatore ideale con le stesse temperature di ingresso:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}}$$

Si riconosce immediatamente che il flusso termico massimo corrisponde a quello necessario per consentire al fluido con capacità termica di flusso minore di aumentare la propria temperatura fino al valore corrispondente a quella in ingresso dell'altro fluido con capacità termica maggiore.

Ciò può al limite essere conseguito con uno scambiatore di calore in controcorrente perfetta di area infinita.

Risulta, quindi, che:

$$q_{max} = \dot{C}_{min} * (t'_i - t''_i)$$

$$q = \dot{C}' * (t'_i - t'_u)$$

$$q = \dot{C}'' * (t''_u - t''_i)$$

L'efficienza dello scambiatore ε si può quindi esprimere come:

$$\varepsilon = \frac{\dot{C}' * (t'_i - t'_u)}{\dot{C}_{min} * (t''_i - t''_i)} = \frac{\dot{C}'' * (t''_u - t''_i)}{\dot{C}_{min} * (t'_i - t''_i)}$$

Nel caso specifico, essendo che $C_{min} = C'$, in quanto il fluido freddo è quello con c_p minore e quello con portata termica di flusso minore, risulta:

$$\varepsilon = \frac{t''_u - t''_i}{t'_i - t''_i}$$

Di conseguenza, considerando che nel ciclo studiato lo scambiatore influisce sugli stati termodinamici dei punti 5 e 1, è possibile identificare la procedura di calcolo descritta in seguito per i nuovi punti che si determinano per la definizione del ciclo. [50]

PUNTO 5

A partire dall'efficienza data dello scambiatore (ε) e dall'entalpia del punto 3 (h_3), si ricava l'entalpia del punto 5 (h_5), utilizzando la relazione ricavata dall'equazione precedente:

$$h_5 = h_3 - (c_{pmin} * (t_3 - t_6)) * \varepsilon$$

Sapendo che la pressione del punto 5 è pari a quella del punto 3 ($p_5=p_3$), è possibile ricavare di conseguenza la temperatura e l'entropia del punto 5 (t_5 e s_5).

PUNTO 1

Allo stesso modo, le coordinate termodinamiche del punto 1 vengono calcolate a partire da quelle del punto 6, di cui si conosce entalpia, temperatura e pressione essendo caratteristiche del fluido operativo in uscita dall'evaporatore.

A partire dall'efficienza dello scambiatore ε e dall'entalpia del punto 6 con la medesima relazione, si ricava l'entalpia del punto 1:

$$h_1 = h_6 + (c_{pmin} * (t_3 - t_6)) * \varepsilon$$

6.3.Sviluppo modello matematico per l'espansore meccanico

Come per lo scambiatore rigenerativo, si è reso necessario analizzare correttamente le soluzioni impiantistiche che dispongono di un espansore meccanico in modo da illustrare compiutamente come l'utilizzo di tale dispositivo possa influire sulle prestazioni dell'impianto.

L'espansore meccanico va a sostituire completamente la valvola di laminazione all'interno di un ciclo termodinamico inverso, così da poter sfruttare la caduta di pressione che sussiste fra il condensatore (o gas cooler) e l'evaporatore.

Esso permette di:

- aumentare l'effetto frigorifero dell'impianto, poiché allunga il campo di evaporazione che subisce il fluido frigorifero;
- recuperare energia derivante dalla differenza di entalpia che si genera e fornirla al compressore in modo da consentire un risparmio energetico significativo del sistema.

Il modello che spiega il funzionamento dell'espansore è simile a quello sviluppato per il compressore, in quanto è necessario tener conto del rendimento isoentropico di espansione caratteristico per tutti gli espansori.

Essendo posizionato al posto della valvola di laminazione, esso si pone in un ciclo a semplice compressione di vapore fra i punti 3 e 4. Questo permette di formulare il rendimento isoentropico di espansione come:

$$\eta_{ie} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4id}}$$

Conoscendo, quindi, il punto 3 e il rendimento isoentropico dell'espansore è possibile ricavare:

- isoentropicamente il punto 4 ideale, poiché $h_3 = h_{4id}$;
- il punto 4 reale risolvendo l'equazione:

$$h_4 = h_3 - \eta_{ie}(h_3 - h_{4id})$$

Ciò a livello fisico si spiega facendo riferimento al diagramma di Mollier per il ciclo frigorifero operante ad anidride carbonica:

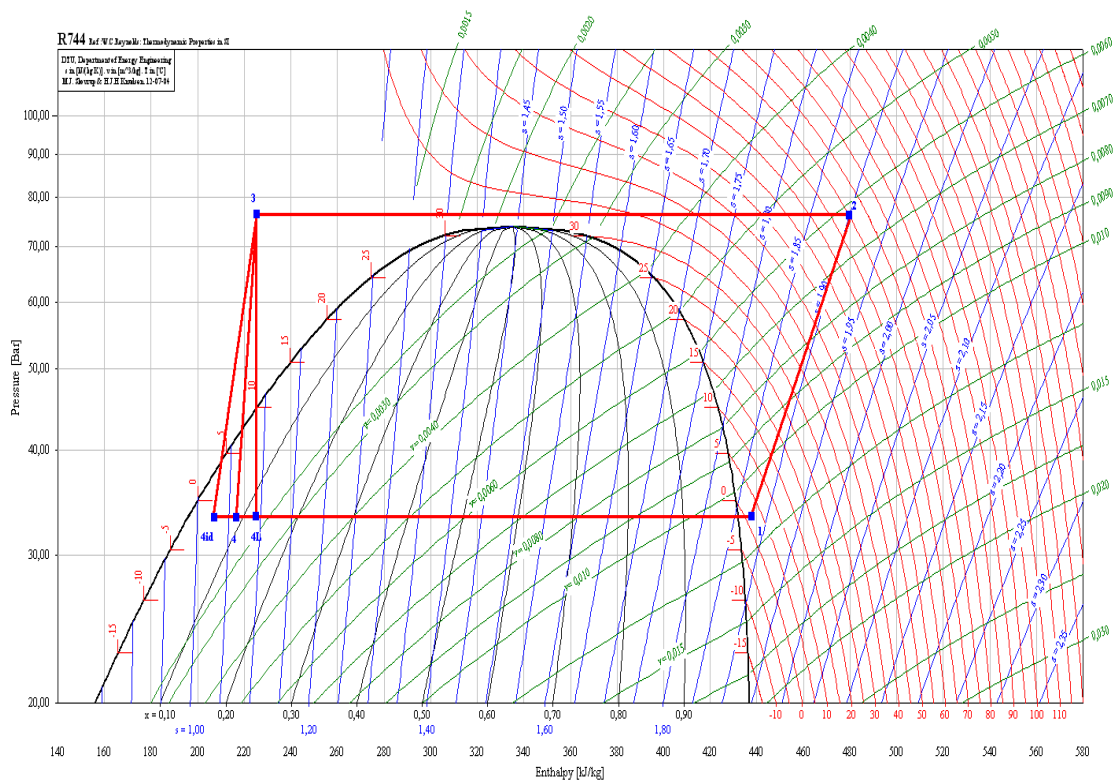


Fig.5.6-Diagramma di Mollier (p-h) che indica il funzionamento di un espansore meccanico

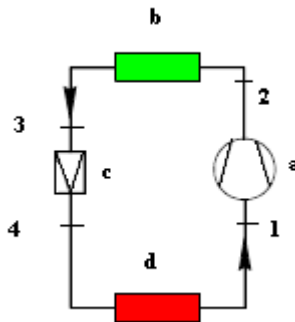
Utilizzando un espansore ideale, il ciclo sarebbe caratterizzato da una discesa del fluido operativo dal punto 3 ad alta pressione e temperatura al punto 4_{id} , caratterizzato dalla stessa entropia del punto 3 e da una differenza di entalpia h_3-h_{4id} massima.

Con un qualsiasi espansore reale, il ciclo è influenzato dal suo rendimento isoentropico, sempre minore di 1, che porta ad ottenere una differenza $h_3-h_4 < h_3-h_{4id}$. Perciò, la quantità di lavoro e di energia recuperata è minore rispetto al caso ideale.

Nel grafico 6., inoltre, si può notare come il ciclo cambi rispetto al caso di utilizzo della valvola di laminazione.

6.4.Schema 1

Ciclo a semplice compressione di vapore.



Come per gli altri impianti si considerano le ipotesi di partenza già elencate, ma qui riproposte:

Tevap[°C]	Tuscita[°C]	Tinacq[°C]	ΔT_{acq} [°C]	Approch[°C]	η_{comp}
-10	31	31	10	3	0,8

Si calcolano quindi le grandezze termodinamiche per ciascun punto del ciclo, in base al metodo già spiegato:

1				2					
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]
26,49	-10	435,14	1,90	77,84	71,14	78,46	480,24	491,51	1,93

3				4			
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
77,84	31,00	293,37	1,30	26,49	-10,00	293,37	1,36

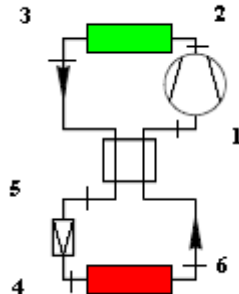
Si calcola perciò il COP e l'EER relativi all'utilizzo della pompa di calore:

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{gc} [kJ/kg]	Δh_{compr} [kJ/kg]	COP	EER
141,77	198,14	56,37	3,51	2,51

Il risultato coincide con quello offerto dalla letteratura scientifica, confermando la bontà del modello matematico sviluppato nell'analisi teorica del ciclo transcritico dell'anidride carbonica.

6.5.Schema 2

Ciclo a semplice compressione con l'utilizzo di uno scambiatore rigenerativo tra il vapore aspirato dal compressore e il gas in uscita dal gas cooler.



Elaborando i calcoli già sviluppati nelle simulazioni precedenti e considerando in tal caso la presenza dello scambiatore rigenerativo, è possibile determinare le grandezze di stato di ciascun punto, tenendo come riferimento l'efficienza dello scambiatore di calore e il rendimento isoentropico del compressore (dati forniti dalla letteratura scientifica).

ϵ	η_{comp}
0,7	0,8

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]
26,49	19,96	473,17	2,04	77,84	106,32	117,51	529,76	543,91	2,07	77,84	31,00	293,37	1,30

4				5				6			
P[bar]	T[°C]	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]
26,49	-10,00	255,34	1,22	77,84	22,48	255,34	1,18	26,49	-10,00	435,14	1,90

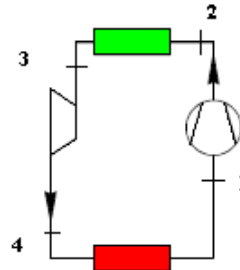
Il calcolo del COP e dell'EER viene effettuato tenendo conto delle nuove entalpie dei punti 5 e 6:

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{gc} [kJ/kg]	Δh_{comp} [kJ/kg]	COP	EER
179,80	250,55	70,75	3,54	2,54

I risultati coincidono con quelli forniti dalla letteratura scientifica e mostrano come il solo utilizzo di uno scambiatore rigenerativo all'interno del ciclo a semplice compressione non apporti notevoli benefici in termini di risparmio energetico.

6.6.Schema 3

Ciclo a semplice compressione con espansore meccanico in sostituzione alla valvola di laminazione. Esso è caratterizzato da una mancanza di recupero del lavoro di espansione rilasciato dal fluido per differenza di entalpia.



In questo caso non si considera nel calcolo delle grandezze termodinamiche l'effetto dello scambiatore rigenerativo, ma solo quello fornito dall'espansore meccanico, il quale possiede un ben determinato rendimento isoentropico di espansione:

η_{comp}	η_{exp}
0,8	0,7

1				2					
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]
26,49	-10	435,14	1,90	77,84	71,14	78,46	480,24	491,51	1,93

3				4				
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	h _{id} [kJ/kg]	s[kJ/kgK]
77,84	31,00	293,37	1,30	26,49	-10,00	283,03	278,61	1,32

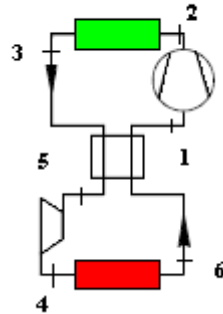
Il calcolo del COP e dell'EER risulta quindi essere:

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{gc} [kJ/kg]	Δh_{compr} [kJ/kg]	COP	EER
152,10	198,14	56,37	3,51	2,69

Anche per questa soluzione impiantistica il COP calcolato coincide con quello fornito dalla letteratura, confermando come l'utilizzo dell'espansore meccanico abbia un impatto pressoché nullo sul ciclo a livello di pompa di calore nel momento in cui non recupera l'energia fornita dalla caduta di pressione in fase di espansione, ma permette di ottenere un effetto frigorifero maggiormente marcato.

6.7.Schema 4

Ciclo a semplice compressione con espansore meccanico e scambiatore rigenerativo. Tale schema impiantistico combina le soluzioni degli schemi 2 e 4.



Per l'analisi di tale soluzione impiantistica è necessario di tener conto di tutti i rendimenti di ciascun componente del ciclo:

ϵ	η_{comp}	η_{exp}
0,7	0,8	0,7

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]
26,49	19,96	473,17	2,04	77,84	106,32	117,51	529,76	543,991	2,07	77,84	31,00	293,37	1,30

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]
26,49	-10,00	248,31	245,29	1,19	77,84	22,48	255,34	1,18	26,49	-10,00	435,14	1,90

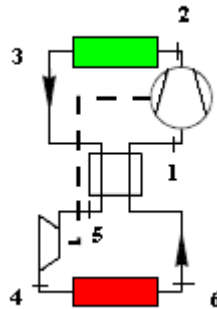
Per il COP l'EER:

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{gc} [kJ/kg]	Δh_{compr} [kJ/kg]	COP	EER
186,83	250,55	70,75	3,54	2,64

Per tale soluzione tecnologica si può notare come l'impiego combinato di uno scambiatore rigenerativo e di un espansore meccanico, che non recupera l'energia data dalla caduta di pressione ed entalpia, non apporti nessun significativo cambiamento sulla resa del ciclo termodinamico.

6.8.Schema 5

Questo schema equivale al precedente, ma in tal caso il lavoro di espansione estratto dall'espansore è sfruttato ed utilizzato per un recupero di energia sul processo di compressione.



Per l'analisi di tale ciclo, quindi, si considerano gli stessi rendimenti valutati precedentemente per il calcolo delle grandezze termodinamiche caratterizzanti ciascun punto del ciclo:

ϵ	η_{comp}	η_{exp}
0,7	0,8	0,7

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]
26,49	19,96	473,17	2,04	77,84	106,32	117,51	529,76	543,91	2,07	77,84	31,00	293,37	1,30

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]
26,49	-10,00	248,31	245,29	1,19	77,84	22,48	255,34	1,18	26,49	-10,00	435,14	1,90

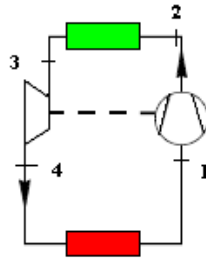
Si calcolano conseguentemente il COP e l'EER:

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{gc} [kJ/kg]	Δh_{compr} [kJ/kg]	Δh_{esp} [kJ/kg]	COP	EER
186,83	250,55	70,75	7,03	3,93	2,93

Si può facilmente notare come questa soluzione tecnologica- aumentando significativamente la resa del ciclo per entrambe le applicazioni, in quanto vi è un recupero dell'energia da parte dell'espansore che impatta positivamente sul lavoro che deve esercitare il compressore- abbia un impatto migliore rispetto alle altre già analizzate.

6.9.Schema 6

Lo schema impiantistico numero 6 è lo stesso dello schema 3, ma anche in questo caso il lavoro di espansione determinato dalla caduta di entalpia del fluido operativo in prossimità dell'organo di espansione è sfruttato per un recupero energetico sul processo di compressione.



In tal caso si considera solamente il rendimento isoentropico di espansione caratteristico dell'espansore meccanico:

η_{exp}	η_{comp}
0,7	0,8

1				2					
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]
26,49	-10	435,14	1,90	77,84	71,14	78,46	480,24	491,51	1,93

3				4				
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	hid[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
77,84	31,00	293,37	1,30	26,49	-10,00	283,03	278,61	1,32

Per ciò che concerne il COP e l'EER, come per il caso precedente si considera nel calcolo anche la differenza di entalpia fornita dal lavoro di espansione dell'espansore, in quanto vi è un recupero dell'energia direttamente sul compressore

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{gc} [kJ/kg]	Δh_{compr} [kJ/kg]	Δh_{esp} [kJ/kg]	COP	EER
152,10	198,14	56,37	10,33	4,30	3,30

Questa soluzione, come si può nota, è quella che apporta i migliori benefici sul ciclo termodinamico transcritico caratterizzante l'anidride carbonica, poiché il recupero dell'energia fornita dalla caduta di pressione e dalla variazione di entalpia operata dall'espansore può essere interamente sfruttato dal compressore, senza che vi sia l'utilizzo di uno scambiatore rigenerativo, che in tal caso risulterebbe essere peggiorativo.

6.10.Applicazioni reali

Ho ritenuto opportuno sviluppare una simulazione sui sei schemi esposti con condizioni diverse da quelle fornite in letteratura, ritenute eccessivamente ideali, analizzando differenti cicli in condizioni reali, con:

- temperatura di evaporazione = $T_{ev} = -3^{\circ}\text{C}$;
- temperatura di uscita dal gas cooler da parte del fluido operativo a 30°C , 40°C e 50°C , a cui corrisponde la stessa temperatura di entrata dell'acqua, dal momento che si opera all'interno di un gas cooler;
- pressione massima di ciclo sempre ottimale.

Le temperature scelte identificano le stesse applicazioni reali definite nel confronto fra l'R744 e l'R134a, ovvero sistemi a pavimenti radianti, ventilconvettori e radiatori.

Tenendo conto delle stesse condizioni di partenza riguardanti i rendimenti isoentropici di espansione e di compressione - pari rispettivamente a 0,7 e 0,8 - dell'efficienza dello scambio termico dello scambiatore intermedio pari a 0,7 e, considerato un surriscaldamento nullo, si sono calcolati per ciascuna soluzione impiantistica gli stati termodinamici caratteristici di ogni punto che compone il ciclo, i cui risultati sono consultabili nell'allegato che segue.

Nei successivi paragrafi vengono analizzati i dati relativi alle prestazioni e ai comportamenti di cui ciascun impianto è caratterizzato. Dalle tabelle e dai grafici seguenti è particolarmente evidente che all'aumento della temperatura di ingresso dell'acqua da riscaldare corrisponde una significativa diminuzione sia del COP che dell'EER per tutte le soluzioni impiantistiche precedentemente illustrate.

Applicazione reale 1:

Tevap[°C]	Tinacqua[°C]	P[bar]
-3	30	74,27

Impianto	COP	EER
Impianto 1	4,35	3,35
Impianto 2	4,38	3,38
Impianto 3	4,35	3,54
Impianto 4	4,38	3,47
Impianto 5	4,83	3,83
Impianto 6	5,36	4,36

Si nota come per le applicazioni caratterizzate da una bassa temperatura di ingresso dell'acqua le prestazioni degli impianti analizzati siano effettivamente molto elevate, raggiungendo addirittura valori di COP pari a 5,36.

Applicazione reale 2:

Tevap[°C]	Tinacqua[°C]	P[bar]
-3	40	102,52

Impianto	COP	EER
Impianto 1	3,05	2,05
Impianto 2	3,16	2,16
Impianto 3	3,05	2,25
Impianto 4	3,16	2,25
Impianto 5	3,48	2,48
Impianto 6	3,81	2,81

Con l'aumento della temperatura di ingresso dell'acqua al gas cooler si conferma quanto già evidenziato nei paragrafi precedenti, ovvero il calo prestazionale dei sistemi transcritici. In tal caso il COP non raggiunge il valore 4, mentre l'EER si attesta a 2,81 per l'impianto maggiormente performante.

Applicazione reale 3:

Tevap[°C]	Tinacqua[°C]	P[bar]
-3	50	130,77

Impianto	COP	EER
Impianto 1	2,43	1,43
Impianto 2	2,61	1,61
Impianto 3	2,43	1,65
Impianto 4	2,61	1,70
Impianto 5	2,87	1,87
Impianto 6	3,10	2,10

Con l'ulteriore aumento della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler il calo di performance di tutti i sistemi è ancor più significativo rispetto al caso precedente.

In tali condizioni, inoltre, si nota come la pressione ottima di ciclo sviluppata raggiunga livelli molto superiori rispetto ai casi precedenti.. Ciò è dovuto al fatto che essa dipende dalla temperatura di uscita dal gas cooler dell'anidride carbonica, che è pari a quella di entrata dell'acqua. Con temperature superiori la pressione in uscita dal compressore tende ad aumentare significativamente.

6.10.1. Analisi del COP di ciascun impianto

Considerando l'andamento del COP in funzione della temperatura di uscita dell'acqua dal gas cooler, è possibile evidenziare che per tutte le soluzioni impiantistiche è presente un significativo calo della resa relativa alla temperatura di ingresso dell'acqua. La causa di tale riduzione di resa è da ricercare nelle particolari proprietà termodinamiche dell'anidride carbonica, che opera in campo transcritico, e non dalle inefficienze presenti nei singoli impianti.

Questo risultato permette, quindi, di verificare che l'aumento della temperatura di ingresso dell'acqua al gas cooler impatta pesantemente sulle prestazioni del ciclo, anche per soluzioni impiantistiche completamente differenti, confermando gli studi teorici presenti in letteratura.

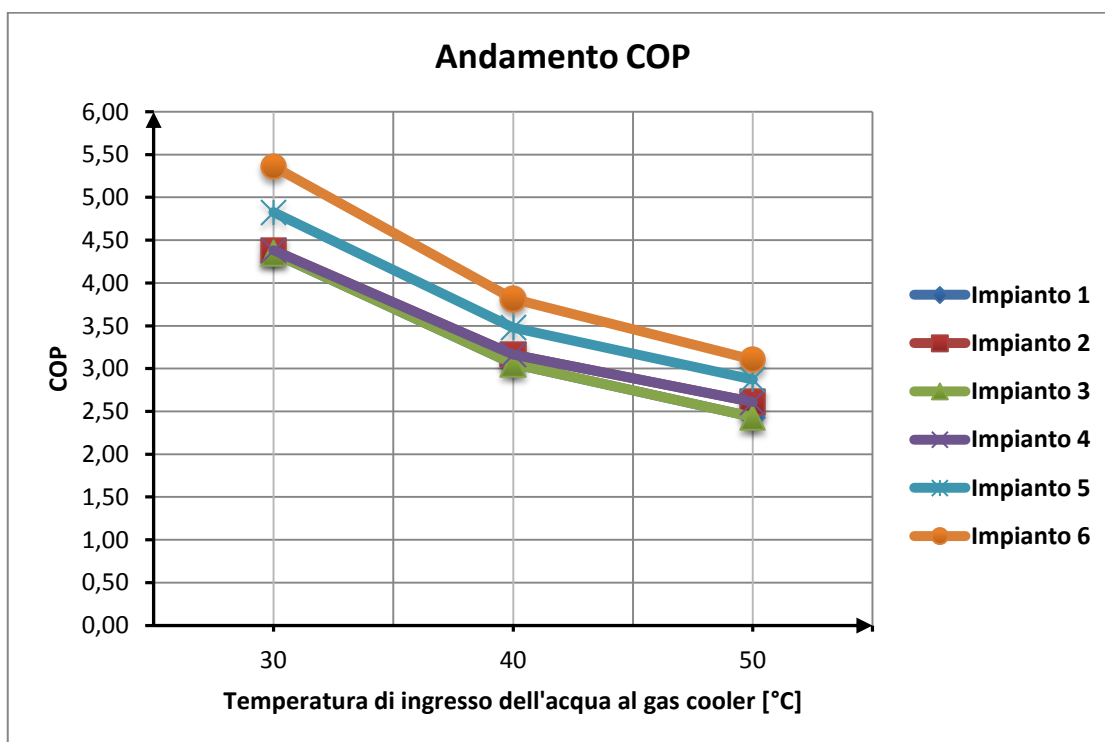


Grafico 5.22-Andamento del valore dell'EER in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler per ciascun impianto analizzato

È però evidente come ciascun impianto possieda caratteristiche proprie che consentono di marcare le differenze, non solo impiantistiche, ma anche di prestazione.

Considerando, inoltre, le prestazioni dell'impianto operante con espansore (impianto 6), che permette il recupero energetico sul processo di compressione, è possibile notare come tale soluzione impiantistica permetta di ottenere rese molto più elevate rispetto agli altri impianti analizzati, confermando quindi che l'adozione di un sistema

ad espansione per il recupero energetico sia la soluzione da perseguire con maggiore impulso a livello industriale e produttivo.

Le differenze prestazionali sono evidenti anche considerando la variazione percentuale del COP dell'impianto 6 rispetto agli altri in funzione della temperatura di ingresso dell'acqua al gas cooler, come illustrato nel grafico 5.23.

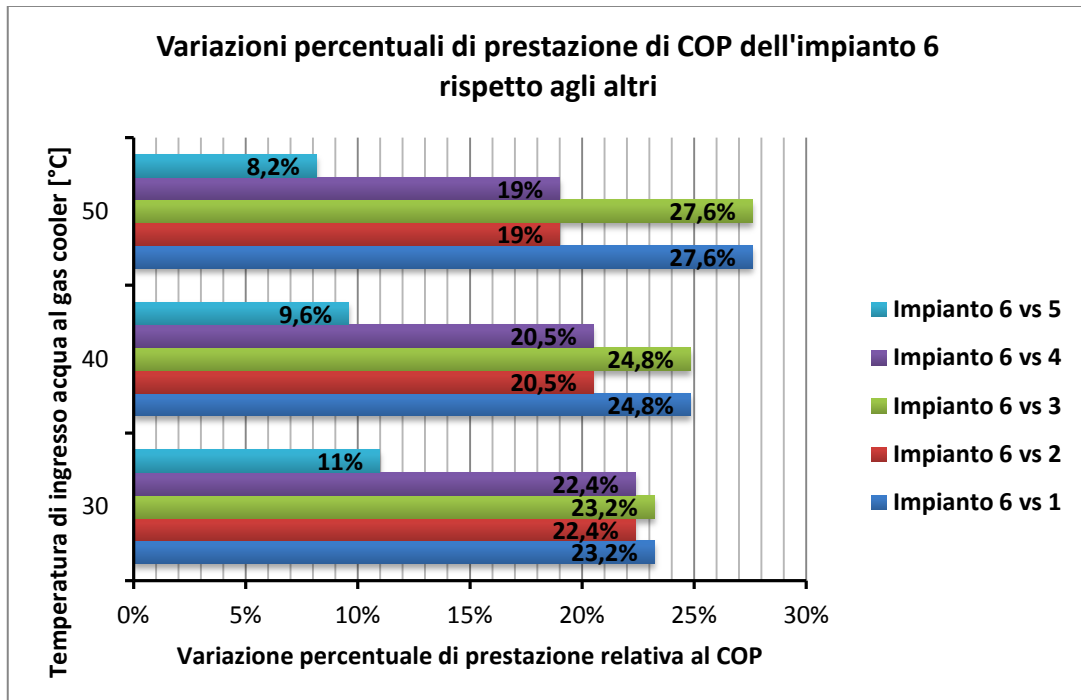


Grafico 5.23-Variazioni percentuali riferite alle prestazioni definite dal COP dell'impianto 6 rispetto agli altri impianti analizzati

Rispetto al ciclo tradizionale e all'impianto operante con espansore che non opera un recupero energetico (impianto 3), la convenienza nell'adozione dell'impianto 6 è supportata anche dal fatto che, nonostante il calo prestazionale, si ottiene un aumento della resa del 23,2% nel caso di temperature di ingresso dell'acqua pari a 30°C e del 24,8% e 27,6% per temperature dell'acqua in ingresso rispettivamente di 40°C e 50°C.

Come si può notare il vantaggio prestazionale dell'impianto 6 si riduce nei confronti dell'impianto 5, dotato di espansore combinato con lo scambiatore interno rigenerativo, ma, considerando l'andamento delle sue performance rispetto a quelle dell'impianto 5, ovvero:

- +11% a temperatura di ingresso dell'acqua pari a 30°C;
- +9,6% per temperature di ingresso pari a 40°C;
- +8,2% a temperature dell'acqua pari 50°C in ingresso al gas cooler,

si conferma un sistema dalla sicura superiorità prestazionale.

Un'ulteriore considerazione va fatta per ciò che riguarda le differenze di resa fra i sistemi 5 e 6, che a livello impiantistico si differenziano solo per la presenza dello scambiatore interno rigenerativo presente nel sistema 5, causa delle differenze prestazionali fra i due impianti.

Lo scambiatore permette, infatti, lo scambio di energia termica fra il fluido operativo uscente dal gas cooler e quello entrante al compressore, di modo che il raffreddamento del primo possa elevare la temperatura del secondo, affinché l'anidride carbonica in ingresso del compressore abbia pressioni e temperature maggiori, tali per cui il lavoro di compressione del ciclo risulti minore.

Questo fenomeno di scambio termico, però, ha un'importante ricaduta sul recupero energetico effettuato dall'espansore successivo allo scambiatore. Infatti, poiché parte dell'energia termica viene utilizzata per elevare la temperatura del fluido in uscita dall'evaporatore, il recupero dovuto alla differenza di pressione fra il gas cooler e l'evaporatore risulta minore e ciò non consente di riconvertire la stessa quantità di energia di pressione in energia meccanica utile al compressore, caratteristica dell'impianto 6.

Per meglio comprendere il fenomeno descritto, è utile usufruire dei grafici che seguono, in cui si evidenzia il lavoro di compressione di ciascun impianto rispetto agli altri e in modo particolare la differenza del lavoro di compressione fra il sistema 5 e il sistema 6.

Dal grafico 5.24 è interessante notare come le varie tipologie di impianto possiedano valori di entalpia specifica, riferita al lavoro sviluppato dal compressore, praticamente uguali anche al variare della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler:

- Gli impianti 1, 3 e 6 hanno un valore di entalpia specifica riferita al lavoro del compressore pari a :
 - 41,5 kJ/kg nel caso l'acqua entri al gas cooler a temperatura di 30°C;
 - 59,8 kJ/kg per ingresso dell'acqua a temperatura di 40°C;
 - 74,7 kJ/kg per acqua in ingresso al gas cooler a temperatura di 50°C.

- Gli impianti 2, 4 e 5 possiedono valori più elevati di entalpia specifica riferita al lavoro sviluppato dal compressore:
 - 53,3 kJ/kg per acqua in ingresso a 30°C;
 - 81,6 kJ/kg per temperature dell'acqua in ingresso pari a 40°C;

- 107,8 kJ/kg per temperature dell'acqua pari a 50°C in ingresso.

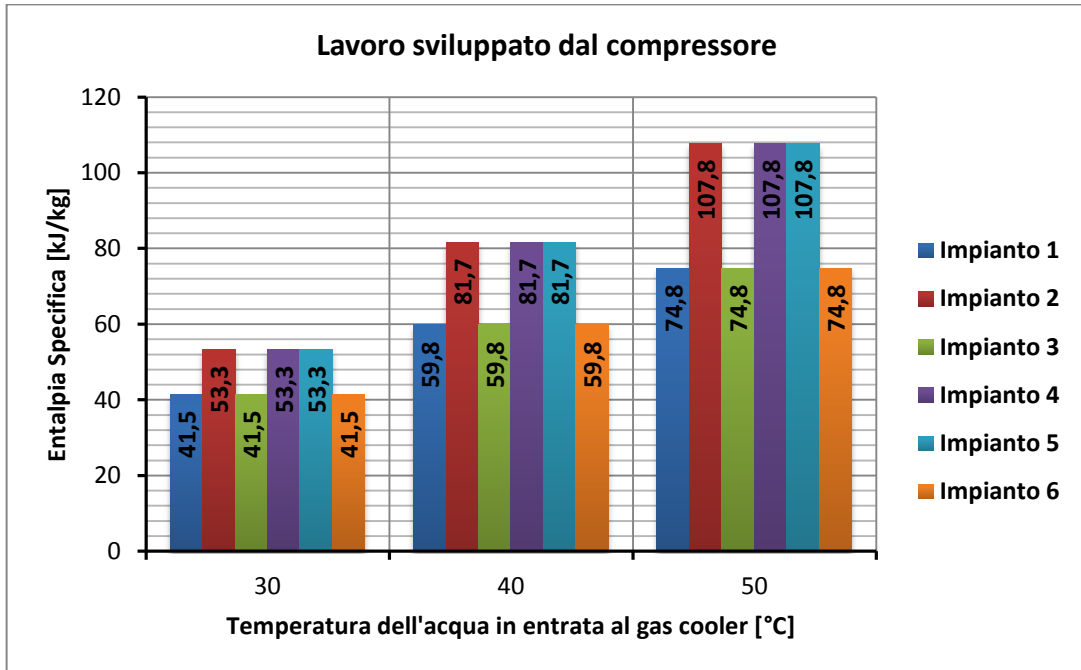


Grafico 5.24-Andamento del lavoro sviluppato dal compressore per ciascun impianto analizzato

La tabella 5.8, che segue, riassume i valori e le differenze di entalpia specifica che ogni sistema presenta nei confronti degli altri con riferimento al lavoro sviluppato dal compressore per temperature di ingresso dell'acqua pari a 30°C, 40°C e 50°C.

Δh compr 30°C							
Schema							
	1	2	3	4	5	6	
Δh comp	41,5	53,3	41,5	53,3	53,3	41,5	
1	41,5	0	-11,8	0	-11,8	-11,8	0
2	53,3	11,8	0	11,8	0	0	11,8
3	41,5	0	-11,8	0	-11,8	-11,8	0
4	53,3	11,8	0	11,8	0	0	11,8
5	53,3	11,8	0	11,8	0	0	11,8
6	41,5	0	-11,8	0	-11,8	-11,8	0

Δh compr 40°C							
Schema							
	1	2	3	4	5	6	
Δh comp	59,8	81,6	59,8	81,6	81,6	59,8	
1	59,8	0	-21,8	0	-21,8	-21,8	0
2	81,6	21,8	0	21,8	0	0	21,8
3	59,8	0	-21,8	0	-21,8	-21,8	0
4	81,6	21,8	0	21,8	0	0	21,8
5	81,6	21,8	0	21,8	0	0	21,8
6	59,8	0	-21,8	0	-21,8	-21,8	0

Δh compr 50°C							
Schema							
	1	2	3	4	5	6	
Δh comp	74,7	107,8	74,7	107,8	107,8	74,7	
1	74,7	0	-33	0	-33	-33	0
2	107,8	33	0	33	0	0	33
3	74,7	0	-33	0	-33	-33	0
4	107,8	33	0	33	0	0	33
5	107,8	33	0	33	0	0	33
6	74,7	0	-33	0	-33	-33	0

Tabella 5.8-Valori e differenze di entalpia specifica riguardanti il lavoro del compressore per ciascun impianto con valori di temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 30,40 e 50°C

Considerando, quindi, l'effetto utile al gas cooler di ciascuna soluzione impiantistica analizzata, si può notare, attraverso il grafico 5.25, come - laddove si utilizza lo scambiatore interno rigenerativo (impianti 2, 4 e 5) - al variare della temperatura dell'acqua in ingresso si identifica un maggior effetto utile derivante dal raffreddamento dell'anidride carbonica all'interno del gas cooler rispetto agli impianti che ne sono sprovvisti.

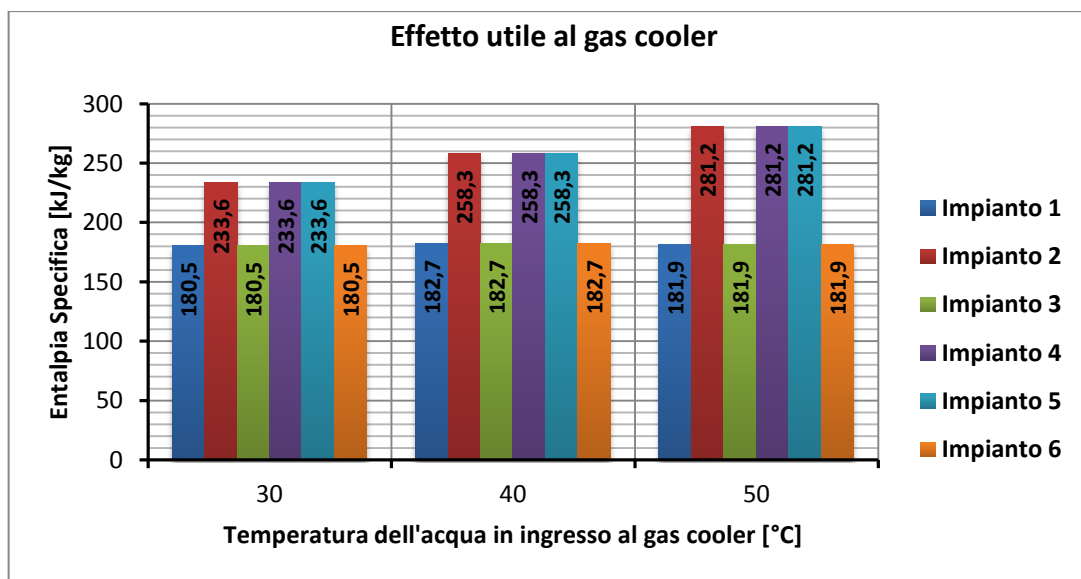


Grafico 5.25-Andamento dell'effetto utile espresso in entalpia specifica riferito al riscaldamento dell'acqua per ciascun impianto analizzato

Questo fenomeno deriva dal fatto che lo scambiatore interno determina un aumento sia della temperatura che dell'entropia a cui viene aspirato il gas da parte del compressore. Tenuto conto, quindi, che il compressore possiede un determinato rendimento isoentropico di compressione, si rileva che la temperatura e l'entropia che

caratterizzano il punto a cui si trova il fluido all'uscita del compressore possiedono valori maggiori rispetto alle temperature e alle entropie dello stesso punto degli altri impianti, nonostante il fatto che la pressione massima di ciclo sia la stessa per tutti i sistemi e abbia un valore ottimo pari a:

- 74,27 bar per un ingresso dell'acqua a temperatura di 30°C;
- 102,52 bar per un ingresso dell'acqua a 40°C;
- 130,77 bar per una temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler di 50°C.

Questo sta a significare che la potenzialità per il riscaldamento dell'acqua è maggiore per i sistemi operanti con lo scambiatore intermedio rigenerativo, poiché permette di raggiungere alle stesse condizioni di pressione ottima di ciclo temperature più elevate.

Considerando l'incremento percentuale che apportano gli impianti dotati di scambiatore interno rigenerativo all'effetto utile presente al gas cooler, si nota che si ottengono valori relativi alla differenza di entalpia superiori, pari a:

- +29% nel caso la temperatura dell'acqua in ingresso al sistema sia di 30°C;
- +41,4% nel caso di temperatura di ingresso dell'acqua pari a 40°C;
- +54,6% con temperatura dell'acqua in ingresso di 50°C.

Le tabelle seguenti permettono di confrontare, anche visivamente, le differenze percentuali fra i vari sistemi.

Δh gc 30°C							
Schema							
	1	2	3	4	5	6	
Δh gc	180,5	233,6	180,5	233,6	233,6	180,5	
1	180,5	0%	-23%	0%	-23%	-23%	0%
2	233,6	29%	0%	29%	0%	0%	29%
3	180,5	0%	-23%	0%	-23%	-23%	0%
4	233,6	29%	0%	29%	0%	0%	29%
5	233,6	29%	0%	29%	0%	0%	29%
6	180,5	0%	-23%	0%	-23%	-23%	0%

Δh gc 40°C							
Schema							
	1	2	3	4	5	6	
Δh gc	182,6	258,3	182,6	258,3	258,3	182,6	
1	182,6	0%	-29,2%	0%	-29,2%	-29,2%	0%
2	258,3	41,4%	0%	41,4%	0%	0%	41,4%
3	182,6	0%	-29,2%	0%	-29,2%	-29,2%	0%
4	258,3	41,4%	0%	41,4%	0%	0%	41,4%
5	258,3	41,4%	0%	41,4%	0%	0%	41,4%
6	182,6	0%	-29,2%	0%	-29,2%	-29,2%	0%

$\Delta h_{gc} 50^{\circ}C$		1	2	3	4	5	6
Schema	Δh_{gc}	181,8	281,2	181,8	281,2	281,2	181,8
	1	181,8	0%	-35,3%	0%	-35,3%	-35,3%
2	281,2	54,6%	0%	54,6%	0%	0%	54,6%
3	181,8	0%	-35,3%	0%	-35,3%	-35,3%	0%
4	281,2	54,6%	0%	54,6%	0%	0%	54,6%
5	281,2	54,6%	0%	54,6%	0%	0%	54,6%
6	181,8	0%	-35,3%	0%	-35,3%	-35,3%	0%

Tabella 5.9-Valori e differenze di entalpia specifica riguardanti l'effetto utile a lato gas cooler per ciascun impianto con valori di temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 30,40 e 50°C

6.10.2. Analisi dell'EER di ciascun impianto

Allo stesso modo, è interessante analizzare l'andamento dell' Energy Efficiency Ratio (EER), relativo alla prestazione dell'impianto, se considerato l'effetto utile a lato dell'evaporatore.

Anche in questo caso la resa degli impianti è destinata a diminuire con l'aumento della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler, in quanto si massimizza la pressione massima di ciclo e non quella relativa all'effetto frigorifero generato a livello di evaporatore. Negli impianti a pompa di calore, infatti, la pressione viene determinata nel momento in cui il sistema si porta all'equilibrio con l'ambiente esterno e con la sorgente fredda.

Il compressore, infatti, porta a un livello di pressione ottimale il fluido refrigerante, che, agendo alle medesime condizioni a lato evaporatore, induce un calo di prestazione al sistema, simile a quello relativo al COP, scemando verso valori inferiori con l'aumento della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler.

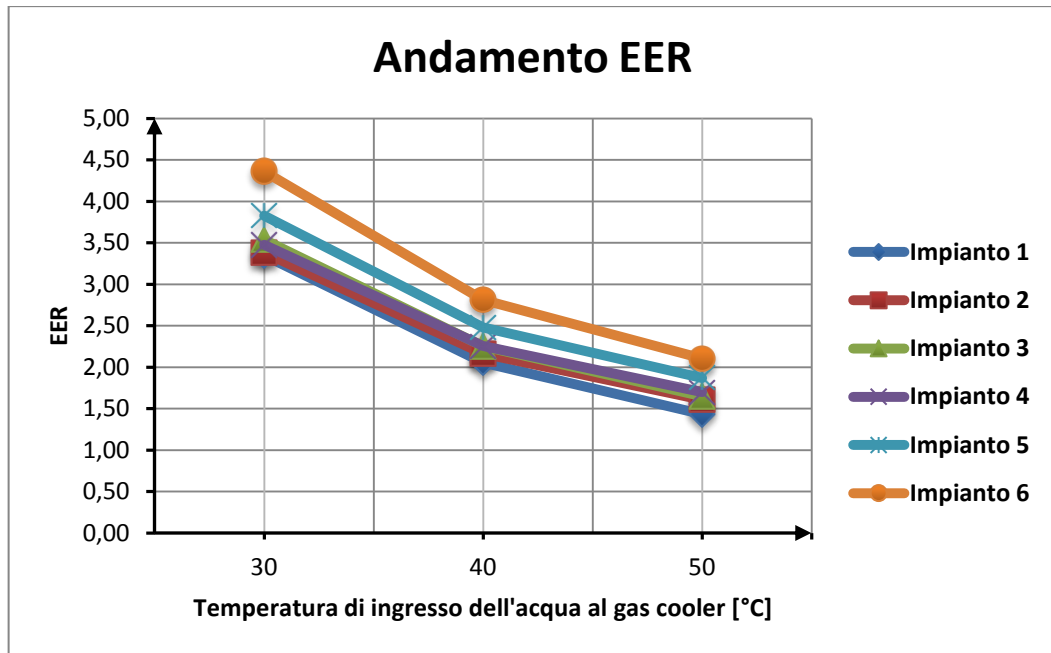


Grafico 5.26-Andamento del valore dell'EER in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler per ciascun impianto analizzato

Nonostante rispetto al COP le rese energetiche siano minori, anche in tal caso la soluzione impiantistica relativa all'adozione di un espansore - che permette un recupero energetico in fase di espansione - rimane la più vantaggiosa a livello prestazionale.

Dal confronto con gli altri impianti si può osservare la miglior resa di tale soluzione, soprattutto nei confronti del sistema a semplice compressione di vapore (impianto 1).

La variazione percentuale riferita all'EER è infatti significativa, specialmente per le elevate temperature:

- +30,2% per temperature dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 30°C;
- +36,9% per temperatura dell'acqua in ingresso a 40°C;
- +46,9% per temperatura dell'acqua pari a 50°C.

Ovviamente il confronto con l'impianto 5, dotato non solo del sistema di espansione, ma anche dello scambiatore interno rigenerativo, evidenzia una differenza percentuale riferita all'indice EER minore rispetto agli altri sistemi, con valori corrispondenti a:

- +14% nel caso di temperature di ingresso dell'acqua al gas cooler pari a 30°C;
- +13,5% per temperature di ingresso dell'acqua di 40°C;
- +12,5% con temperature dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 50°C.

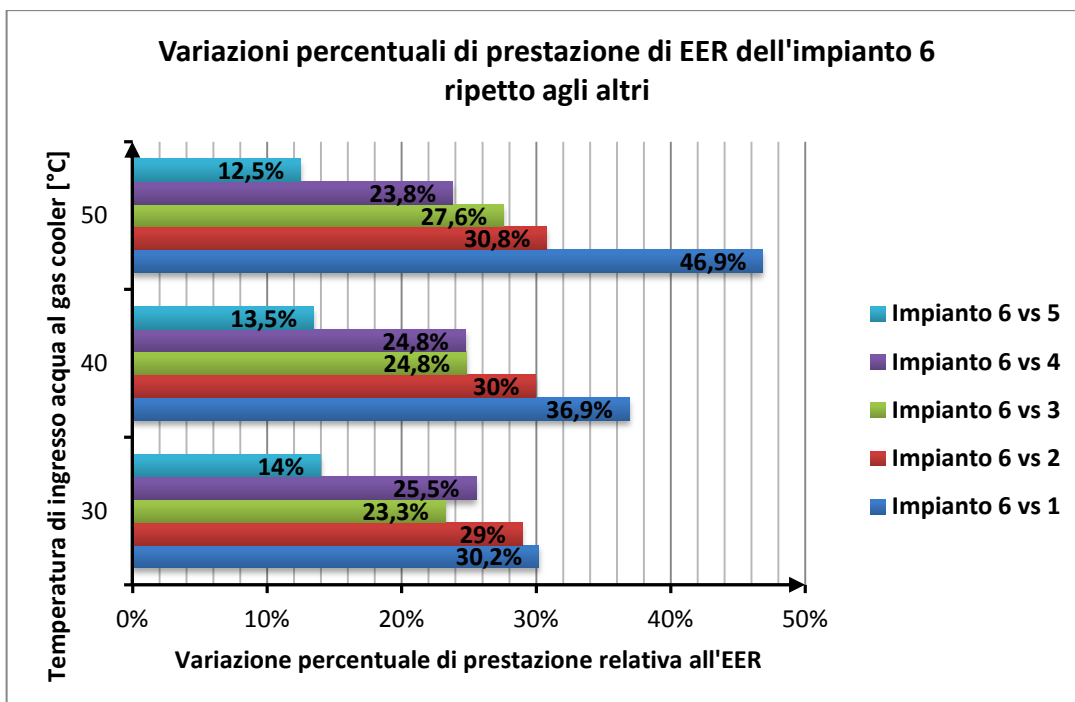


Grafico 5.27-Variazioni percentuali di prestazione riferite all'EER dell'impianto 6 rispetto agli altri

Si conferma pertanto la convenienza dell'uso dell'espansore del sistema 6, il quale rispetto agli altri impianti apporta significativi miglioramenti prestazionali, che si mantengono sempre superiori al 10%.

Questo fenomeno deriva dal fatto che il sistema di espansione permette non solo di recuperare parte dell'energia derivante dal differenziale di pressione fra il lato gas cooler e quello dell'evaporatore, ma anche di ampliare il campo di scambio termico a bassa pressione, in modo da garantire che la differenza di entalpia che sussiste fra il punto di aspirazione al compressore e quello di fine espansione sia maggiore.

Allo stesso modo, infatti, il fenomeno si realizza anche per l'impianto 5, il quale – come detto - si adotta dello scambiatore interno rigenerativo oltre che dell'espansore. In tal caso, l'effetto frigorifero che viene sviluppato dal sistema (e dall'impianto 4, che risulta possedere un valore legato all'effetto frigorifero equivalente all'impianto 5 in questo caso) è molto più ampio di quello realizzato dagli altri, nonostante il fatto che parte dell'energia venga utilizzata per aumentare la temperatura del gas in aspirazione al compressore. È infatti grazie al raffreddamento del gas in uscita dal gas cooler che si ottiene il notevole incremento dell'effetto utile apportato dall'utilizzo dell'espansore stesso. Sulla base di questo parametro, infatti, confrontando l'impianto 5 con tutti gli altri si identifica che:

- alla temperatura di 30°C sono presenti incrementi percentuali che raggiungono valori pari a:
 - +33% nei confronti dell'impianto a semplice compressione di vapore;
 - +26% rispetto agli impianti dotati del solo organo di espansione;
 - +3% rispetto all'impianto 2 dotato del solo scambiatore di calore;
- alla temperatura di 40°C gli incrementi riferiti all'effetto frigorifero aumentano:
 - +49,8% rispetto all'impianto 1;
 - +36,6 rispetto agli impianti 3 e 5;
 - +4,2% rispetto all'impianto 2;
- per temperature di ingresso dell'acqua al gas cooler di 50°C le differenze percentuali risultano essere massime:
 - +71% nei confronti dell'impianto 1;
 - +48,6% rispetto agli impianto 3 e 5;
 - +5,6% nei confronti dell'impianto 2.

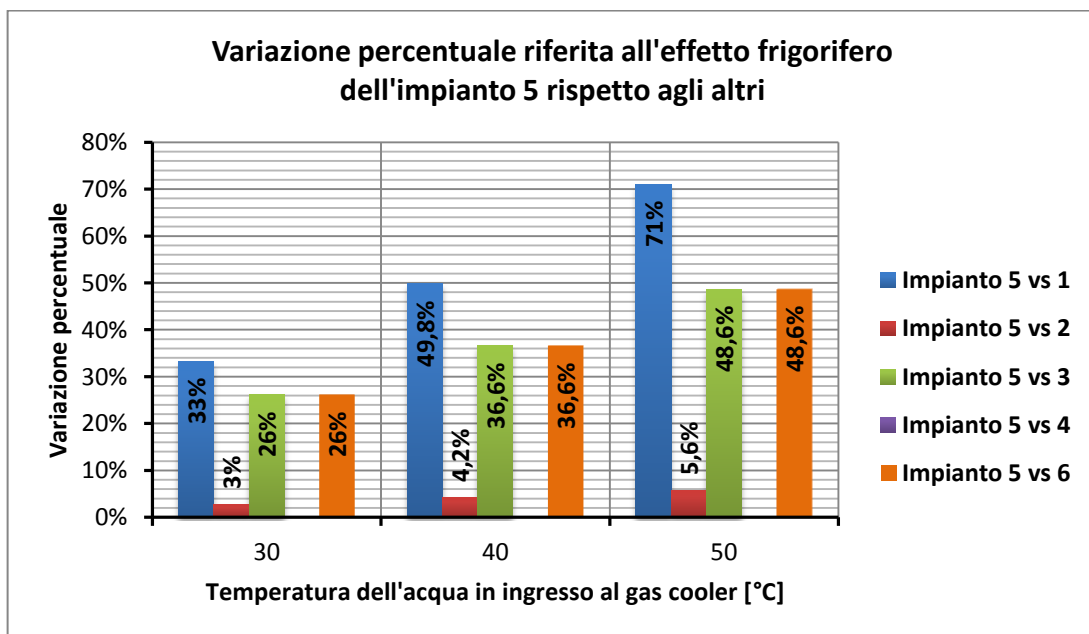


Grafico 5.28-Variazioni percentuali di riferite all'effetto frigorifero all'evaporatore dell'impianto 5 rispetto agli altri

In tal caso le differenze rispetto all'impianto 2 sono molto più basse rispetto agli altri, poiché esso è dotato dello stesso scambiatore interno rigenerativo che permette il raffreddamento del gas in uscita dal gas cooler. I sistemi sono gli stessi a meno della

presenza dell'espansore dell'impianto 5, che permette l'ulteriore incremento dell'effetto frigorifero a lato del gas cooler.

L'utilizzo dell'espansore, quindi, permette incrementi relativi all'effetto frigorifero del ciclo minori rispetto a quelli garantiti dallo scambiatore di calore, ma, grazie al recupero energetico che può essere utilizzato da parte del compressore, la convenienza in termini di consumi di energia promuove l'adozione degli impianti dotati di sistemi di espansione.

6.10.3. Conclusioni

A conclusione dell'analisi esposta, considerati i dati emersi, posso dedurre e affermare che l'utilizzo di un espansore meccanico, che consente lo sfruttamento della quantità di energia recuperata in fase di espansione, costituisce il metodo che apporta i maggiori benefici sia per quanto riguarda il COP che l'EER negli impianti operanti con cicli termodinamici inversi transcritici ad anidride carbonica.

Tali sistemi, che consentono di sfruttare l'anidride carbonica in modo maggiormente efficiente rispetto agli impianti a semplice compressione di vapore, si evidenziano come la soluzione tecnologica migliore da studiare e da sviluppare.

L'utilizzo dello scambiatore di calore interno rigenerativo, rivelatosi una soluzione molto interessante, definisce un metodo sfruttabile nel momento in cui a parità di COP si vuole ottenere un effetto calorifero e frigorifero maggiore rispetto agli altri impianti.

A tutt'oggi, comunque, non è ancora possibile realizzare i sistemi analizzati, in quanto la costruzione di alcuni dispositivi necessari al loro completamento – come ad esempio gli espansori per il recupero energetico – presentano particolari difficoltà che richiedono ulteriori approfondimenti e studi.

ALLEGATO 1

Impianto 1

Temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 30°C

1				2					
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]
32,16	-3	432,48	1,86	74,27	59,81	64,72	465,69	473,99	1,89

3				4			
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
74,27	30,00	293,47	1,31	32,16	-3,00	293,47	1,86

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{cond} [kJ/kg]	Δh_{compr} [kJ/kg]	COP	EER
139,02	180,52	41,50	4,35	3,35

Temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 40°C

1				2					
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]
32,16	-3,00	432,48	1,86	102,52	86,73	93,83	480,33	492,29	1,89

3				4			
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
102,52	40,00	309,63	1,34	32,16	-3,00	309,63	1,86

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{cond} [kJ/kg]	Δh_{compr} [kJ/kg]	COP	EER
122,86	182,66	59,81	3,05	2,05

Temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 50°C

1				2					
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]
32,16	-3,00	432,48	1,86	130,77	107,78	116,72	492,30	507,25	1,90

3				4			
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
130,77	50,00	325,37	1,38	32,16	-3,00	325,37	1,86
Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{cond} [kJ/kg]	Δh_{compr} [kJ/kg]	COP	EER			
107,12	181,89	74,77	2,43	1,43			

Impianto 2

Temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 30°C

1				2					
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]
32,16	27	473,77	2,01	74,27	94,04	102,24	516,43	527,10	2,04

3				4			
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
74,27	30,00	293,47	1,31	32,16	-3,00	252,19	1,86

5				6			
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
74,27	21,14	252,19	1,17	32,16	-3,00	432,48	0,97

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{cond} [kJ/kg]	Δh_{compr} [kJ/kg]	COP	EER
180,30	233,63	53,33	4,38	3,38

Temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 40°C

1				2					
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]
32,16	38	486,28	2,05	102,52	135,16	147,84	551,61	567,94	2,09

3				4			
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
102,52	40,00	309,63	1,34	32,16	-3,00	255,83	1,86

5				6			
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
102,52	25,02	255,83	1,17	32,16	-3,00	432,48	0,97

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{cond} [kJ/kg]	Δh_{compr} [kJ/kg]	COP	EER
176,65	258,32	81,67	3,16	2,16

Temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 50°C

1				2					
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]
32,16	49	498,79	2,09	130,77	171,43	188,25	585,04	606,60	2,14

3				4			
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
130,77	50,00	325,37	1,38	32,16	-3,00	259,06	1,86

5				6			
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
130,77	28,37	259,06	1,17	32,16	-3,00	432,48	0,97

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{cond} [kJ/kg]	Δh_{compr} [kJ/kg]	COP	EER
173,42	281,23	107,81	2,61	1,61

Impianto 3

Temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 30°C

1				2					
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]
32,16	-3,00	432,48	1,86	74,27	59,81	64,72	465,69	473,99	1,89

3				4				
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	hid[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
74,27	30,00	293,47	1,31	32,16	-3,00	285,64	282,28	1,86

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{cond} [kJ/kg]	Δh_{compr} [kJ/kg]	COP	EER
146,85	180,52	41,50	4,35	3,54

Temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 40°C

1				2					
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]
32,16	-3,00	432,48	1,86	102,52	86,73	93,83	480,33	492,29	1,89

3				4				
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	hid[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
102,52	40,00	309,63	1,34	32,16	-3,00	297,73	292,63	1,86

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{cond} [kJ/kg]	Δh_{comp} [kJ/kg]	COP	EER
134,76	182,66	59,81	3,05	2,25

Temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 50°C

1				2					
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]
32,16	-3,00	432,48	1,86	130,77	107,78	116,72	492,30	507,25	1,90

3				4				
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	hid[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
130,77	50,00	325,37	1,38	32,16	-3,00	309,19	302,26	1,86

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{cond} [kJ/kg]	Δh_{comp} [kJ/kg]	COP	EER
123,29	181,89	74,77	2,43	1,65

Impianto 4

Temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 30°C

1				2					
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]
32,16	26,832	473,77	2,01	74,27	94,04	102,24	516,43	527,10	2,04

3				4				
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	hid[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
74,27	30,00	293,47	1,31	32,16	-3,00	247,17	245,03	1,86

5				6			
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
74,27	21,14	252,19	1,17	32,16	-3,00	432,48	0,97

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{cond} [kJ/kg]	Δh_{comp} [kJ/kg]	COP	EER
185,31	233,63	53,33	4,38	3,47

Temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 40°C

1				2					
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]
32,16	37,51	486,28	2,05	102,52	135,16	147,84	551,61	567,94	2,09

3				4				
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	hid[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
102,52	40,00	309,63	1,34	32,16	-3,00	248,38	245,19	1,86

5				6			
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
102,52	25,02	255,83	1,17	32,16	-3,00	432,48	0,97

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{cond} [kJ/kg]	Δh_{compr} [kJ/kg]	COP	EER
184,10	258,32	81,67	3,163	2,25

Temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 50°C

1				2					
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]
32,16	48,643	498,79	2,09	130,77	171,43	188,25	585,04	606,60	2,14

3				4				
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	hid[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
130,77	50,00	325,37	1,38	32,16	-3,00	249,24	245,03	1,86

5				6			
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
130,77	28,37	259,06	1,17	32,16	-3,00	432,48	0,97

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{cond} [kJ/kg]	Δh_{compr} [kJ/kg]	COP	EER
183,25	281,23	107,81	2,61	1,70

Impianto 5

Temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 30°C

1				2					
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]
32,16	26,832	473,77	2,01	74,27	94,04	102,24	516,43	527,10	2,04

3				4				
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	hid[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
74,27	30,00	293,47	1,31	32,16	-3,00	247,17	245,03	1,86

5				6			
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
74,27	21,14	252,19	1,17	32,16	-3,00	432,48	0,97

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{cond} [kJ/kg]	Δh_{compr} [kJ/kg]	Δh_{esp} [kJ/kg]	COP	EER
185,31	233,63	53,33	5,01	4,83	3,83

Temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 40°C

1				2					
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]
32,16	37,513	486,28	2,05	102,52	135,16	147,84	551,61	567,94	2,09

3				4				
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	hid[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
102,52	40,00	309,63	1,34	32,16	-3,00	248,38	245,19	1,86

5				6			
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
102,52	25,02	255,83	1,17	32,16	-3,00	432,48	0,97

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{cond} [kJ/kg]	Δh_{compr} [kJ/kg]	Δh_{esp} [kJ/kg]	COP	EER
184,10	258,32	81,67	7,45	3,48	2,48

Temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 50°C

1				2					
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]
32,16	48,64	498,79	2,09	130,77	171,43	188,25	585,04	606,60	2,14

3				4				
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	hid[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
130,77	50,00	325,37	1,38	32,16	-3,00	249,24	245,03	1,86

5				6			
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
130,77	28,37	259,06	1,17	32,16	-3,00	432,48	0,97

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{cond} [kJ/kg]	Δh_{compr} [kJ/kg]	Δh_{esp} [kJ/kg]	COP	EER
183,25	281,23	107,81	9,83	2,87	1,87

Impianto 6

Temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 30°C

1				2					
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]
32,16	-3,00	432,48	1,86	74,27	59,81	64,72	465,69	473,99	1,89

3				4				
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	hid[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
74,27	30,00	293,47	1,31	32,16	-3,00	285,64	282,28	1,86

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{cond} [kJ/kg]	Δh_{compr} [kJ/kg]	Δh_{esp} [kJ/kg]	COP	EER
146,85	180,52	41,50	7,83	5,36	4,36

Temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 40°C

1				2					
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]
32,16	-3,00	432,48	1,86	102,52	86,73	93,83	480,33	492,29	1,89

3				4				
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	hid[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
102,52	40,00	309,63	1,34	32,16	-3,00	297,73	292,63	1,86

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{cond} [kJ/kg]	Δh_{compr} [kJ/kg]	Δh_{esp} [kJ/kg]	COP	EER
134,76	182,66	59,81	11,90	3,81	2,81

Temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 50°C

1				2					
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]
32,16	-3,00	432,48	1,86	130,77	107,78	116,72	492,30	507,25	1,90

3				4				
P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	s[kJ/kgK]	P[bar]	T[°C]	h[kJ/kg]	hid[kJ/kg]	s[kJ/kgK]
130,77	50,00	325,37	1,38	32,16	-3,00	309,19	302,26	1,86

Δh_{evap} [kJ/kg]	Δh_{cond} [kJ/kg]	Δh_{compr} [kJ/kg]	Δh_{esp} [kJ/kg]	COP	EER
123,29	181,89	74,77	16,17	3,10	2,10

ALLEGATO 2

Sistema ad R134a

Riscaldamento dell'acqua pari a 40°C

Tcond[°C]	Tinacq[°C]	Toutacq[°C]	1				2				3				4				Δhevap[kJ/kg]	Δhcond[kJ/kg]	Δhcompr[kJ/kg]	COP		
			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]	s[kJ/kgK]
73	30	70	2,62	2	401,24	1,744	22,62	85,19	100,36	447,25	466,968	1,798	22,62	68	300,53	1,321	2,62	-3	300,53	0,985	100,70	166,42	65,72	2,53
74	31	71	2,62	2	401,24	1,744	23,12	86,29	101,51	447,70	467,617	1,799	23,12	69	302,23	1,326	2,62	-3	302,23	0,985	99,01	165,38	66,37	2,49
75	32	72	2,62	2	401,24	1,744	23,64	87,40	102,65	448,15	468,260	1,799	23,64	70	303,93	1,331	2,62	-3	303,93	0,985	97,31	164,32	67,01	2,45
76	33	73	2,62	2	401,24	1,744	24,16	88,50	103,79	448,60	468,898	1,799	24,16	71	305,64	1,336	2,62	-3	305,64	0,985	95,60	163,25	67,65	2,41
77	34	74	2,62	2	401,24	1,744	24,69	89,61	104,93	449,04	469,532	1,800	24,69	72	307,36	1,341	2,62	-3	307,36	0,985	93,87	162,16	68,28	2,37
78	35	75	2,62	2	401,24	1,744	25,22	90,72	106,06	449,48	470,161	1,800	25,22	73	309,10	1,345	2,62	-3	309,10	0,985	92,14	161,05	68,91	2,33
79	36	76	2,62	2	401,24	1,744	25,77	91,83	107,20	449,92	470,785	1,800	25,77	74	310,85	1,350	2,62	-3	310,85	0,985	90,39	159,93	69,53	2,29
80	37	77	2,62	2	401,24	1,744	26,33	92,95	108,34	450,35	471,405	1,801	26,33	75	312,61	1,355	2,62	-3	312,61	0,985	88,63	158,79	70,15	2,26
81	38	78	2,62	2	401,24	1,744	26,89	94,06	109,47	450,78	472,020	1,801	26,89	76	314,38	1,360	2,62	-3	314,38	0,985	86,86	157,63	70,77	2,22
82	39	79	2,62	2	401,24	1,744	27,47	95,18	110,61	451,21	472,630	1,801	27,47	77	316,16	1,365	2,62	-3	316,16	0,985	85,07	156,46	71,38	2,19
83	40	80	2,62	2	401,24	1,744	28,05	96,30	111,74	451,63	473,236	1,802	28,05	78	317,96	1,370	2,62	-3	317,96	0,985	83,27	155,26	71,99	2,15
84	41	81	2,62	2	401,24	1,744	28,65	97,43	112,88	452,06	473,838	1,802	28,65	79	319,78	1,375	2,62	-3	319,78	0,985	81,46	154,05	72,59	2,12
85	42	82	2,62	2	401,24	1,744	29,25	98,56	114,01	452,47	474,435	1,802	29,25	80	321,60	1,380	2,62	-3	321,60	0,985	79,63	152,82	73,18	2,08
86	43	83	2,62	2	401,24	1,744	29,87	99,69	115,14	452,89	475,029	1,803	29,87	81	323,45	1,385	2,62	-3	323,45	0,985	77,79	151,57	73,78	2,05
87	44	84	2,62	2	401,24	1,744	30,49	100,82	116,28	453,30	475,617	1,803	30,49	82	325,30	1,390	2,62	-3	325,30	0,985	75,93	150,30	74,37	2,02
88	45	85	2,62	2	401,24	1,744	31,13	101,96	117,41	453,71	476,202	1,803	31,13	83	327,18	1,395	2,62	-3	327,18	0,985	74,06	149,01	74,95	1,98

Tabella 5.10-Valutazione ciclo operante a R134a per un riscaldamento dell'acqua di 40°C

Riscaldamento dell'acqua pari a 30°C

			1				2				3				4									
Tcond[°C]	Tinacq[°C]	Toutacq[°C]	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]	s[kJ/kgK]	Δhevap[kJ/kg]	Δhcond[kJ/kg]	Δhcompr[kJ/kg]	COP
63	30	60	2,62	2	401,24	1,744	18,04	74,31	88,85	442,52	460,21	1,794	18,04	58	284,12	1,274	2,62	-3	284,12	0,985	117,12	176,08	58,96	2,98
64	31	61	2,62	2	401,24	1,744	18,46	75,39	90,01	443,01	460,90	1,795	18,46	59	285,72	1,279	2,62	-3	285,72	0,985	115,51	175,17	59,66	2,93
65	32	62	2,62	2	401,24	1,744	18,89	76,47	91,17	443,49	461,60	1,795	18,89	60	287,34	1,283	2,62	-3	287,34	0,985	113,90	174,26	60,35	2,88
66	33	63	2,62	2	401,24	1,744	19,33	77,55	92,32	443,97	462,29	1,796	19,33	61	288,96	1,288	2,62	-3	288,96	0,985	112,28	173,33	61,04	2,83
67	34	64	2,62	2	401,24	1,744	19,78	78,64	93,48	444,45	462,97	1,796	19,78	62	290,58	1,293	2,62	-3	290,58	0,985	110,65	172,38	61,72	2,79
68	35	65	2,62	2	401,24	1,744	20,23	79,73	94,63	444,93	463,65	1,796	20,23	63	292,22	1,297	2,62	-3	292,22	0,985	109,02	171,42	62,40	2,74
69	36	66	2,62	2	401,24	1,744	20,69	80,82	95,78	445,40	464,32	1,797	20,69	64	293,86	1,302	2,62	-3	293,86	0,985	107,37	170,45	63,08	2,70
70	37	67	2,62	2	401,24	1,744	21,16	81,91	96,93	445,87	464,99	1,797	21,16	65	295,52	1,307	2,62	-3	295,52	0,985	105,72	169,47	63,74	2,65
71	38	68	2,62	2	401,24	1,744	21,64	83,00	98,08	446,33	465,65	1,798	21,64	66	297,18	1,312	2,62	-3	297,18	0,985	104,06	168,47	64,41	2,61
72	39	69	2,62	2	401,24	1,744	22,13	84,10	99,22	446,79	466,31	1,798	22,13	67	298,85	1,317	2,62	-3	298,85	0,985	102,38	167,45	65,06	2,57
73	40	70	2,62	2	401,24	1,744	22,62	85,19	100,36	447,25	466,96	1,798	22,62	68	300,53	1,321	2,62	-3	300,53	0,985	100,70	166,42	65,72	2,53
74	41	71	2,62	2	401,24	1,744	23,12	86,29	101,51	447,70	467,61	1,799	23,12	69	302,23	1,326	2,62	-3	302,23	0,985	99,01	165,38	66,37	2,49
75	42	72	2,62	2	401,24	1,744	23,64	87,40	102,65	448,15	468,26	1,799	23,64	70	303,93	1,331	2,62	-3	303,93	0,985	97,31	164,32	67,01	2,45
76	43	73	2,62	2	401,24	1,744	24,16	88,50	103,79	448,60	468,89	1,799	24,16	71	305,64	1,336	2,62	-3	305,64	0,985	95,60	163,25	67,65	2,41
77	44	74	2,62	2	401,24	1,744	24,69	89,61	104,93	449,04	469,53	1,800	24,69	72	307,36	1,341	2,62	-3	307,36	0,985	93,87	162,16	68,28	2,37
78	45	75	2,62	2	401,24	1,744	25,22	90,72	106,06	449,48	470,16	1,800	25,22	73	309,10	1,345	2,62	-3	309,10	0,985	92,14	161,05	68,91	2,33

Tabella 5.11-Valutazione ciclo operante a R134a per un riscaldamento dell'acqua di 30°C

Riscaldamento dell'acqua pari a 20°C

			1				2				3				4									
Tcond[°C]	Tinacq[°C]	Toutacq[°C]	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]	s[kJ/kgK]	Δhevap[kJ/kg]	Δhcond[kJ/kg]	Δhcompr[kJ/kg]	COP
53	30	50	2,62	2	401,24	1,744	14,20	63,57	77,10	437,42	452,92	1,790	14,20	48	268,47	1,227	2,62	-3	268,47	0,985	132,77	184,45	51,67	3,56
54	31	51	2,62	2	401,24	1,744	14,55	64,64	78,29	437,94	453,67	1,790	14,55	49	270,00	1,232	2,62	-3	270,00	0,985	131,23	183,67	52,43	3,50
55	32	52	2,62	2	401,24	1,744	14,91	65,71	79,47	438,47	454,42	1,791	14,91	50	271,55	1,236	2,62	-3	271,55	0,985	129,69	182,87	53,17	3,43
56	33	53	2,62	2	401,24	1,744	15,28	66,78	80,65	438,99	455,16	1,791	15,28	51	273,09	1,241	2,62	-3	273,09	0,985	128,14	182,06	53,92	3,37
57	34	54	2,62	2	401,24	1,744	15,65	67,85	81,83	439,50	455,90	1,792	15,65	52	274,65	1,246	2,62	-3	274,65	0,985	126,59	181,25	54,65	3,31
58	35	55	2,62	2	401,24	1,744	16,03	68,92	83,01	440,01	456,63	1,792	16,03	53	276,21	1,250	2,62	-3	276,21	0,985	125,03	180,42	55,38	3,25
59	36	56	2,62	2	401,24	1,744	16,42	70,00	84,18	440,52	457,36	1,793	16,42	54	277,78	1,255	2,62	-3	277,78	0,985	123,46	179,57	56,11	3,20
60	37	57	2,62	2	401,24	1,744	16,81	71,07	85,35	441,03	458,08	1,793	16,81	55	279,35	1,260	2,62	-3	279,35	0,985	121,88	178,72	56,83	3,14
61	38	58	2,62	2	401,24	1,744	17,21	72,15	86,52	441,53	458,79	1,793	17,21	56	280,94	1,264	2,62	-3	280,94	0,985	120,30	177,85	57,55	3,09
62	39	59	2,62	2	401,24	1,744	17,62	73,23	87,69	442,02	459,50	1,794	17,62	57	282,52	1,269	2,62	-3	282,52	0,985	118,71	176,97	58,26	3,03
63	40	60	2,62	2	401,24	1,744	18,04	74,31	88,85	442,52	460,21	1,794	18,04	58	284,12	1,274	2,62	-3	284,12	0,985	117,12	176,08	58,96	2,98
64	41	61	2,62	2	401,24	1,744	18,46	75,39	90,01	443,01	460,90	1,795	18,46	59	285,72	1,279	2,62	-3	285,72	0,985	115,51	175,17	59,66	2,93
65	42	62	2,62	2	401,24	1,744	18,89	76,47	91,17	443,49	461,60	1,795	18,89	60	287,34	1,283	2,62	-3	287,34	0,985	113,90	174,26	60,35	2,88
66	43	63	2,62	2	401,24	1,744	19,33	77,55	92,32	443,97	462,29	1,796	19,33	61	288,96	1,288	2,62	-3	288,96	0,985	112,28	173,33	61,04	2,83
67	44	64	2,62	2	401,24	1,744	19,78	78,64	93,48	444,45	462,97	1,796	19,78	62	290,58	1,293	2,62	-3	290,58	0,985	110,65	172,38	61,72	2,79
68	45	65	2,62	2	401,24	1,744	20,23	79,73	94,63	444,93	463,65	1,796	20,23	63	292,22	1,297	2,62	-3	292,22	0,985	109,02	171,42	62,40	2,74

Tabella 5.12-Valutazione ciclo operante a R134a per un riscaldamento dell'acqua di 20°C

Riscaldamento dell'acqua pari a 10°C

			1				2				3				4									
Tcond[°C]	Tinacq[°C]	Toutacq[°C]	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]	s[kJ/kgK]	Δhevap[kJ/kg]	Δhcond[kJ/kg]	Δhcompr[kJ/kg]	COP
43	30	40	2,62	2	401,24	1,744	11,00	52,90	65,01	431,93	445,08	1,784	11,00	38	253,41	1,180	2,62	-3	253,41	0,985	147,83	191,67	43,83	4,37
44	31	41	2,62	2	401,24	1,744	11,30	53,96	66,24	432,49	445,89	1,785	11,30	39	254,89	1,185	2,62	-3	254,89	0,985	146,35	190,99	44,64	4,27
45	32	42	2,62	2	401,24	1,744	11,59	55,03	67,46	433,06	446,69	1,785	11,59	40	256,38	1,189	2,62	-3	256,38	0,985	144,86	190,31	45,45	4,18
46	33	43	2,62	2	401,24	1,744	11,90	56,10	68,68	433,62	447,49	1,786	11,90	41	257,87	1,194	2,62	-3	257,87	0,985	143,37	189,62	46,25	4,09
47	34	44	2,62	2	401,24	1,744	12,21	57,16	69,89	434,17	448,28	1,786	12,21	42	259,37	1,199	2,62	-3	259,37	0,985	141,87	188,91	47,04	4,01
48	35	45	2,62	2	401,24	1,744	12,52	58,23	71,10	434,72	449,07	1,787	12,52	43	260,87	1,204	2,62	-3	260,87	0,985	140,37	188,20	47,82	3,93
49	36	46	2,62	2	401,24	1,744	12,85	59,30	72,31	435,27	449,85	1,787	12,85	44	262,38	1,208	2,62	-3	262,38	0,985	138,86	187,47	48,61	3,85
50	37	47	2,62	2	401,24	1,744	13,17	60,36	73,51	435,81	450,63	1,788	13,17	45	263,89	1,213	2,62	-3	263,89	0,985	137,34	186,73	49,38	3,78
51	38	48	2,62	2	401,24	1,744	13,51	61,43	74,71	436,35	451,40	1,789	13,51	46	265,41	1,218	2,62	-3	265,41	0,985	135,83	185,98	50,15	3,70
52	39	49	2,62	2	401,24	1,744	13,85	62,50	75,91	436,89	452,16	1,789	13,85	47	266,94	1,222	2,62	-3	266,94	0,985	134,30	185,22	50,92	3,63
53	40	50	2,62	2	401,24	1,744	14,20	63,57	77,10	437,42	452,92	1,790	14,20	48	268,47	1,227	2,62	-3	268,47	0,985	132,77	184,45	51,67	3,56
54	41	51	2,62	2	401,24	1,744	14,55	64,64	78,29	437,94	453,67	1,790	14,55	49	270,00	1,232	2,62	-3	270,00	0,985	131,23	183,67	52,43	3,50
55	42	52	2,62	2	401,24	1,744	14,91	65,71	79,47	438,47	454,42	1,791	14,91	50	271,55	1,236	2,62	-3	271,55	0,985	129,69	182,87	53,17	3,43
56	43	53	2,62	2	401,24	1,744	15,28	66,78	80,65	438,99	455,16	1,791	15,28	51	273,09	1,241	2,62	-3	273,09	0,985	128,14	182,06	53,92	3,37
57	44	54	2,62	2	401,24	1,744	15,65	67,85	81,83	439,50	455,90	1,792	15,65	52	274,65	1,246	2,62	-3	274,65	0,985	126,59	181,25	54,65	3,31
58	45	55	2,62	2	401,24	1,744	16,03	68,92	83,01	440,01	456,63	1,792	16,03	53	276,21	1,250	2,62	-3	276,21	0,985	125,03	180,42	55,38	3,25

Tabella 5.13-Valutazione ciclo operante a R134a per un riscaldamento dell'acqua di 10°C

Sistema ad R744

Riscaldamento dell'acqua pari a 40°C

Tinacq[°C]	Toutacq[°C]	1					2					3				4				Δhev[kJ/kg]	Δhgc[kJ/kg]	Δhcom[kJ/kg]	COP
		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]				
30	70	32,16	2	440,65	1,891	80,96	73	83,86	479,77	496,53	1,939	80,95	30	283,03	1,268	32,16	-3	283,03	0,974	157,62	213,49	55,87	3,82
31	71	32,16	2	440,65	1,891	81,93	74	85,01	480,33	497,33	1,939	81,92	31	287,15	1,281	32,16	-3	287,15	0,974	153,50	210,17	56,67	3,70
32	72	32,16	2	440,65	1,891	82,91	75	86,17	480,89	498,13	1,940	82,90	32	291,51	1,295	32,16	-3	291,51	0,974	149,14	206,62	57,47	3,59
33	73	32,16	2	440,65	1,891	83,90	76	87,32	481,45	498,93	1,941	83,89	33	296,14	1,309	32,16	-3	296,14	0,974	144,51	202,79	58,27	3,479
34	74	32,16	2	440,65	1,891	84,90	77	88,47	482,01	499,74	1,941	84,89	34	301,10	1,325	32,16	-3	301,10	0,974	139,55	198,63	59,08	3,36
35	75	32,16	2	440,65	1,891	85,91	78	89,62	482,57	500,54	1,942	85,90	35	306,43	1,342	32,16	-3	306,43	0,974	134,22	194,11	59,88	3,24
36	76	32,16	2	440,65	1,891	86,92	79	90,78	483,14	501,35	1,942	86,92	36	312,14	1,360	32,16	-3	312,14	0,974	128,51	189,20	60,69	3,11
37	77	32,16	2	440,65	1,891	87,95	80	91,93	483,70	502,15	1,943	87,95	37	318,22	1,379	32,16	-3	318,22	0,974	122,43	183,93	61,49	2,99
38	78	32,16	2	440,65	1,891	88,99	81	93,08	484,27	502,96	1,943	88,99	38	324,60	1,399	32,16	-3	324,60	0,974	116,05	178,36	62,30	2,86
39	79	32,16	2	440,65	1,891	90,04	82	94,24	484,83	503,77	1,944	90,04	39	331,12	1,419	32,16	-3	331,12	1,861	109,53	172,65	63,11	2,73
40	80	32,16	2	440,65	1,891	91,11	83	95,39	485,40	504,58	1,944	91,10	40	337,49	1,439	32,16	-3	337,49	1,861	103,16	167,08	63,92	2,61
41	81	32,16	2	440,65	1,891	92,18	84	96,55	485,97	505,39	1,945	92,17	41	343,43	1,457	32,16	-3	343,43	0,974	97,22	161,95	64,73	2,50
42	82	32,16	2	440,65	1,891	93,26	85	97,70	486,54	506,20	1,945	93,25	42	348,82	1,473	32,16	-3	348,82	0,974	91,83	157,38	65,54	2,40
43	83	32,16	2	440,65	1,891	94,35	86	98,86	487,11	507,01	1,946	94,35	43	353,64	1,488	32,16	-3	353,64	0,974	87,01	153,37	66,35	2,31
44	84	32,16	2	440,65	1,891	95,46	87	100,01	487,67	507,83	1,946	95,45	44	357,95	1,501	32,16	-3	357,95	0,974	82,70	149,87	67,17	2,23
45	85	32,16	2	440,65	1,891	96,57	88	101,17	488,25	508,64	1,947	96,57	45	361,81	1,512	32,16	-3	361,81	0,974	78,84	146,82	67,98	2,15

Tabella 5.14-Valutazione ciclo operante a R744 per un riscaldamento dell'acqua di 40°C

Riscaldamento dell'acqua pari a 30°C

		1					2					3				4							
Tinacq[°C]	Toutacq[°C]	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]	s[kJ/kgK]	Δhev[kJ/kg]	Δhgc[kJ/kg]	Δhcom[kJ/kg]	COP
30	60	32,16	2	440,65	1,891	71,78	63	72,34	474,19	488,56	1,933	71,78	30	374,24	1,573	32,16	-3	374,24	1,861	66,41	114,32	47,91	2,38
31	61	32,16	2	440,65	1,891	72,66	64	73,49	474,75	489,36	1,934	72,65	31	379,58	1,590	32,16	-3	379,58	1,861	61,07	109,77	48,70	2,25
32	62	32,16	2	440,65	1,891	73,54	65	74,64	475,30	490,15	1,935	73,54	32	383,23	1,601	32,16	-3	383,23	1,861	57,41	106,91	49,49	2,16
33	63	32,16	2	440,65	1,891	74,44	66	75,79	475,86	490,95	1,935	74,43	33	386,12	1,609	32,16	-3	386,12	1,861	54,52	104,82	50,29	2,08
34	64	32,16	2	440,65	1,891	75,34	67	76,95	476,41	491,74	1,936	75,34	34	388,57	1,616	32,16	-3	388,57	1,861	52,08	103,17	51,08	2,01
35	65	32,16	2	440,65	1,891	76,25	68	78,10	476,97	492,54	1,936	76,25	35	390,71	1,622	32,16	-3	390,71	1,861	49,94	101,82	51,88	1,96
36	66	32,16	2	440,65	1,891	77,18	69	79,25	477,53	493,33	1,937	77,17	36	392,64	1,628	32,16	-3	392,64	1,861	48,01	100,69	52,67	1,91
37	67	32,16	2	440,65	1,891	78,11	70	80,40	478,09	494,13	1,937	78,10	37	394,40	1,632	32,16	-3	394,40	1,861	46,24	99,72	53,47	1,86
38	68	32,16	2	440,65	1,891	79,05	71	81,56	478,65	494,93	1,938	79,04	38	396,04	1,636	32,16	-3	396,04	1,861	44,61	98,88	54,27	1,82
39	69	32,16	2	440,65	1,891	80,00	72	82,71	479,21	495,73	1,938	79,99	39	397,58	1,640	32,16	-3	397,58	1,861	43,07	98,15	55,07	1,78
40	70	32,16	2	440,65	1,891	80,96	73	83,86	479,77	496,53	1,939	80,95	40	399,03	1,644	32,16	-3	399,03	1,861	41,62	97,50	55,87	1,74
41	71	32,16	2	440,65	1,891	81,93	74	85,01	480,33	497,33	1,939	81,92	41	400,41	1,647	32,16	-3	400,41	1,861	40,24	96,92	56,67	1,71
42	72	32,16	2	440,65	1,891	82,91	75	86,17	480,89	498,13	1,940	82,90	42	401,73	1,650	32,16	-3	401,73	1,861	38,92	96,40	57,47	1,67
43	73	32,16	2	440,65	1,891	83,90	76	87,32	481,45	498,93	1,941	83,89	43	402,99	1,653	32,16	-3	402,99	1,861	37,66	95,93	58,27	1,64
44	74	32,16	2	440,65	1,891	84,90	77	88,47	482,01	499,74	1,941	84,89	44	404,22	1,656	32,16	-3	404,22	1,861	36,43	95,51	59,08	1,61
45	75	32,16	2	440,65	1,891	85,91	78	89,62	482,57	500,54	1,942	85,90	45	405,40	1,659	32,16	-3	405,40	1,861	35,25	95,13	59,88	1,58

Tabella 5.15-Valutazione ciclo operante a R744 per un riscaldamento dell'acqua di 30°C

Riscaldamento dell'acqua pari a 20°C

Tinacq[°C]	Toutacq[°C]	1					2					3				4				Δhev[kJ/kg]	Δhgc[kJ/kg]	Δhcom[kJ/kg]	COP
		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]				
30	50	32,16	2	440,65	1,891	74,27	65,81	75,58	475,75	490,80	1,935	74,27	30	293,46	1,305	32,16	-3	293,46	1,861	147,19	197,33	50,14	3,93
31	51	32,16	2	440,65	1,891	77,10	68,91	79,15	477,48	493,26	1,937	77,09	31	295,00	1,309	32,16	-3	295,00	1,861	145,65	198,25	52,60	3,76
32	52	32,16	2	440,65	1,891	79,92	71,91	82,61	479,16	495,66	1,938	79,92	32	296,59	1,313	32,16	-3	296,59	1,861	144,06	199,07	55,00	3,61
33	53	32,16	2	440,65	1,891	82,75	74,83	85,97	480,79	498,00	1,940	82,74	33	298,20	1,317	32,16	-3	298,20	1,861	142,45	199,79	57,34	3,48
34	54	32,16	2	440,65	1,891	85,57	77,66	89,24	482,39	500,27	1,941	85,57	34	299,83	1,320	32,16	-3	299,83	1,861	140,82	200,44	59,61	3,36
35	55	32,16	2	440,65	1,891	88,40	80,42	92,42	483,94	502,5	1,943	88,39	35	301,47	1,324	32,16	-3	301,47	1,861	139,18	201,02	61,84	3,25
36	56	32,16	2	440,65	1,891	91,22	83,10	95,52	485,46	504,66	1,944	91,22	36	303,10	1,328	32,16	-3	303,10	1,861	137,55	201,56	64,01	3,14
37	57	32,16	2	440,65	1,891	94,05	85,71	98,53	486,95	506,78	1,946	94,04	37	304,74	1,332	32,16	-3	304,74	1,861	135,91	202,04	66,13	3,05
38	58	32,16	2	440,65	1,891	96,87	88,26	101,47	488,40	508,86	1,947	96,87	38	306,37	1,336	32,16	-3	306,37	1,861	134,27	202,48	68,20	2,96
39	59	32,16	2	440,65	1,891	99,70	90,74	104,34	489,82	510,89	1,948	99,69	39	308,00	1,340	32,16	-3	308,00	1,861	132,65	202,88	70,23	2,88
40	60	32,16	2	440,65	1,891	102,52	93,16	107,14	491,21	512,88	1,949	102,52	40	309,62	1,344	32,16	-3	309,62	1,861	131,03	203,25	72,22	2,81
41	61	32,16	2	440,65	1,891	105,35	95,53	109,88	492,58	514,83	1,950	105,34	41	311,23	1,347	32,16	-3	311,23	1,861	129,42	203,59	74,17	2,74
42	62	32,16	2	440,65	1,891	108,17	97,84	112,56	493,91	516,74	1,952	108,17	42	312,84	1,351	32,16	-3	312,84	1,861	127,81	203,90	76,08	2,67
43	63	32,16	2	440,65	1,891	111,00	100,10	115,17	495,23	518,62	1,953	110,99	43	314,43	1,355	32,16	-3	314,43	1,861	126,22	204,18	77,96	2,61
44	64	32,16	2	440,65	1,891	113,82	102,30	117,73	496,52	520,46	1,954	113,82	44	316,01	1,358	32,16	-3	316,01	1,861	124,63	204,44	79,80	2,56
45	65	32,16	2	440,65	1,891	116,65	104,46	120,24	497,78	522,27	1,955	116,64	45	317,59	1,362	32,16	-3	317,59	1,861	123,06	204,67	81,61	2,50

Tabella 5.16-Valutazione ciclo operante a R744 per un riscaldamento dell'acqua di 20°C

Riscaldamento dell'acqua pari a 10°C

Tinacq[°C]	Toutacq[°C]	1				2						3				4				Δhev[kJ/kg]	Δhgc[kJ/kg]	Δhcom[kJ/kg]	COP
		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]	s[kJ/kgK]				
30	40	32,16	2	440,65	1,891	74,27	65,81	75,58	475,75	490,80	1,935	74,27	30	293,46	1,305	32,16	-3	293,46	1,861	147,19	197,33	50,14	3,93
31	41	32,16	2	440,65	1,891	77,10	68,91	79,15	477,48	493,26	1,937	77,10	31	295,00	1,309	32,16	-3	295,00	1,861	145,65	198,25	52,60	3,76
32	42	32,16	2	440,65	1,891	79,92	71,91	82,61	479,16	495,66	1,938	79,92	32	296,59	1,313	32,16	-3	296,59	1,861	144,06	199,07	55,00	3,61
33	43	32,16	2	440,65	1,891	82,75	74,83	85,97	480,79	498,00	1,940	82,75	33	298,20	1,317	32,16	-3	298,20	1,861	142,45	199,79	57,34	3,48
34	44	32,16	2	440,65	1,891	85,57	77,66	89,24	482,39	500,27	1,941	85,57	34	299,83	1,320	32,16	-3	299,83	1,861	140,82	200,44	59,61	3,36
35	45	32,16	2	440,65	1,891	88,40	80,42	92,42	483,94	502,5	1,943	88,40	35	301,47	1,324	32,16	-3	301,47	1,861	139,18	201,02	61,84	3,25
36	46	32,16	2	440,65	1,891	91,22	83,10	95,52	485,46	504,66	1,944	91,22	36	303,10	1,328	32,16	-3	303,10	1,861	137,55	201,56	64,01	3,14
37	47	32,16	2	440,65	1,891	94,05	85,71	98,53	486,95	506,78	1,946	94,05	37	304,74	1,332	32,16	-3	304,74	1,861	135,91	202,04	66,13	3,05
38	48	32,16	2	440,65	1,891	96,87	88,26	101,47	488,40	508,86	1,947	96,87	38	306,37	1,336	32,16	-3	306,37	1,861	134,27	202,48	68,20	2,96
39	49	32,16	2	440,65	1,891	99,70	90,74	104,34	489,82	510,89	1,948	99,70	39	308,00	1,340	32,16	-3	308,00	1,861	132,65	202,88	70,23	2,88
40	50	32,16	2	440,65	1,891	102,52	93,16	107,14	491,21	512,88	1,949	102,52	40	309,62	1,344	32,16	-3	309,62	1,861	131,03	203,25	72,22	2,81
41	51	32,16	2	440,65	1,891	105,35	95,53	109,88	492,58	514,83	1,950	105,35	41	311,23	1,347	32,16	-3	311,23	1,861	129,42	203,59	74,17	2,74
42	52	32,16	2	440,65	1,891	108,17	97,84	112,56	493,91	516,74	1,952	108,17	42	312,84	1,351	32,16	-3	312,84	1,861	127,81	203,90	76,08	2,67
43	53	32,16	2	440,65	1,891	111,00	100,10	115,17	495,23	518,62	1,953	111,00	43	314,43	1,355	32,16	-3	314,43	1,861	126,22	204,18	77,96	2,61
44	54	32,16	2	440,65	1,891	113,82	102,30	117,73	496,52	520,46	1,954	113,82	44	316,01	1,358	32,16	-3	316,01	1,861	124,63	204,44	79,80	2,56
45	55	32,16	2	440,65	1,891	116,65	104,46	120,24	497,78	522,27	1,955	116,65	45	317,59	1,362	32,16	-3	317,59	1,861	123,06	204,67	81,61	2,50

Tabella 5.17-Valutazione ciclo operante a R744 per un riscaldamento dell'acqua di 10°C

CAPITOLO 6

VALUTAZIONE ECONOMICA DELLE POMPE DI CALORE OPERANTI AD ANIDRIDE CARBONICA

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.

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.

2.1.1. I 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).

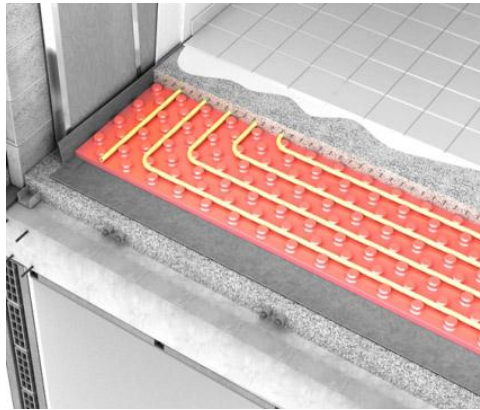


Fig.6.1-Pavimento radiante

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.



Fig.6.2-1 ventilconvettori

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.



Fig.6.3-1 radiatori

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.

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).

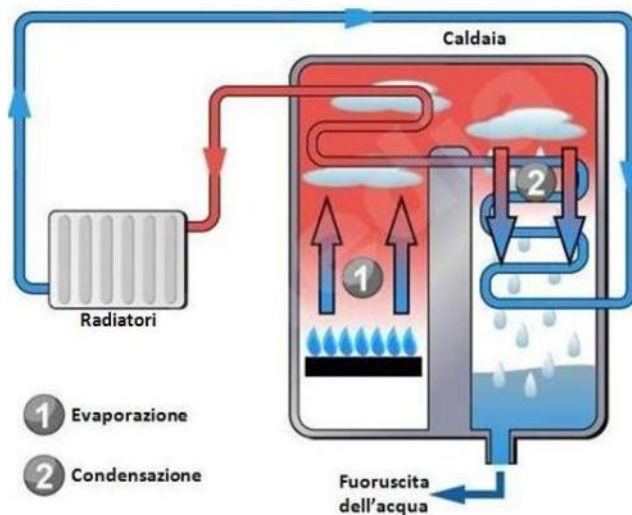


Fig.6.4-Caldaia a condensazione

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.

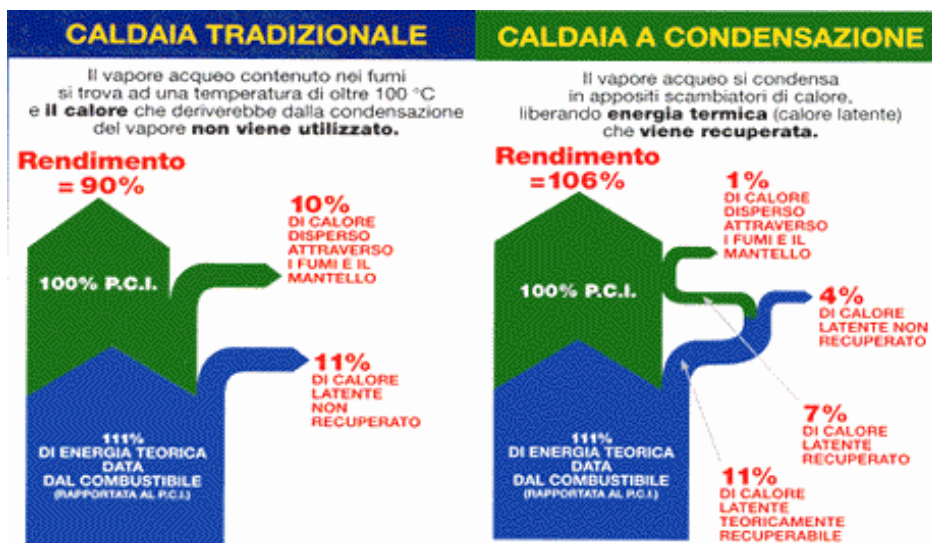


Fig.6.5-Rendimenti a confronto tra caldaia tradizionale e caldaia a condensazione

5. Determinazione dei profili giornalieri della temperatura dell'aria esterna: la normativa UNI/TS 11300-4:2012

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.

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:

$$p_{h,j}^B = p_{h,j+1}^A$$

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.

	Gennaio	Febbraio	Marzo	Aprile	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Ottobre	Novembre	Dicembre
Città	θ_{med}	θ_{med}	θ_{med}	θ_{med}	θ_{med}	θ_{med}	θ_{med}	θ_{med}	θ_{med}	θ_{med}	θ_{med}	θ_{med}
Agrigento	10,4	10,8	12,7	15,6	19,4	24,1	26,9	26,5	24	19,9	15,9	12,2
Alessandria	0	2,8	8,1	13,1	17,3	22	24,7	23,6	19,9	13,1	6,9	1,9
Ancona	6,3	7,1	9,9	13,4	17	21,8	24,4	24,1	21,3	16,5	12,1	7,8
Aosta	-0,3	2,6	6,7	11	14,7	18,7	20,5	19,4	15,9	10,3	4,8	0,8
Arezzo	5,1	5,9	9,2	12,6	16,4	20,9	24	23,4	20,3	15	10,2	6,1
Ascoli Piceno	5,5	6,6	9,5	13,3	17,2	21,7	24,4	24,3	21,1	15,8	10,9	7
Asti	-0,4	2,7	7,9	13	17	21,6	24,2	22,9	19,9	12,7	6,1	1,3
Avellino	5,5	6,5	8,8	12,4	16	20,3	23,1	22,6	19,6	14,8	10,4	6,8
Bari	8,6	9,2	11,1	14,2	18	22,3	24,7	24,5	22	17,9	14	10,2
Belluno	0,1	2,3	6,8	11,2	14,9	18,9	21,2	20,8	17,7	12,4	6,5	1,7
Benevento	6,8	7,7	10,3	13,7	17,5	22,1	24,8	24,3	21,4	16,5	12,1	8
Bergamo	3,1	4,9	8,9	13,3	17	21,3	23,7	23,2	19,9	14,2	8,6	4,5
Bologna	2,1	4,6	9,4	14,2	18,2	22,9	25,4	24,9	21,2	14,9	8,7	4
Bolzano	1,2	4,2	9	13,4	16,9	21	22,7	22	18,8	12,9	6,7	2,2
Brescia	1,5	4,2	9,3	13,5	17,7	22	24,4	23,7	19,9	14	7,8	3,5
Brindisi	9,3	9,6	11,4	14,2	18	22	24,5	24,5	22,1	18,3	14,4	10,9
Cagliari	10,3	10,8	12,8	15,1	18,4	22,9	25,5	25,5	23,3	19,4	15,5	11,7
Caltanissetta	7,2	7,8	9,9	13,1	17,3	22,5	25,7	25,2	22,1	17,3	12,8	8,9
Campobasso	3,7	4,8	7,3	11,1	14,8	19,6	22,5	22,2	18,9	13,5	9	5
Caserta	8,7	9,4	12	15,3	19,1	23,5	26,2	26,1	23	18,2	13,9	10,3
Catania	10,7	11,2	12,9	15,5	19,1	23,5	26,5	26,5	24,1	19,9	15,9	12,3
Catanzaro	8,3	8,7	10,4	13,4	17	21,7	24,4	24,8	22,3	17,9	13,7	10,1
Chieti	5,8	6,8	9,6	13,5	17,2	22	24,7	24,3	21,2	15,9	11,3	7,2
Como	2,9	5	8,8	12,7	16,7	21,1	23,6	23,1	19,6	13,7	8,4	4,4
Cosenza	8,1	8,8	11,3	14,4	18,1	23,1	26	25,8	22,7	17,8	13,4	9,4

Cremona	0,7	3,3	8,4	13,3	17,4	21,9	24,3	23,4	19,7	13,4	7,2	2,5
Crotone	9,5	9,8	11,5	14,7	18,4	22,9	26,2	26	23,5	19,3	15,1	11,2
Cuneo	1,1	2,9	6,9	11,3	14,8	19,4	21,9	21	17,7	11,7	6,2	2,5
Enna	4,5	5,1	7,1	10,7	14,9	20,6	23,9	23,2	19,9	14,5	9,8	6,4
Ferrara	1,4	3,3	7,8	12,8	17,3	21,6	23,9	23,5	20,1	14	8,2	3,2
Firenze	5,3	6,5	9,9	13,8	17,8	22,2	25	24,3	20,9	15,3	10,2	6,3
Foggia	6,4	7,3	10	13,8	17,9	23,2	26	25,5	22,1	16,9	12,2	7,9
Forlì	3	4,6	9	13,7	17,5	22,6	25,3	24,8	21,1	15,1	9,3	4,4
Frosinone	5,8	6,2	8	11	15,2	18,5	21,5	20,9	18,8	13,4	9,2	5
Genova	7,9	8,9	11,6	17,8	17,8	21,9	24,5	24,6	22,3	17,1	12,9	9,3
Gorizia	4,7	5,6	8,2	11,9	16,7	19,9	22	22,2	18,6	13,2	9,2	4,7
Grosseto	6,8	8,1	10,3	13,2	17,1	21,2	24,1	23,9	21,3	16,4	11,7	8,1
Imperia	8,6	9,4	11,6	14,7	17,9	21,7	24,5	24,1	21,8	17,4	12,7	9,5
Isernia	5,5	5,7	8,6	11,2	15,5	20,1	23,1	22,8	19,7	14,7	10,3	6,9
L'aquila	2	3,6	7,1	11,4	15	19,1	22	21,8	18,6	13,1	8,2	3,8
La Spezia	6,7	7,3	10,1	13,4	16,7	20,9	23,8	23,7	21,2	16,4	11,9	8,3
Latina	8,3	9	10,9	13,5	16,9	20,9	23,7	23,8	21,5	17,3	12,9	9,5
Lecce	9	9,3	11,4	14,7	18,9	23,4	26,1	25,9	23	18,5	14,3	10,7
Lecco	3,9	5,7	9,6	13,3	16	20,1	22,6	22,1	19,2	14,3	9,2	5,3
Livorno	7,5	8,2	11,1	13,9	17,3	21,8	24,4	24,1	21,5	17,1	12,7	9
Lodi	0,9	3,3	8,6	13,5	17,8	22,5	24,5	23,4	19,6	13,4	7,3	2,5
Lucca	6,1	7,2	10,1	13,3	17,1	21,2	23,8	23,6	20,9	15,8	10,9	7,3
Macerata	3,8	5,3	8,3	12,4	16,3	20,7	23,5	23,2	19,9	14,4	9,5	5,7
Mantova	1	3,3	8,4	13,3	17,4	22	24,3	23,6	20	14	8	2,9
Massa Carrara	6,8	7,4	10,3	13,2	16,9	21,2	23,7	23,3	20,6	15,9	11,3	7,9
Matera	7,7	8,4	10,5	14,2	10,5	23,6	26,7	26,2	22,9	18	13,3	9,3
Messina	11,7	12	13,2	15,7	19,2	23,5	26,4	26,5	24,2	20,3	16,6	13,3

Milano	1,7	4,2	9,2	14	17,9	22,5	25,1	24,1	20,4	14	7,9	3,1
Modena	1,4	3,5	8,6	13,3	17,2	21,8	24,3	23,8	20,1	14	8,1	3,1
Napoli	10,5	10,6	13,2	16	19,5	24,1	26,7	26,5	23,8	19,6	15,5	12,1
Novara	0,9	3,3	8,4	13,1	17,4	21,8	24,3	23,3	19,2	12,9	7,1	2,4
Nuoro	6,2	6,7	9,5	12,4	15,7	21,1	24,3	24,1	20,9	15,7	11,2	7,6
Oristano	9,6	10,2	12,3	14,5	17,4	21,4	23,5	24,1	22,6	18,7	14,4	10,8
Padova	1,9	4	8,4	13	17,1	21,3	23,6	23,1	19,7	13,8	8,2	3,6
Palermo	11,1	11,6	13,1	15,5	18,8	22,7	25,5	25,4	23,6	19,8	16	12,6
Parma	0,9	3,5	8,9	13,7	17,6	22,2	24,7	24	20,2	14,1	8	2,8
Pavia	0,5	3,2	8,4	12,9	17,1	21,3	23,5	22,7	19,3	13,3	7,1	2,3
Perugia	4	5	8,1	11,5	15,4	20,1	23,1	22,7	19,6	14,1	9,4	5,5
Pesaro	3,6	4,7	8,4	12,3	16,2	20,6	23,2	22,7	19,7	14,7	9,9	5,4
Pescara	7,2	8,4	10,9	14,2	18,5	20,7	25,4	25	22	17,4	12,5	8,7
Piacenza	0,1	2,4	7,7	12,2	16,3	20,7	23,2	22,3	18,9	12,8	6,9	2
Pisa	6,7	7,7	10,6	13,6	11,2	21,1	23,5	23,5	20,9	16,3	11,7	7,8
Pistoia	5,3	6,5	9,9	13,4	17,2	21,3	24,1	23,6	20,9	15,3	10,4	6,3
Pordenone	2,3	4,4	8,1	12,1	15,5	18,4	21,5	21,2	18,3	12,9	7,4	3,8
Potenza	3,6	4,3	6,8	10,6	14,7	19,1	21,9	21,9	18,9	13,7	9,3	5,2
Prato	5,6	6,9	10,4	14,3	18	22,3	25	24,7	21,6	16,1	10,9	6,8
Ragusa	8,6	9,2	11,2	14,1	18,5	23,6	26,6	26,4	23,2	18,4	14,3	10,1
Ravenna	1,9	3,4	8,1	12,4	16,4	20,9	23,4	22,9	19,7	14,3	8,9	3,8
Reggio Calabria	11,1	11,5	12,8	15,3	18,7	23	25,7	26,1	23,8	20	16,5	12,7
Reggio Emilia	1,1	3,2	8,2	12,7	16,9	21,2	23,8	22,9	19,6	13,3	7,2	2,8
Rieti	3,7	4,9	8,1	11,6	15,2	18,8	21,8	21,7	18,9	13,5	8,7	5,1
Rimini	3,1	4,9	8,5	12,4	16,5	20,8	23,4	22,7	19,9	15	9,6	5,3
Roma	7,6	8,7	11,4	14,7	18,5	22,9	25,7	25,3	22,4	17,4	12,6	8,9
Rovigo	1,3	3,6	8,5	13,4	17,6	22	24,5	23,8	20,1	14	8,1	3,1

Salerno	10,4	11,3	13,5	16,5	20,1	23,9	26,5	26,6	24,1	19,9	15,7	12,2
Siena	4,8	5,7	9,1	12,4	16,3	21	24	23,7	20,2	14,6	9,8	6
Sondrio	0,5	3,3	8,2	12,6	16	20	22,3	21,4	18,1	12,4	6,6	1,7
Siracusa	11,3	11,5	13,1	15,4	18,7	23	26,2	26,4	23,9	20,1	16,4	12,9
Sassari	8,7	9,1	11,3	14	16,8	21,4	24	24,5	22,1	17,5	13,5	9,9
Savona	6,6	8,5	11,4	14,6	18,1	22,2	24,9	24,6	21,9	16,9	11,5	8,2
Taranto	9,2	9,7	11,3	14,5	18,5	23	25,9	25,8	23	18,7	14,4	10,9
Teramo	5,1	5,9	9	12,8	16,8	21,4	24	23,6	20,4	15,1	10,4	6,6
Trento	1,5	4,5	9	13,7	17,2	21,2	23,5	22,7	19,5	13,6	7,4	2,9
Torino	0,4	3,2	8,2	12,7	16,7	21,1	23,3	22,6	18,8	12,6	6,8	2
Trapani	11	11,5	13,2	15,8	19,2	23	25,8	26,2	24	19,9	15,8	12,4
Terni	6,7	7,6	10,7	13,6	17,6	22,3	24,7	24,3	21,1	16,4	11,3	6,6
Trieste	4,9	6,2	9,4	13,5	17,7	21,9	24,2	24	20,7	15,5	10,6	6,9
Treviso	2,8	4,4	8,4	13,2	17,1	21,6	23,8	23,7	19,8	14	8,2	4,3
Udine	3,5	5	8,6	16,3	17,3	21,1	23,3	23,1	19,8	14,2	8,7	4,8
Urbino	3,6	4,7	8,4	12,3	16,2	20,6	23,2	22,7	19,7	14,7	9,9	5,4
Varese	1,2	1,9	6	10,4	14	17,7	20,5	19,6	16,4	11,2	5,3	1,9
Venezia	3,3	4,8	8,6	13,2	17,3	21,3	23,6	23,4	20,4	14,9	9,5	5
Verbania	2,9	4,6	8,5	12,6	16,6	20,8	23,3	22,6	19,3	13,5	8,1	4,2
Vercelli	0,2	2,9	7,7	12,5	17,2	21,7	23,8	22,8	18,7	12,7	6,5	1,8
Verona	2,4	4,9	9,3	13,7	17,4	21,7	23,8	23,6	20,2	14,7	8,5	4,3
Vicenza	2,4	4,2	8,5	12,9	17	21,3	23,6	23	19,6	13,9	8,5	4,1
Viterbo	5,7	6,6	9,4	12,7	16,9	21,8	24,8	24	20,7	15,9	11,3	7,5

Tabella 6.2-Valori medi mensili della temperatura giornaliera

	Gennaio	Febbraio	Marzo	Aprile	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Ottobre	Novembre	Dicembre
Città	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$
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	-0,40	-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	-0,30	-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	-0,40	-0,45	-0,49	-0,50	-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	-0,40	-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	0,30	0,29	0,28	0,26	0,20	0,13	0,02
12	0,19	0,22	0,31	0,39	0,41	0,39	0,39	0,40	0,39	0,35	0,30	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	0,50	0,54	0,55	0,58	0,58
15	0,61	0,58	0,55	0,53	0,50	0,49	0,49	0,51	0,54	0,56	0,60	0,61
16	0,59	0,57	0,54	0,50	0,48	0,47	0,48	0,50	0,50	0,53	0,56	0,57
17	0,50	0,50	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	0,00
21	-0,06	-0,02	0,00	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	-0,10	-0,11	-0,10	-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	-0,20	-0,19	-0,19	-0,18	-0,18	-0,16
24	-0,20	-0,18	-0,22	-0,25	-0,27	-0,28	-0,28	-0,27	-0,24	-0,23	-0,23	-0,20

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	-0,40	-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	-0,30	-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	-0,40	-0,45	-0,49	-0,50	-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	-0,40	-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	0,30	0,29	0,28	0,26	0,20	0,13	0,02	0,01
12	0,22	0,31	0,39	0,41	0,39	0,39	0,40	0,39	0,35	0,30	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	0,50	0,54	0,55	0,58	0,58	0,57
15	0,58	0,55	0,53	0,50	0,49	0,49	0,51	0,54	0,56	0,60	0,61	0,61
16	0,57	0,54	0,50	0,48	0,47	0,48	0,50	0,50	0,53	0,56	0,57	0,59
17	0,50	0,47	0,44	0,43	0,42	0,43	0,46	0,42	0,44	0,47	0,47	0,50
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	0,00	0,02
21	-0,02	0,00	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	-0,10	-0,11	-0,10	-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	-0,20	-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	-0,20	-0,20

Tabella 6.5-Coefficienti p_h per le regioni italiane della zona B

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.

6.1.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)

6.2.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 polinomiale⁹ in funzione della temperatura di bulbo umido dell'aria esterna (vedi tabella 8).

⁹ Tale equazione non viene riportata in quanto facente parte del segreto industriale di Ferroli s.p.a.

			Pompa di calore ARIA-ACQUA ad R410a							
Taria esterna			Potenza fornita	Potenza assorbita	COP	Energia fornibile	Energia fornita	Utilizzo pompa di calore	Numero di ore funzionamento pompa calore	Energia assorbita pompa calore
T b.s. [°C]	U.R. [%]	T b.u. [°C]	[kW]	[kW]	[-]	[kWh]	[kWh]	[%]	[-]	[kWh]
-20,0	90%	-20,1	5,8	4,1	1,41	0	0	0%	0	0
-19,0	90%	-19,2	6,1	4,1	1,48	0	0	0%	0	0
-18,0	90%	-18,2	6,4	4,1	1,56	0	0	0%	0	0
-17,0	90%	-17,2	6,8	4,2	1,63	0	0	0%	0	0
-16,0	90%	-16,2	7,1	4,2	1,70	0	0	0%	0	0
-15,0	90%	-15,2	7,5	4,2	1,77	0	0	0%	0	0
-14,0	90%	-14,2	7,8	4,2	1,85	0	0	0%	0	0
-13,0	90%	-13,2	8,1	4,2	1,92	0	0	0%	0	0
-12,0	90%	-12,3	8,5	4,3	1,99	0	0	0%	0	0
-11,0	90%	-11,3	8,8	4,3	2,06	0	0	0%	0	0
-10,0	90%	-10,3	9,2	4,3	2,13	0	0	0%	0	0
-9,0	90%	-9,3	9,5	4,3	2,21	0	0	0%	0	0
-8,0	90%	-8,3	9,8	4,3	2,27	0	0	0%	0	0
-7,0	90%	-7,4	10,2	4,3	2,34	0	0	0%	0	0
-6,0	90%	-6,4	10,5	4,4	2,40	0	0	0%	0	0
-5,0	90%	-5,4	10,7	4,4	2,45	0	0	0%	0	0
-4,0	90%	-4,4	11,0	4,4	2,50	0	0	0%	0	0
-3,0	90%	-3,5	11,2	4,4	2,55	0	0	0%	0	0
-2,0	90%	-2,5	11,5	4,4	2,60	0	0	0%	0	0
-1,0	90%	-1,5	11,7	4,4	2,65	0	0	0%	0	0

0,0	90%	-0,5	11,9	4,4	2,69	2963	2381	80%	199	884
1,0	90%	0,4	12,2	4,4	2,74	2644	1979	75%	162	722
2,0	89%	1,3	12,5	4,5	2,81	7138	4933	69%	395	1758
3,0	89%	2,3	13,0	4,5	2,91	5005	3142	63%	242	1079
4,0	88%	3,2	13,6	4,5	3,03	3240	1836	57%	135	606
5,0	88%	4,2	14,1	4,5	3,15	3376	1721	51%	122	546
6,0	87%	5,0	14,6	4,5	3,24	6643	3064	46%	210	945
7,0	87%	6,0	15,0	4,5	3,33	6256	2608	42%	174	784
8,0	86%	6,9	15,3	4,5	3,39	2723	1025	38%	67	302
9,0	85%	7,8	15,6	4,5	3,46	3325	1125	34%	72	325
10,0	84%	8,6	15,9	4,5	3,52	3853	1162	30%	73	330
11,0	83%	9,5	16,2	4,5	3,58	5419	1443	27%	89	403
12,0	82%	10,3	16,5	4,5	3,65	6098	1417	23%	86	389
13,0	81%	11,2	16,8	4,5	3,71	4677	934	20%	56	252
14,0	80%	12,0	17,1	4,5	3,77	4759	801	17%	47	213
15,0	79%	12,9	17,4	4,6	3,83	3743	516	14%	30	135
16,0	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)

6.3.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: $y = -2E-08x^6 - 6E-07x^5 + 4E-06x^4 + 0,0004x^3 + 0,004x^2 + 0,0676x + 5,5223$

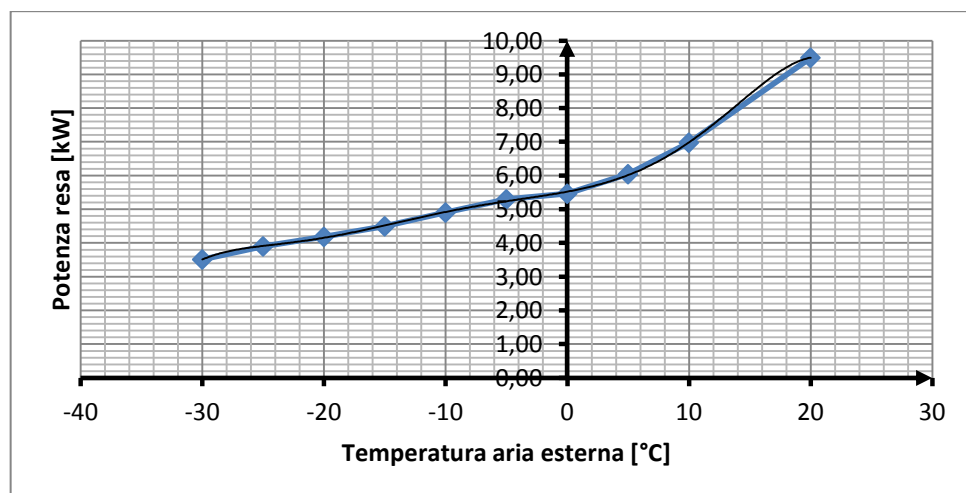


Fig. 6.6-Andamento della potenza resa in funzione della temperatura dell'aria esterna

- Potenza assorbita: $y = -3E-09x^6 - 6E-08x^5 + 2E-06x^4 + 6E-05x^3 - 0,0004x^2 + 0,0089x + 3,3856$

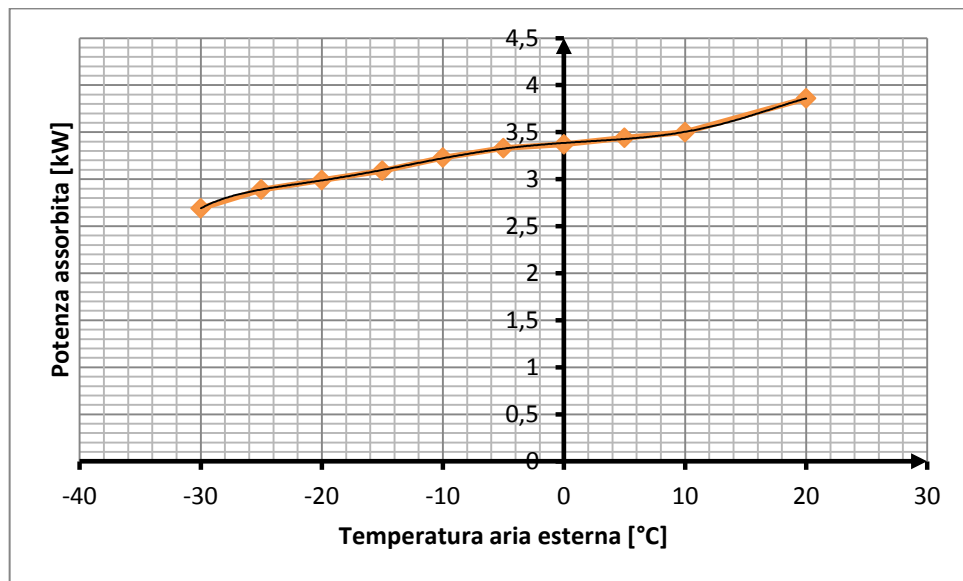


Fig.6.7-Andamento della potenza assorbita in funzione della temperatura dell'aria esterna

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.

			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 calore	Energia assorbita pompa calore
T b.s. [°C]	U.R. [%]	T b.u. [°C]	[kW]	[kW]	[-]	[kWh]	[kWh]	[%]	[-]	[kWh]
-20,0	90%	-20,1	3,8	2,9	1,33	0	0	-	0	0
-19,0	90%	-19,2	4,0	2,9	1,36	0	0	-	0	0
-18,0	90%	-18,2	4,1	3,0	1,39	0	0	-	0	0
-17,0	90%	-17,2	4,2	3,0	1,42	0	0	-	0	0
-16,0	90%	-16,2	4,4	3,0	1,44	0	0	-	0	0
-15,0	90%	-15,2	4,5	3,1	1,46	0	0	-	0	0
-14,0	90%	-14,2	4,6	3,1	1,48	0	0	-	0	0
-13,0	90%	-13,2	4,7	3,1	1,49	0	0	-	0	0
-12,0	90%	-12,3	4,7	3,2	1,51	0	0	-	0	0
-11,0	90%	-11,3	4,8	3,2	1,52	0	0	-	0	0
-10,0	90%	-10,3	4,9	3,2	1,53	0	0	-	0	0
-9,0	90%	-9,3	5,0	3,2	1,54	0	0	-	0	0
-8,0	90%	-8,3	5,0	3,3	1,55	0	0	-	0	0
-7,0	90%	-7,4	5,1	3,3	1,56	0	0	-	0	0
-6,0	90%	-6,4	5,2	3,3	1,57	0	0	-	0	0
-5,0	90%	-5,4	5,2	3,3	1,57	0	0	-	0	0
-4,0	90%	-4,4	5,3	3,3	1,58	0	0	-	0	0
-3,0	90%	-3,5	5,3	3,3	1,59	0	0	-	0	0
-2,0	90%	-2,5	5,4	3,4	1,60	0	0	-	0	0
-1,0	90%	-1,5	5,4	3,4	1,61	0	0	-	0	0

0,0	90%	-0,5	5,5	3,4	1,63	1361	1361	100%	248	837
1,0	90%	0,4	5,6	3,4	1,64	1204	1204	100%	217	734
2,0	89%	1,3	5,6	3,4	1,66	3208	3208	100%	571	1936
3,0	89%	2,3	5,7	3,4	1,68	2195	2195	100%	385	1309
4,0	88%	3,2	5,8	3,4	1,70	1384	1384	100%	239	814
5,0	88%	4,2	5,9	3,4	1,73	1410	1410	100%	239	816
6,0	87%	5,0	6,0	3,4	1,76	2744	2744	100%	456	1561
7,0	87%	6,0	6,2	3,4	1,79	2574	2574	100%	418	1435
8,0	86%	6,9	6,3	3,4	1,83	1122	1025	91%	163	560
9,0	85%	7,8	6,5	3,5	1,87	1378	1125	82%	174	601
10,0	84%	8,6	6,6	3,5	1,91	1608	1162	72%	175	607
11,0	83%	9,5	6,8	3,5	1,96	2284	1443	63%	211	736
12,0	82%	10,3	7,0	3,5	2,01	2599	1417	55%	201	706
13,0	81%	11,2	7,3	3,5	2,06	2018	934	46%	129	454
14,0	80%	12,0	7,5	3,6	2,11	2081	801	38%	107	380
15,0	79%	12,9	7,7	3,6	2,16	1659	516	31%	67	239
16,0	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)

6.4.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)

6.5. 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, non considerandone i costi di investimento relativi all'acquisto e all'installazione di ciascun impianto.

Costo energia elettrica	0,300	€/kWh
Costo metano	0,950	€/Nm ³

Tabella 6.12- Costi del gas e dell'elettricità considerati¹⁰

¹⁰ 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.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)

			Pompa di calore ARIA-ACQUA ad R410a							
Taria esterna			Potenza fornita	Potenza assorbita	COP	Energia fornibile	Energia fornita	Utilizzo pompa di calore	Numero di ore funzionamento pompa calore	Energia assorbita pompa calore
T b.s. [°C]	U.R. [%]	T b.u. [°C]	[kW]	[kW]	[-]	[kWh]	[kWh]	[%]	[-]	[kWh]
-20,0	90%	-20,1	5,8	4,1	1,41	0	0	0%	0	0
-19,0	90%	-19,2	6,1	4,1	1,48	0	0	0%	0	0
-18,0	90%	-18,2	6,4	4,1	1,56	0	0	0%	0	0
-17,0	90%	-17,2	6,8	4,2	1,63	0	0	0%	0	0
-16,0	90%	-16,2	7,1	4,2	1,70	0	0	0%	0	0
-15,0	90%	-15,2	7,5	4,2	1,77	0	0	0%	0	0
-14,0	90%	-14,2	7,8	4,2	1,85	0	0	0%	0	0
-13,0	90%	-13,2	8,1	4,2	1,92	0	0	0%	0	0
-12,0	90%	-12,3	8,5	4,3	1,99	0	0	0%	0	0
-11,0	90%	-11,3	8,8	4,3	2,06	0	0	0%	0	0
-10,0	90%	-10,3	9,2	4,3	2,13	0	0	0%	0	0
-9,0	90%	-9,3	9,5	4,3	2,21	0	0	0%	0	0
-8,0	90%	-8,3	9,8	4,3	2,27	0	0	0%	0	0
-7,0	90%	-7,4	10,2	4,3	2,34	0	0	0%	0	0
-6,0	90%	-6,4	10,5	4,4	2,40	0	0	0%	0	0
-5,0	90%	-5,4	10,7	4,4	2,45	0	0	0%	0	0
-4,0	90%	-4,4	11,0	4,4	2,50	0	0	0%	0	0
-3,0	90%	-3,5	11,2	4,4	2,55	0	0	0%	0	0
-2,0	90%	-2,5	11,5	4,4	2,60	0	0	0%	0	0
-1,0	90%	-1,5	11,7	4,4	2,65	0	0	0%	0	0
0,0	90%	-0,5	11,9	4,4	2,69	0	0	0%	0	0

1,0	90%	0,4	12,2	4,4	2,74	0	0	0%	0	0
2,0	89%	1,3	12,5	4,5	2,81	0	0	0%	0	0
3,0	89%	2,3	13,0	4,5	2,91	0	0	0%	0	0
4,0	88%	3,2	13,6	4,5	3,03	0	0	0%	0	0
5,0	88%	4,2	14,1	4,5	3,15	3023	1541	51%	109	489
6,0	87%	5,0	14,6	4,5	3,24	5609	2587	46%	178	798
7,0	87%	6,0	15,0	4,5	3,33	6780	2827	42%	189	850
8,0	86%	6,9	15,3	4,5	3,39	6547	2465	38%	161	726
9,0	85%	7,8	15,6	4,5	3,46	4262	1441	34%	92	417
10,0	84%	8,6	15,9	4,5	3,52	7180	2165	30%	136	615
11,0	83%	9,5	16,2	4,5	3,58	7853	2091	27%	129	583
12,0	82%	10,3	16,5	4,5	3,65	7437	1728	23%	105	474
13,0	81%	11,2	16,8	4,5	3,71	5535	1105	20%	66	298
14,0	80%	12,0	17,1	4,5	3,77	7362	1238	17%	72	329
15,0	79%	12,9	17,4	4,6	3,83	6982	962	14%	55	252
16,0	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							
Temperatura aria esterna			Potenza fornita	Potenza assorbita	COP	Energia fornibile	Energia fornita	Utilizzo pompa di calore	Numero di ore funzionamento pompa calore	Energia assorbita pompa calore
T b.s. [°C]	U.R. [%]	T b.u. [°C]	[kW]	[kW]	[-]	[kWh]	[kWh]	[%]	[-]	[kWh]
-20,0	90%	-20,1	3,8	2,9	1,33	0	0	0%	0	0
-19,0	90%	-19,2	4,0	2,9	1,36	0	0	0%	0	0
-18,0	90%	-18,2	4,1	3,0	1,39	0	0	0%	0	0
-17,0	90%	-17,2	4,2	3,0	1,42	0	0	0%	0	0
-16,0	90%	-16,2	4,4	3,0	1,44	0	0	0%	0	0
-15,0	90%	-15,2	4,5	3,1	1,46	0	0	0%	0	0
-14,0	90%	-14,2	4,6	3,1	1,48	0	0	0%	0	0
-13,0	90%	-13,2	4,7	3,1	1,49	0	0	0%	0	0
-12,0	90%	-12,3	4,7	3,2	1,51	0	0	0%	0	0
-11,0	90%	-11,3	4,8	3,2	1,52	0	0	0%	0	0
-10,0	90%	-10,3	4,9	3,2	1,53	0	0	0%	0	0
-9,0	90%	-9,3	5,0	3,2	1,54	0	0	0%	0	0
-8,0	90%	-8,3	5,0	3,3	1,55	0	0	0%	0	0
-7,0	90%	-7,4	5,1	3,3	1,56	0	0	0%	0	0
-6,0	90%	-6,4	5,2	3,3	1,57	0	0	0%	0	0
-5,0	90%	-5,4	5,2	3,3	1,57	0	0	0%	0	0
-4,0	90%	-4,4	5,3	3,3	1,58	0	0	0%	0	0
-3,0	90%	-3,5	5,3	3,3	1,59	0	0	0%	0	0
-2,0	90%	-2,5	5,4	3,4	1,60	0	0	0%	0	0
-1,0	90%	-1,5	5,4	3,4	1,61	0	0	0%	0	0
0,0	90%	-0,5	5,5	3,4	1,63	0	0	0%	0	0

1,0	90%	0,4	5,6	3,4	1,64	0	0	0%	0	0
2,0	89%	1,3	5,6	3,4	1,66	0	0	0%	0	0
3,0	89%	2,3	5,7	3,4	1,68	0	0	0%	0	0
4,0	88%	3,2	5,8	3,4	1,70	0	0	0%	0	0
5,0	88%	4,2	5,9	3,4	1,73	915	915	100%	155	529
6,0	87%	5,0	6,0	3,4	1,76	2876	2876	100%	478	1636
7,0	87%	6,0	6,2	3,4	1,79	2217	2217	100%	360	1236
8,0	86%	6,9	6,3	3,4	1,83	3071	2805	91%	445	1533
9,0	85%	7,8	6,5	3,5	1,87	1947	1589	82%	246	850
10,0	84%	8,6	6,6	3,5	1,91	2599	1877	72%	282	981
11,0	83%	9,5	6,8	3,5	1,96	3529	2229	63%	326	1137
12,0	82%	10,3	7,0	3,5	2,01	2972	1620	55%	230	807
13,0	81%	11,2	7,3	3,5	2,06	2592	1200	46%	165	583
14,0	80%	12,0	7,5	3,6	2,11	3226	1241	38%	166	589
15,0	79%	12,9	7,7	3,6	2,16	3317	1032	31%	134	478
16,0	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)

			Pompa di calore ARIA-ACQUA ad R410a							
Taria esterna			Potenza fornita	Potenza assorbita	COP	Energia fornibile	Energia fornita	Utilizzo pompa di calore	Numero di ore funzionamento pompa calore	Energia assorbita pompa calore
T b.s. [°C]	U.R. [%]	T b.u. [°C]	[kW]	[kW]	[-]	[kWh]	[kWh]	[%]	[-]	[kWh]
-20,0	90%	-20,1	5,8	4,1	1,41	0	0	0%	0	0
-19,0	90%	-19,2	6,1	4,1	1,48	0	0	0%	0	0
-18,0	90%	-18,2	6,4	4,1	1,56	0	0	0%	0	0
-17,0	90%	-17,2	6,8	4,2	1,63	0	0	0%	0	0
-16,0	90%	-16,2	7,1	4,2	1,70	0	0	0%	0	0
-15,0	90%	-15,2	7,5	4,2	1,77	0	0	0%	0	0
-14,0	90%	-14,2	7,8	4,2	1,85	0	0	0%	0	0
-13,0	90%	-13,2	8,1	4,2	1,92	0	0	0%	0	0
-12,0	90%	-12,3	8,5	4,3	1,99	0	0	0%	0	0
-11,0	90%	-11,3	8,8	4,3	2,06	0	0	0%	0	0
-10,0	90%	-10,3	9,2	4,3	2,13	0	0	0%	0	0
-9,0	90%	-9,3	9,5	4,3	2,21	0	0	0%	0	0
-8,0	90%	-8,3	9,8	4,3	2,27	0	0	0%	0	0
-7,0	90%	-7,4	10,2	4,3	2,34	0	0	0%	0	0
-6,0	90%	-6,4	10,5	4,4	2,40	0	0	0%	0	0
-5,0	90%	-5,4	10,7	4,4	2,45	0	0	0%	0	0
-4,0	90%	-4,4	11,0	4,4	2,50	0	0	0%	0	0
-3,0	90%	-3,5	11,2	4,4	2,55	0	0	0%	0	0
-2,0	90%	-2,5	11,5	4,4	2,60	0	0	0%	0	0
-1,0	90%	-1,5	11,7	4,4	2,65	0	0	0%	0	0

0,0	90%	-0,5	11,9	4,4	2,69	370	298	80%	25	110
1,0	90%	0,4	12,2	4,4	2,74	4155	3110	75%	255	1135
2,0	89%	1,3	12,5	4,5	2,81	2638	1823	69%	146	650
3,0	89%	2,3	13,0	4,5	2,91	8190	5141	63%	395	1766
4,0	88%	3,2	13,6	4,5	3,03	4419	2504	57%	185	826
5,0	88%	4,2	14,1	4,5	3,15	3419	1742	51%	123	553
6,0	87%	5,0	14,6	4,5	3,24	5332	2460	46%	169	758
7,0	87%	6,0	15,0	4,5	3,33	6720	2802	42%	187	842
8,0	86%	6,9	15,3	4,5	3,39	4971	1872	38%	122	552
9,0	85%	7,8	15,6	4,5	3,46	2857	966	34%	62	279
10,0	84%	8,6	15,9	4,5	3,52	1449	437	30%	27	124
11,0	83%	9,5	16,2	4,5	3,58	6360	1693	27%	104	473
12,0	82%	10,3	16,5	4,5	3,65	3024	703	23%	43	193
13,0	81%	11,2	16,8	4,5	3,71	6730	1344	20%	80	363
14,0	80%	12,0	17,1	4,5	3,77	5290	890	17%	52	236
15,0	79%	12,9	17,4	4,6	3,83	4823	665	14%	38	174
16,0	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)

			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 calore	Energia assorbita pompa calore
T b.s. [°C]	U.R. [%]	T b.u. [°C]	[kW]	[kW]	[-]	[kWh]	[kWh]	[%]	[-]	[kWh]
-20,0	90%	-20,1	3,8	2,9	1,33	0	0	-	0	0
-19,0	90%	-19,2	4,0	2,9	1,36	0	0	-	0	0
-18,0	90%	-18,2	4,1	3,0	1,39	0	0	-	0	0
-17,0	90%	-17,2	4,2	3,0	1,42	0	0	-	0	0
-16,0	90%	-16,2	4,4	3,0	1,44	0	0	-	0	0
-15,0	90%	-15,2	4,5	3,1	1,46	0	0	-	0	0
-14,0	90%	-14,2	4,6	3,1	1,48	0	0	-	0	0
-13,0	90%	-13,2	4,7	3,1	1,49	0	0	-	0	0
-12,0	90%	-12,3	4,7	3,2	1,51	0	0	-	0	0
-11,0	90%	-11,3	4,8	3,2	1,52	0	0	-	0	0
-10,0	90%	-10,3	4,9	3,2	1,53	0	0	-	0	0
-9,0	90%	-9,3	5,0	3,2	1,54	0	0	-	0	0
-8,0	90%	-8,3	5,0	3,3	1,55	0	0	-	0	0
-7,0	90%	-7,4	5,1	3,3	1,56	0	0	-	0	0
-6,0	90%	-6,4	5,2	3,3	1,57	0	0	-	0	0
-5,0	90%	-5,4	5,2	3,3	1,57	0	0	-	0	0
-4,0	90%	-4,4	5,3	3,3	1,58	0	0	-	0	0
-3,0	90%	-3,5	5,3	3,3	1,59	0	0	-	0	0
-2,0	90%	-2,5	5,4	3,4	1,60	0	0	-	0	0
-1,0	90%	-1,5	5,4	3,4	1,61	0	0	-	0	0
0,0	90%	-0,5	5,5	3,4	1,63	170	170	100%	31	105

1,0	90%	0,4	5,6	3,4	1,64	1893	1893	100%	341	1154
2,0	89%	1,3	5,6	3,4	1,66	1186	1186	100%	211	716
3,0	89%	2,3	5,7	3,4	1,68	3593	3593	100%	630	2141
4,0	88%	3,2	5,8	3,4	1,70	1888	1888	100%	326	1110
5,0	88%	4,2	5,9	3,4	1,73	1428	1428	100%	242	826
6,0	87%	5,0	6,0	3,4	1,76	2202	2202	100%	366	1253
7,0	87%	6,0	6,2	3,4	1,79	2765	2765	100%	449	1542
8,0	86%	6,9	6,3	3,4	1,83	2049	1872	91%	297	1023
9,0	85%	7,8	6,5	3,5	1,87	1184	966	82%	149	517
10,0	84%	8,6	6,6	3,5	1,91	605	437	72%	66	228
11,0	83%	9,5	6,8	3,5	1,96	2681	1693	63%	248	864
12,0	82%	10,3	7,0	3,5	2,01	1289	703	55%	100	350
13,0	81%	11,2	7,3	3,5	2,06	2904	1344	46%	185	653
14,0	80%	12,0	7,5	3,6	2,11	2313	890	38%	119	422
15,0	79%	12,9	7,7	3,6	2,16	2137	665	31%	86	308
16,0	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)

			Pompa di calore ARIA-ACQUA ad R410a							
Taria esterna			Potenza fornita	Potenza assorbita	COP	Energia fornibile	Energia fornita	Utilizzo pompa di calore	Numero di ore funzionamento pompa calore	Energia assorbita pompa calore
T b.s. [°C]	U.R. [%]	T b.u. [°C]	[kW]	[kW]	[-]	[kWh]	[kWh]	[%]	[-]	[kWh]
-20,0	90%	-20,1	5,8	4,1	1,41	0	0	0%	0	0
-19,0	90%	-19,2	6,1	4,1	1,48	0	0	0%	0	0
-18,0	90%	-18,2	6,4	4,1	1,56	0	0	0%	0	0
-17,0	90%	-17,2	6,8	4,2	1,63	0	0	0%	0	0
-16,0	90%	-16,2	7,1	4,2	1,70	0	0	0%	0	0
-15,0	90%	-15,2	7,5	4,2	1,77	0	0	0%	0	0
-14,0	90%	-14,2	7,8	4,2	1,85	0	0	0%	0	0
-13,0	90%	-13,2	8,1	4,2	1,92	0	0	0%	0	0
-12,0	90%	-12,3	8,5	4,3	1,99	0	0	0%	0	0
-11,0	90%	-11,3	8,8	4,3	2,06	0	0	0%	0	0
-10,0	90%	-10,3	9,2	4,3	2,13	0	0	0%	0	0
-9,0	90%	-9,3	9,5	4,3	2,21	0	0	0%	0	0
-8,0	90%	-8,3	9,8	4,3	2,27	0	0	0%	0	0
-7,0	90%	-7,4	10,2	4,3	2,34	0	0	0%	0	0
-6,0	90%	-6,4	10,5	4,4	2,40	0	0	0%	0	0
-5,0	90%	-5,4	10,7	4,4	2,45	0	0	0%	0	0
-4,0	90%	-4,4	11,0	4,4	2,50	0	0	0%	0	0
-3,0	90%	-3,5	11,2	4,4	2,55	0	0	0%	0	0
-2,0	90%	-2,5	11,5	4,4	2,60	0	0	0%	0	0
-1,0	90%	-1,5	11,7	4,4	2,65	363	312	86%	27	118

0,0	90%	-0,5	11,9	4,4	2,69	2927	2352	80%	197	873
1,0	90%	0,4	12,2	4,4	2,74	5105	3821	75%	314	1394
2,0	89%	1,3	12,5	4,5	2,81	3763	2601	69%	208	927
3,0	89%	2,3	13,0	4,5	2,91	3874	2432	63%	187	835
4,0	88%	3,2	13,6	4,5	3,03	2901	1644	57%	121	542
5,0	88%	4,2	14,1	4,5	3,15	5552	2830	51%	200	898
6,0	87%	5,0	14,6	4,5	3,24	5710	2634	46%	181	812
7,0	87%	6,0	15,0	4,5	3,33	3667	1529	42%	102	460
8,0	86%	6,9	15,3	4,5	3,39	6440	2425	38%	159	715
9,0	85%	7,8	15,6	4,5	3,46	5574	1885	34%	121	545
10,0	84%	8,6	15,9	4,5	3,52	4378	1320	30%	83	375
11,0	83%	9,5	16,2	4,5	3,58	5468	1456	27%	90	406
12,0	82%	10,3	16,5	4,5	3,65	4082	948	23%	57	260
13,0	81%	11,2	16,8	4,5	3,71	5653	1129	20%	67	305
14,0	80%	12,0	17,1	4,5	3,77	5256	884	17%	52	235
15,0	79%	12,9	17,4	4,6	3,83	3674	506	14%	29	132
16,0	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)

			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 calore	Energia assorbita pompa calore
T b.s. [°C]	U.R. [%]	T b.u. [°C]	[kW]	[kW]	[-]	[kWh]	[kWh]	[%]	[-]	[kWh]
-20,0	90%	-20,1	3,8	2,9	1,33	0	0	0%	0	0
-19,0	90%	-19,2	4,0	2,9	1,36	0	0	0%	0	0
-18,0	90%	-18,2	4,1	3,0	1,39	0	0	0%	0	0
-17,0	90%	-17,2	4,2	3,0	1,42	0	0	0%	0	0
-16,0	90%	-16,2	4,4	3,0	1,44	0	0	0%	0	0
-15,0	90%	-15,2	4,5	3,1	1,46	0	0	0%	0	0
-14,0	90%	-14,2	4,6	3,1	1,48	0	0	0%	0	0
-13,0	90%	-13,2	4,7	3,1	1,49	0	0	0%	0	0
-12,0	90%	-12,3	4,7	3,2	1,51	0	0	0%	0	0
-11,0	90%	-11,3	4,8	3,2	1,52	0	0	0%	0	0
-10,0	90%	-10,3	4,9	3,2	1,53	0	0	0%	0	0
-9,0	90%	-9,3	5,0	3,2	1,54	0	0	0%	0	0
-8,0	90%	-8,3	5,0	3,3	1,55	0	0	0%	0	0
-7,0	90%	-7,4	5,1	3,3	1,56	0	0	0%	0	0
-6,0	90%	-6,4	5,2	3,3	1,57	0	0	0%	0	0
-5,0	90%	-5,4	5,2	3,3	1,57	0	0	0%	0	0
-4,0	90%	-4,4	5,3	3,3	1,58	0	0	0%	0	0
-3,0	90%	-3,5	5,3	3,3	1,59	0	0	0%	0	0
-2,0	90%	-2,5	5,4	3,4	1,60	0	0	0%	0	0
-1,0	90%	-1,5	5,4	3,4	1,61	168	168	100%	31	104
0,0	90%	-0,5	5,5	3,4	1,63	1344	1344	100%	245	827

1,0	90%	0,4	5,6	3,4	1,64	2326	2326	100%	419	1418
2,0	89%	1,3	5,6	3,4	1,66	1691	1691	100%	301	1021
3,0	89%	2,3	5,7	3,4	1,68	1699	1699	100%	298	1013
4,0	88%	3,2	5,8	3,4	1,70	1239	1239	100%	214	729
5,0	88%	4,2	5,9	3,4	1,73	2319	2319	100%	393	1342
6,0	87%	5,0	6,0	3,4	1,76	2359	2359	100%	392	1342
7,0	87%	6,0	6,2	3,4	1,79	1509	1509	100%	245	841
8,0	86%	6,9	6,3	3,4	1,83	2655	2425	91%	385	1325
9,0	85%	7,8	6,5	3,5	1,87	2309	1885	82%	291	1008
10,0	84%	8,6	6,6	3,5	1,91	1828	1320	72%	199	690
11,0	83%	9,5	6,8	3,5	1,96	2305	1456	63%	213	743
12,0	82%	10,3	7,0	3,5	2,01	1740	948	55%	135	472
13,0	81%	11,2	7,3	3,5	2,06	2439	1129	46%	156	549
14,0	80%	12,0	7,5	3,6	2,11	2298	884	38%	118	420
15,0	79%	12,9	7,7	3,6	2,16	1628	506	31%	66	235
16,0	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 POMPA R744 + 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)

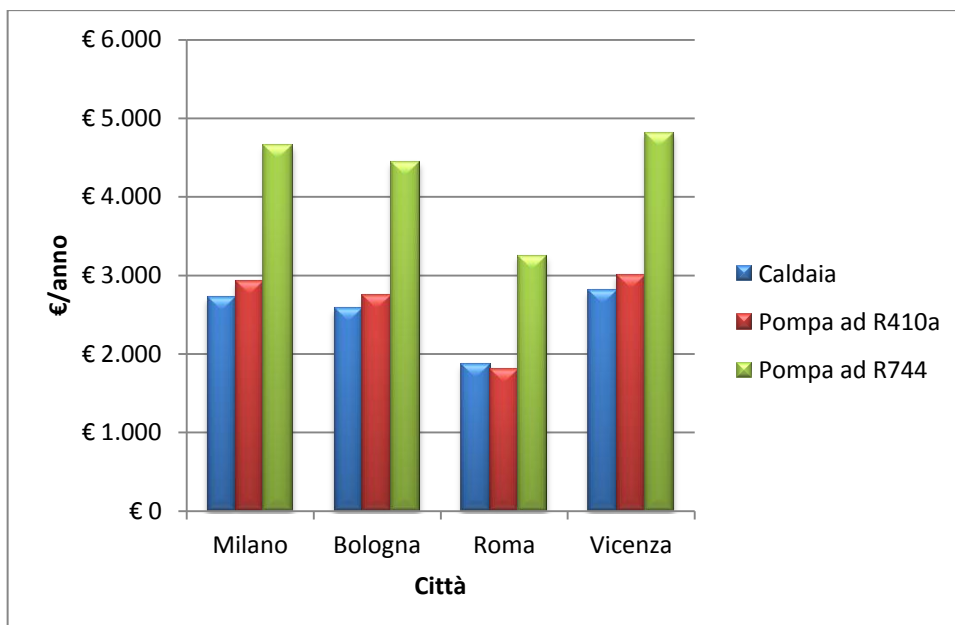


Grafico 6.8-Riassunto grafico del costo delle varie soluzioni per ogni città

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.

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 considerando i soli costi di esercizio e non quelli di investimento.

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

Potenza richiesta [kW]	Energia richiesta [kWh]	Energia ass pompa CO2 [kWh]	Energia ass pompa R410 [kWh]	Costo caldaia	Costo pompa CO2	Costo pompa R410a
22,33	9,30	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	10,70	2,36	4,51	€ 367	€ 259	€ 494
22,33	11,17	2,46	4,71	€ 383	€ 270	€ 516
22,33	11,63	2,57	4,90	€ 399	€ 281	€ 537
22,33	12,10	2,67	5,10	€ 415	€ 292	€ 559
22,33	12,56	2,77	5,30	€ 431	€ 304	€ 580
22,33	13,03	2,88	5,49	€ 447	€ 315	€ 602

Tabella 6.37-Confronto delle tre soluzioni nel caso di ingresso a 15°C e uscita a 55°C

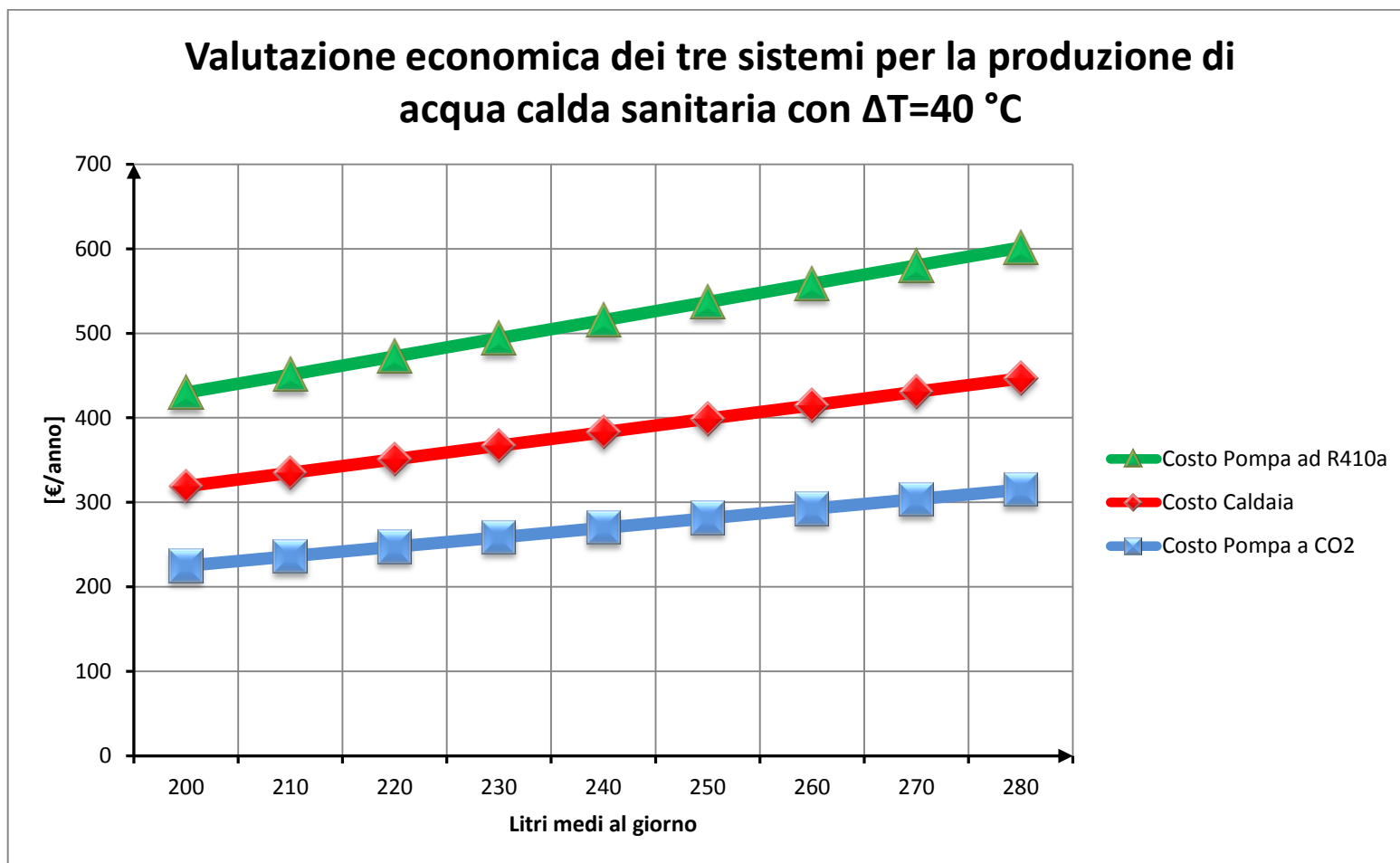


Grafico 6.9-Valutazione economica dei tre sistemi per la produzione di acqua calda sanitaria con $\Delta T=40^{\circ}\text{C}$

7.3. Analisi economica $\Delta T=20^{\circ}\text{C}$

Acqua [litri]	Portata impianto [litri/minuto]	Tin[°C]	Tout[°C]	ΔT [°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

Potenza richiesta [kW]	Energia richiesta [kWh]	Energia ass pompa CO2 [kWh]	Energia ass pompa R410 [kWh]	Costo caldaia	Costo pompa CO2	Costo pompa R410a
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	3,10	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 6.38-Confronto delle tre soluzioni nel caso di ingresso a 35°C e uscita a 55°C

Valutazione economica dei tre sistemi per la produzione di acqua calda sanitaria con $\Delta T=20\text{ }^{\circ}\text{C}$

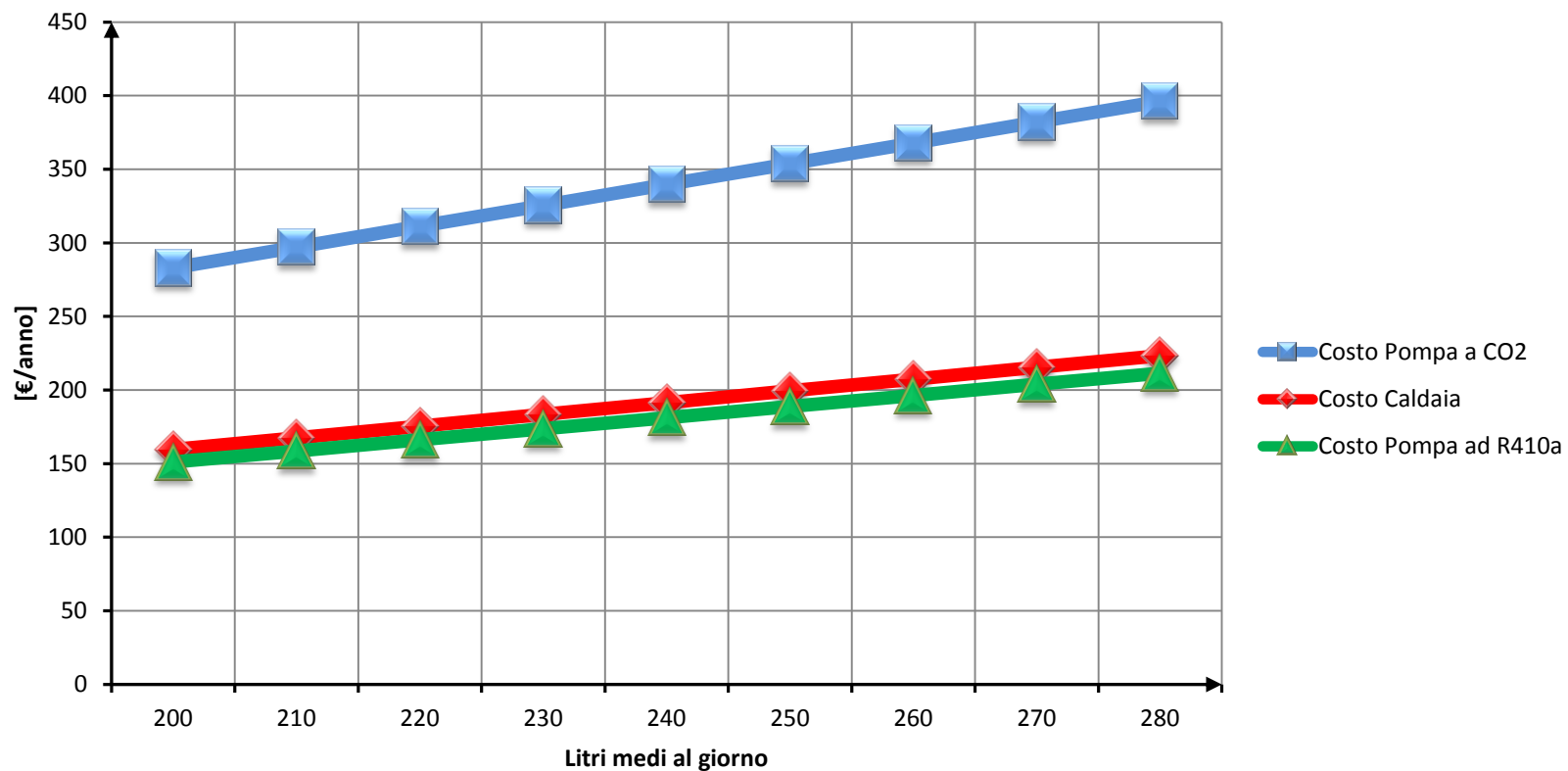


Grafico 6.10-Valutazione economica dei tre sistemi per la produzione di acqua calda sanitaria con $\Delta T=20^{\circ}\text{C}$

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.

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.

Tale soluzione impiantistica per le piccole potenze tipiche del residenziale risulta essere poco attuabile per i sistemi ad anidride carbonica, poiché la stratificazione necessaria a garantire elevate prestazioni non viene assicurata dal sistema di diaframmi, che risultano essere maggiormente adatti per le pompe di calore operanti con fluidi sintetici, essendo molto performanti con ridotte differenze di temperatura dell'acqua da riscaldare.

In figura si mostra graficamente la soluzione illustrata.

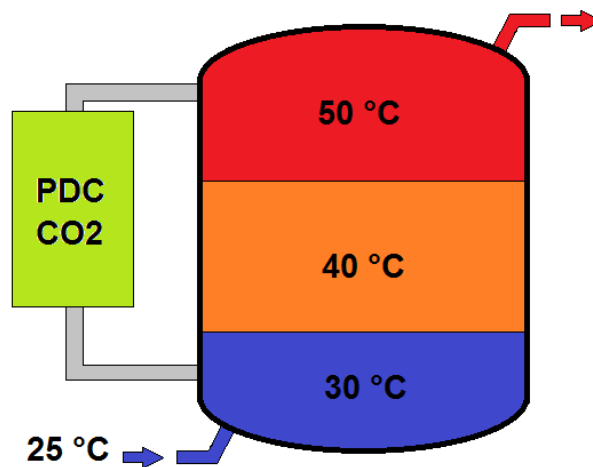


Fig. 6.11-Soluzione impiantistica 1

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 consente il riempimento del 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.

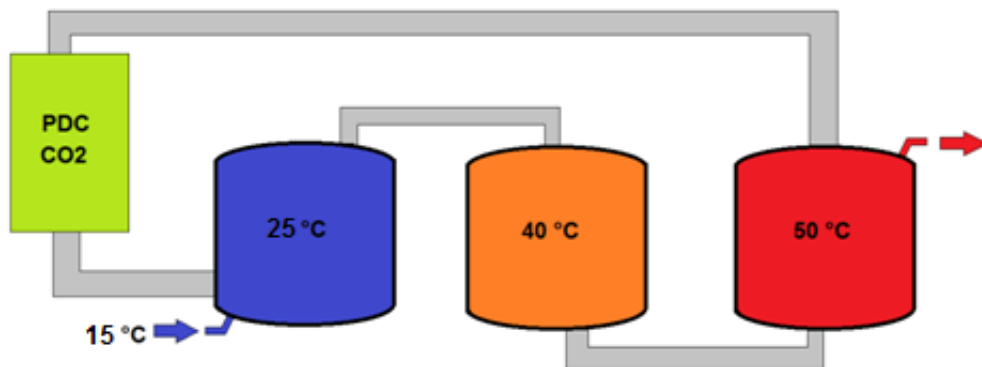


Fig.6.12-Soluzione impiantistica 2

Dal punto di vista economico tale soluzione presenta i seguenti costi di esercizio:

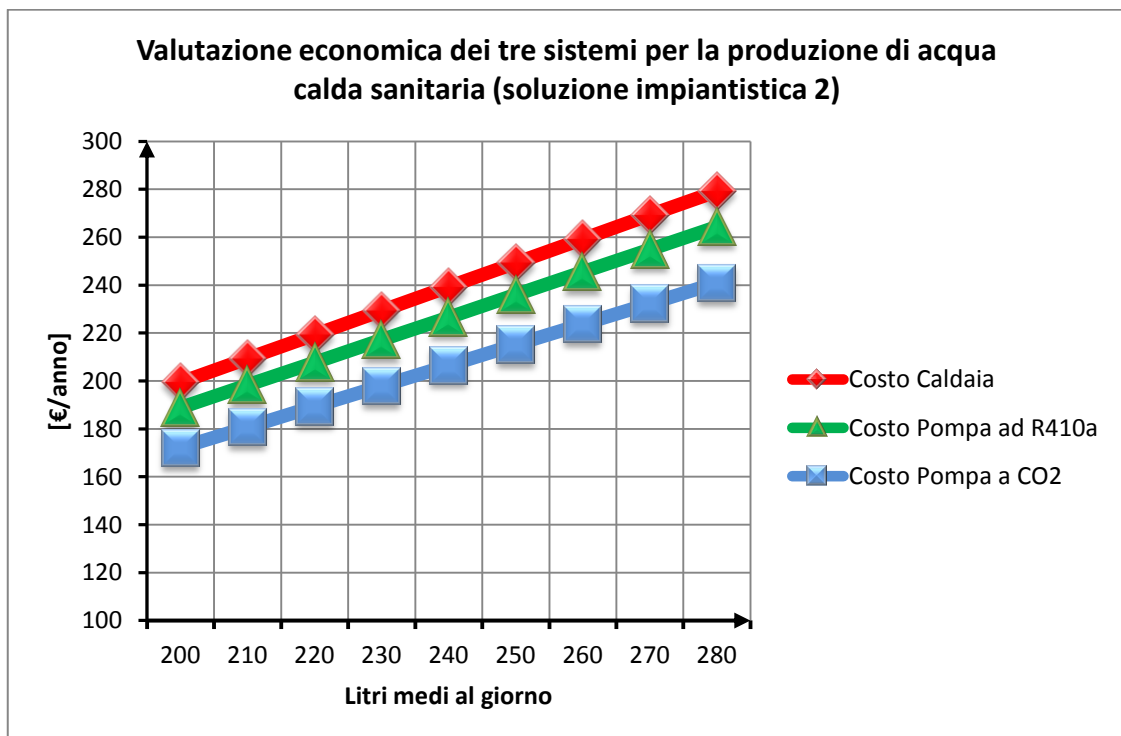


Grafico 6.11-Confronto economico fra le tre alternative con adozione della soluzione impiantistica 2

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

Potenza richiesta [kW]	Energia richiesta [kWh]	Energia ass pompa CO2 [kWh]	Energia ass pompa R410 [kWh]	Costo caldaia	Costo pompa CO2	Costo pompa R410a
13,96	5,82	1,57	1,72	€ 199	€ 172	€ 189
13,96	6,11	1,65	1,81	€ 209	€ 181	€ 198
13,96	6,40	1,73	1,90	€ 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	2,20	2,41	€ 279	€ 241	€ 264

Tabella 6.39-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 frigorigeno 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.

CAPITOLO 7

L'EIETTORE

L'eiettore è una macchina senza organi di movimento che può essere impiegata come compressore e come pompa per ottenere un innalzamento della pressione di un determinato fluido mediante l'alimentazione di un altro di natura uguale o diversa.

A seconda dell'applicazione vi sono altri termini che sono sinonimi di eiettore: eduttore, pompa a diffusione, pompa a getto. Ciò sta ad indicare quante siano le realizzazioni a cui questo dispositivo può essere destinato.

1. Storia dell'eiettore

Il prototipo dell'eiettore, che tuttora è utilizzato nei più svariati campi industriali, fu inventato nel 1858 da Henry Giffard per trovare una soluzione al problema dell'alimentazione dell'acqua ai serbatoi degli impianti di vapore.

Fino a quel momento il fabbisogno di energia per la movimentazione dell'acqua alle caldaie era affidato a pompe meccaniche che, oltre a non essere affidabili, erano dotate di motori funzionanti a vapore che non garantivano l'alimentazione a motori fermi, in quanto l'energia motrice veniva a mancare e ciò impediva un apporto d'acqua costante all'impianto.

Questa problematica venne risolta grazie all'innovativa invenzione di Giffard che permise la movimentazione di acqua liquida a bassa pressione tramite lo sfruttamento dell'energia del vapore a più alta pressione, consentendo di alimentare il circuito in modo costante anche quando le tradizionali pompe non potevano funzionare.

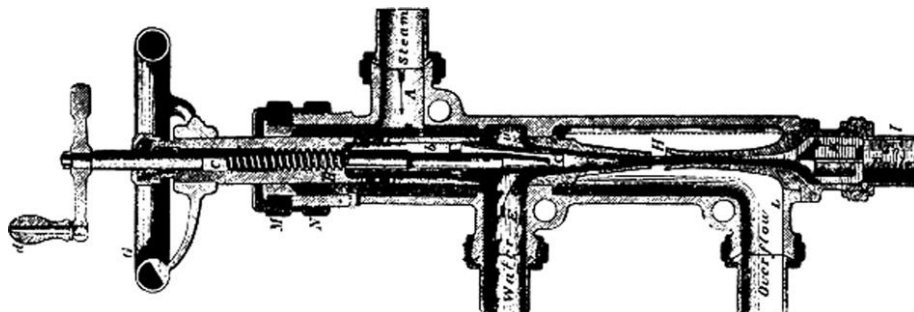


Fig.8.1-L'eiettore inventato da Henry Giffard

L'eiettore con ugello convergente - divergente fu introdotto per la prima volta nel 1869 da parte dell'ingegnere tedesco Schau, che anticipò di alcuni anni gli studi effettuati da parte dell'ingegnere svedese Gustaf de Laval, il quale nel 1890 riuscì a sperimentare e a brevettare l'ugello supersonico di tipo convergente - divergente che viene utilizzato tutt'oggi. Tale dispositivo sfrutta l'azione di un fluido supersonico e di uno subsonico che hanno un diverso comportamento a seconda della sezione del condotto che attraversano.

Fino al 1910 gli eiettori vennero utilizzati solamente all'interno di alcuni cicli frigoriferi, finché Maurice Leblanc, ingegnere delle ferrovie francesi, li introdusse nei cicli a vapore come eiettori a getto, grazie ai quali l'effetto frigorifero venne prodotto impiegando fonti di basso grado energetico. Da quel momento i sistemi di refrigerazione a getto di vapore divennero disponibili per il condizionamento d'aria di grandi edifici e dei vagoni dei treni.

Gli eiettori a due fasi vennero introdotti da Norman H. Gay, che li brevettò nel 1931 al fine di migliorare le performance dei sistemi di refrigerazione riducendo le perdite energetiche dovute all'uso delle valvole di espansione. Tale tecnologia viene tutt'ora utilizzata in sostituzione dei dispositivi di laminazione e la sua applicazione nei cicli operanti ad anidride carbonica, viste le elevate pressioni operative, risulta essere molto vantaggiosa.

La versatilità degli eiettori ne permette l'utilizzo in un ampio campo di applicazioni e il loro impiego in molti settori:

- eiettori usati per la refrigerazione dei cibi accanto all'utilizzo di sistemi frigoriferi tradizionali;
- eiettori per il pompaggio dell'acqua e del vapore sono utilizzati nei sistemi di emergenza delle centrali nucleari per garantire il raffreddamento del nocciolo anche in situazioni di emergenza;
- speciali eiettori sono impiegati anche nell'industria chimica per il pompaggio di sostanze pericolose;
- nel 2005 Bartosiewicz et al. hanno menzionato l'utilizzo degli eiettori nei sistemi di propulsione aeronautica per l'aumento della spinta e la diminuzione della temperatura dei gas di scarico;
- è segnalato l'utilizzo di eiettori multi - stadio per simulare l'altitudine aerospaziale tramite la riduzione della pressione nelle camere in cui si testano gli equipaggiamenti.

2. Tipologie, componenti e funzionamento

2.1. Funzionamento di base dell'eiettore

L'eiettore è una speciale pompa che sfrutta l'effetto Venturi - particolare caso derivante dal principio di Bernoulli - prodotto da un ugello convergente - divergente per convertire l'energia data da un fluido motore ad elevata pressione in un aumento di velocità dello stesso.

Ciò crea una zona di depressione che trascina il fluido aspirato presente a pressione inferiore rispetto a quella del fluido motore. Sorpassata la zona della gola dell'eiettore, il fluido miscelato tende ad espandersi e la sua velocità si riduce, comportando un aumento della pressione della miscela: si converte, quindi, l'energia cinetica, dovuta alla velocità del fluido, in energia dovuta all'aumento della pressione in accordo con il principio di Bernoulli.

2.1.1. L'effetto Venturi

L'effetto Venturi (o paraosso idrodinamico) è il fenomeno fisico, scoperto e studiato dal fisico Giovanni Battista Venturi, per cui

la pressione di una corrente fluida aumenta con il diminuire della velocità.

Considerando una generica condotta che presenti una diminuzione della sua sezione (come quella in figura 8.2) e chiamando A_1 l'area maggiore e A_2 l'area minore, per l'equazione di conservazione applicata alla fluidodinamica è possibile affermare che la portata entrante alla prima sezione è sicuramente uguale a quella passante per la seconda.

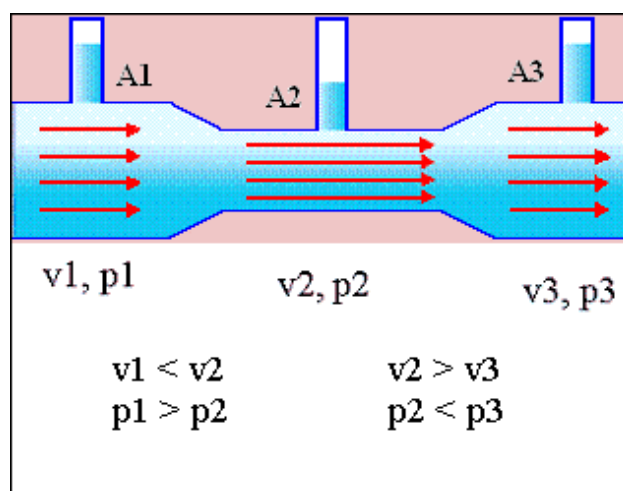


Fig.8.2-Effetto Venturi

Poiché la portata può essere indicata come prodotto della velocità del fluido per la sezione da cui passa ($v \cdot A$), per l'equazione di Bernoulli è possibile affermare che vi è un aumento della velocità nella sezione A_2 rispetto a quella in A_1 , ovvero $v_1 < v_2$.

Infatti la portata di massa risulta essere:

$$Q = v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2$$

Perciò, se A_2 è minore di A_1 , allora v_2 risulta maggiore di v_1 .

Sulla base di queste considerazioni, supponendo che non esista una differenza di quota fra le sezioni, è possibile utilizzare come sistema di riferimento per le altezze l'asse della condotta, eliminando in tal modo un termine dell'equazione di Bernoulli, la quale si presenta nella forma seguente:

$$p + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 = \text{costante}$$

Con: ρ = densità [kg/m^3]

v = velocità del deflusso [m/s]

p = pressione del fluido [Pascal]

All'aumentare della velocità del fluido, quindi, si crea necessariamente una diminuzione della pressione interna al fluido stesso, perciò p_2 risulta essere minore di p_1 .

Si ottiene, quindi:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q = v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 \\ p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \rho \cdot (v_2^2 - v_1^2) \end{array} \right.$$

Come citato in precedenza, l'effetto Venturi è anche chiamato paradosso idrodinamico, poiché è comunemente pensabile che la pressione aumenti in corrispondenza delle strozzature presenti nelle canalizzazioni, ma per la legge della conservazione della massa la

velocità aumenta in corrispondenza delle canalizzazioni con sezione minore in quanto diminuisce la pressione del fluido.

Il principio base, quindi, su cui si fonda il funzionamento di un eiettore è basato sull'effetto Venturi in prima istanza e sul fatto che un fluido, avendo un'elevata quantità di moto incontrandone un altro con una inferiore, porta l'energia di ambedue ad un valore intermedio, che in tal caso corrisponde al valore di pressione intermedio.

2.2. Tipologie di eiettori

A seconda dei fluidi coinvolti nel processo di eiezione è possibile classificare gli eiettori in quattro tipologie principali:

Tipo di eiettore	Fluido motore	Fluido aspirato	Fluido in uscita	Note
EIETTORE A VAPORE	VAPORE	VAPORE	VAPORE	possibilità di nascita di fluido bifase con possibili onde d'urto
EIETTORE A LIQUIDO	LIQUIDO	LIQUIDO	LIQUIDO	fluido monofase senza nessun'onda d'urto
EIETTORE A CONDENSAZIONE	VAPORE	LIQUIDO	LIQUIDO	fluido bifase con onde d'urto
EIETTORE A DUE FASI	LIQUIDO	VAPORE	LIQUIDO E VAPORE	fluido bifase con possibili onde d'urto

Tabella 8.1- Classificazione tipologie di eiettori

Gli eiettori sono generalmente impiegati, come visto, in differenti settori in cui essi ricoprono il ruolo di:

- compressori di vapore. In tal caso il fluido motore e quello aspirato sono costituiti entrambi da vapore d'acqua;
- pompa a vuoto o compressori di gas. Il fluido motore in tal caso è solitamente vapore d'acqua, ma nelle piccole installazioni si utilizzano anche aria compressa o acqua;
- pompa per fluidi. Solitamente il fluido motore e quello aspirato sono di natura diversa ed il loro utilizzo è finalizzato ad ottenere una miscelazione dei fluidi stessi.

2.3. Struttura e funzionamento di un eiettore

L'eiettore si presenta come un unico componente suddiviso in tre zone particolari:

- zona di aspirazione;
- zona di miscelamento;
- zona di diffusione o diffusore.

In ciascuna zona si identifica un certo effetto dovuto alla presenza di un ugello motore all'ingresso dell'eiettore e alla struttura del dispositivo stesso. Nella camera di aspirazione, infatti, si identifica una sezione convergente, nella sezione di miscelamento il diametro della condotta rimane costante e nel diffusore la sezione del condotto tende ad aumentare.

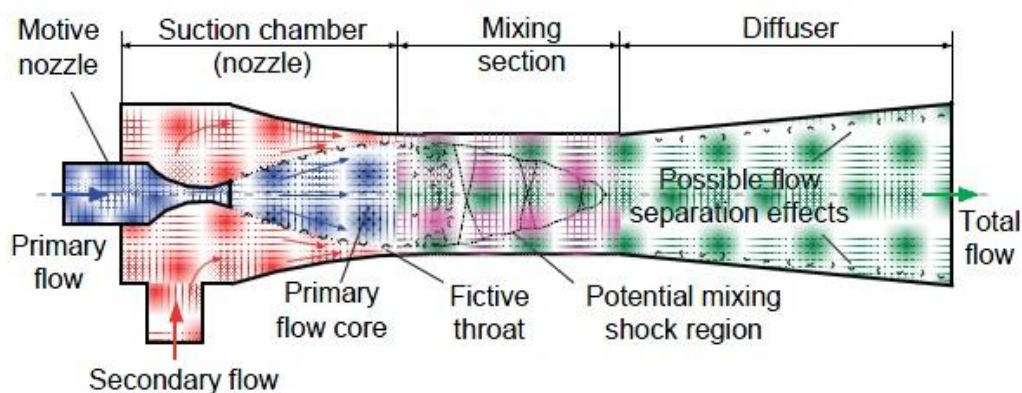


Fig.8.3-Rappresentazione schematica di un tipico eiettore a due fasi

Ciò permette di ottenere il processo molto complesso per cui due fluidi di alta e bassa pressione si miscelano e si portano ad una pressione intermedia.

Il funzionamento di base è il seguente:

1. il fluido guida (*primary flow*) entra all'interno dell'ugello (*motive nozzle*) dove viene accelerato grazie alla sua particolare forma convergente e, in accordo all'effetto Venturi e il principio di Bernoulli, diminuisce la propria pressione. Il fluido può raggiungere la velocità del suono nel momento in cui l'ugello è di tipo convergente, mentre se esso è di forma convergente - divergente la portata può facilmente entrare in campo supersonico;
2. una volta accelerato, il fluido (che ha diminuito la propria pressione) è immesso nella camera di aspirazione (*suction chamber*) di forma convergente e, grazie all'effetto Venturi, rende possibile il trascinarsi del fluido secondario (*secondary flow*), che si trova ad una pressione più bassa del fluido primario;

3. all'interno della zona di miscelamento (*mixing section*) a sezione costante i due fluidi si miscelano e scambiano fra loro una certa quantità di energia, permettendo di conseguenza al fluido secondario di essere accelerato grazie all'elevata quantità di moto di cui è caratterizzato il fluido primario.
4. la miscela entra, quindi, all'interno del diffusore (*diffusor*) di forma divergente, la quale permette di ridurre la velocità del fluido in uscita dall'eiettore e di aumentarne in modo sensibile la pressione (in accordo con l'equazione di Bernoulli).

Solitamente per operare una regolazione della quantità di fluido motore da immettere all'interno dell'eiettore si posiziona un otturatore presso l'ugello di ingresso.

3.Cicli di riferimento per impianti ad anidride carbonica

Un'importante distinzione da definire nel campo dei sistemi di eiezione è lo scopo per cui vengono impiegati: nei cicli frigoriferi vengono utilizzati ed installati secondo le seguenti due principali finalità:

1. sfruttamento di una sorgente a bassa energia termica per la produzione di un maggior effetto frigorifero;
2. aumento delle performance del sistema di refrigerazione attraverso la riduzione delle perdite di laminazione dovute all'utilizzo di valvole di espansione tradizionali. Tali valvole non sfruttano il lavoro derivante dalla grande differenza di pressione fra la zona di condensazione e quella di evaporazione.

Si evince che la possibile adozione di un sistema di eiezione in cicli frigoriferi ad anidride carbonica può amplificare entrambi gli effetti che esso apporta, in quanto - come già evidenziato nel capitolo 3, relativo alle proprietà termodinamiche della CO₂ - tale fluido operativo possiede un elevatissimo valore di calore latente di evaporazione, per cui l'effetto frigorifero, se amplificato, permette di sfruttare in modo maggiormente efficiente ed efficace il fluido stesso.

Inoltre, nel momento in cui lo scopo principale è l'aumento delle performance del ciclo, poiché la differenza fra le pressioni operative è effettivamente molto maggiore rispetto a quella degli altri sistemi operanti con i fluidi sintetici tradizionali, vi è la possibilità di migliorare in modo sensibile sia il COP che l'EER del ciclo ad anidride carbonica, aumentandone la

convenienza nell'impiego in sostituzione di altri fluidi maggiormente inquinanti e riducendone il gap relativo all'efficienza.

3.1. Eiettore per l'utilizzo di una sorgente di energia a basso grado termico

Il ciclo di riferimento ideale è quello mostrato in figura 8.4, in cui si schematizza l'impianto con i vari componenti di cui è costituito.

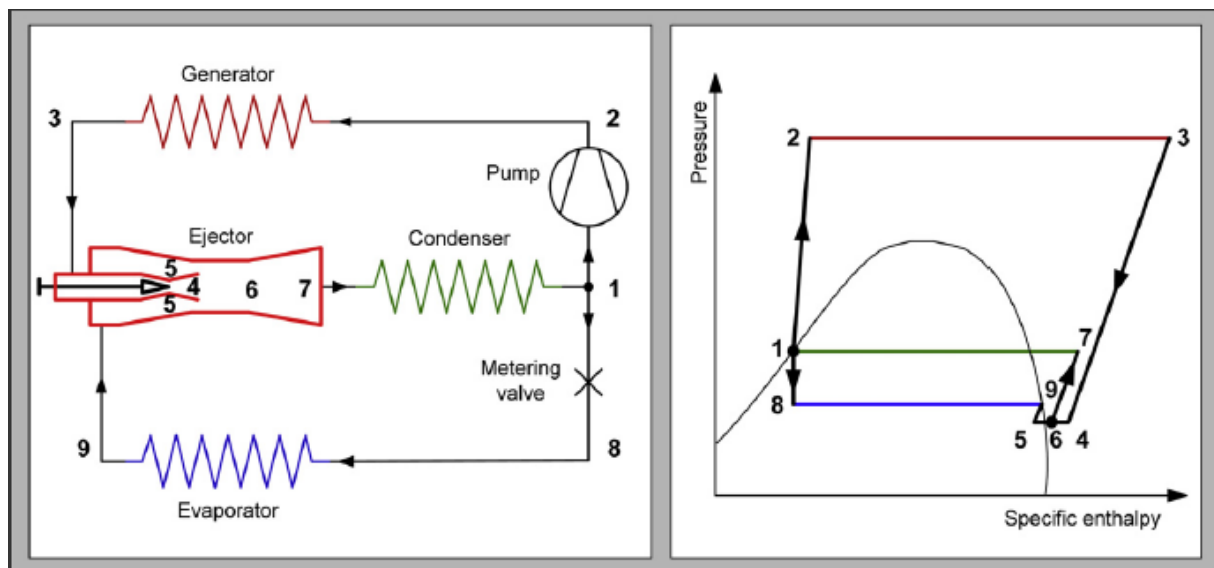


Fig.8.4-Ciclo inverso transcritico per R744 a compressione di vapore tramite eiettore per l'utilizzo di una sorgente a bassa energia termica

Nel ciclo ideale, una frazione di liquido che giunge dal condensatore viene aspirata isoentropicamente ad una pressione più elevata da una pompa prima di entrare all'interno del generatore. Esso sfrutta l'energia termica di basso livello di una sorgente esterna per riscaldare a pressione costante il liquido. Per sistemi subcritici il liquido che entra al generatore viene vaporizzato ed è quindi iniettato all'interno dell'eiettore attraverso l'ugello, all'interno del quale viene isoentropicamente espanso fino alla pressione di miscelamento.

Il vapore guida che entra nell'ugello possiede un'elevata quantità di energia cinetica che viene utilizzata dapprima per aspirare il fluido uscente dall'evaporatore e successivamente per accelerarlo. È possibile utilizzare anche in questo caso un ugello convergente per pre-accelerare il vapore a bassa pressione in modo isoentropico prima che esso venga miscelato con il fluido ad alta pressione.

La pressione della miscela che si forma viene, perciò, elevata all'uscita dell'eiettore grazie alla forma divergente del diffusore isoentropicamente.

Una frazione del vapore in uscita dal diffusore viene, quindi, fatta condensare prima di essere raccolta dalla pompa e rimessa in circolo. Una valvola dosatrice permette di abbassare isoentalpicamente la pressione della frazione di liquido rimanente, affinché possa essere immesso all'interno dell'evaporatore. In tal modo il fluido liquido acquista il calore necessario dell'esterno per vaporizzare ed essere poi immesso all'interno dell'eiettore.

3.1.1. Considerazioni

Il ciclo descritto è molto diverso rispetto ai tradizionali cicli inversi, sia a livello termodinamico che a livello di componentistica.

Per ciò che concerne le considerazioni termodinamiche, è possibile affermare che:

- il processo di miscelamento del fluido primario con quello secondario non è reversibile, poiché è necessaria una certa differenza di velocità fra i fluidi, affinché possa esservi l'aspirazione del secondario su azione del primario e il trasferimento di energia fra il fluido motore e il fluido guidato.
- il processo permesso dall'eiettore è la conversione dell'elevata energia cinetica e dell'elevata quantità di moto del fluido primario in aumento di pressione e di quantità di moto del fluido secondario.

Vantaggi

- Il principale vantaggio derivante dall'adozione di un ciclo simile è quello di sfruttare il calore di scarto proveniente anche da processi industriali - e non solo - in modo da produrre un certo effetto frigorifero.
Huang et al. hanno sviluppato uno studio in cui in modo sperimentale si è verificato che il COP di un ciclo simile è comparabile a quello di un ciclo ad assorbimento [58]. La principale differenza, però, è data dal fatto che tale sistema è fornito di un eiettore, principale organo che sfrutta il calore di bassa temperatura della sorgente termica utilizzata.
- L'adozione di un ciclo termodinamico simile presenta il vantaggio che non viene utilizzato un compressore per l'aumento di pressione del fluido, bensì una pompa per liquido, che permette di ottenere minori perdite di lavoro per attrito rispetto al compressore. Inoltre, in tal modo il sistema non richiede particolari soluzioni relative

alla lubrificazione che comporterebbero perdite di efficienza all'interno degli scambiatori di calore.

- Un ciclo basato sull'eiezione del vapore permette inoltre di operare con un unico fluido senza l'utilizzo di miscele particolari.

3.1.2. Settori di utilizzo

Sistemi come quello appena analizzato vengono impiegati per:

- impianti di condizionamento residenziali ed industriali per il riscaldamento o il raffreddamento dell'aria o dell'acqua. Essi possono sfruttare, attraverso l'impiego di opportuni pannelli, sia il calore di scarto derivante dai processi industriali che quello fornito gratuitamente dall'energia solare.
- Impianti di condizionamento dell'aria negli autoveicoli attraverso lo sfruttamento del calore derivante dai gas di scarico del motore.

3.2. Eiettore per il recupero di energia derivante dal lavoro di espansione

Un eiettore a due fasi è utilizzato in molti sistemi per il recupero dell'energia derivante dal lavoro di espansione, possibilità non sfruttata nei cicli frigoriferi nel momento in cui si impiegano le tradizionali valvole di laminazione.

Per l'utilizzo dell'anidride carbonica con sistemi di questo tipo viene preso come riferimento il ciclo di figura 8.5.

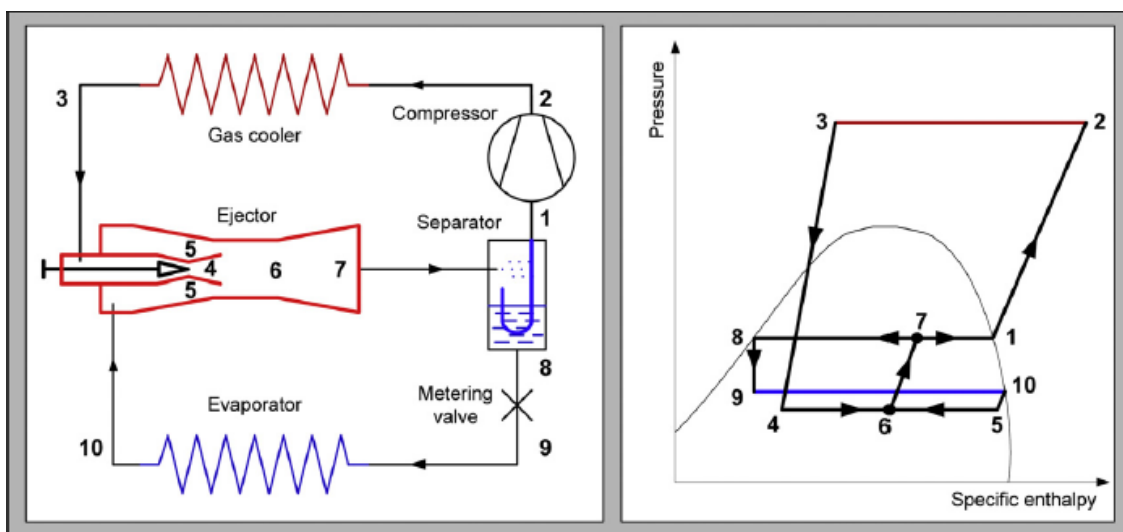


Fig.8.5-Ciclo transcritico per R744 che utilizza un eiettore a due fasi per il recupero del lavoro di espansione.

Il ciclo ideale è caratterizzato dal fatto che il vapore saturo, raccolto all'interno del separatore di liquido del circuito, viene spillato dal compressore e isoentropicamente compresso fino a pressione transcritica. All'interno del gas cooler, quindi, vi è uno scambio di calore che permette di raffreddare l'anidride carbonica, la quale entra nell'eiettore attraverso l'ugello convergente – divergente, che permette un aumento di velocità e successivamente un incremento di pressione al fluido: in questo modo per effetto Venturi l'espansione del fluido motore aspira all'interno dell'eiettore l'anidride carbonica in uscita dall'evaporatore. Anche in questo caso è possibile impiegare un ugello convergente che permette al fluido aspirato di essere pre - accelerato prima di miscelarsi con il fluido motore ad alta pressione.

Nel momento in cui il fluido, derivante dal miscelamento del fluido motore e di quello aspirato, supera la linea di saturazione del liquido, inizia l'evaporazione e il cambio di stato all'interno dell'eiettore. Si ottiene, quindi, una portata a due fasi.

A seconda della geometria dell'eiettore è possibile il miscelamento a pressione costante o all'interno di una zona a sezione costante.

All'interno del diffusore il fluido a doppia fase viene espanso con un aumento della sua pressione. Si svolge, quindi, una conversione dell'energia cinetica in energia di pressione, la quale causa una compressione isoentropica della portata delle due fasi prima che essa entri nel separatore di liquido.

All'interno di questo dispositivo una frazione di fluido ritorna al compressore, mentre la parte rimanente allo stato liquido viene espansa isoentalpicamente con una riduzione della pressione da parte di una valvola di controllo, in modo che all'interno dell'evaporatore possa fluire una corretta portata di liquido.

L'evaporatore permette all'anidride carbonica in fase liquida di acquisire calore fornendo un certo effetto frigorifero.

3.2.1. Considerazioni

Anche in questo caso il ciclo presenta alcune particolarità dal punto di vista termodinamico e componentistico, limitate dal fatto che viene installato all'interno del ciclo frigorifero un eiettore e un separatore di liquido.

Dal punto di vista termodinamico si evidenzia che:

- la portata di massa che fluisce al compressore e al gas cooler non è pari alla portata di massa che viene impiegata all'interno dell'evaporatore;

- come nel caso precedente l'azione principale dell'eiettore è data dalla conversione di energia cinetica del fluido supercritico in un aumento della pressione del fluido a due fasi;
- come evidenziato da molti studi, è necessaria una differenza di velocità e di pressione fra il fluido all'interno dell'evaporatore e quello presente all'interno della camera di miscelamento dell'eiettore: la pressione del primo è necessariamente inferiore rispetto a quella del secondo. Tale differenziale è necessario per consentire l'aspirazione del fluido secondario.

Vantaggi

I vantaggi derivanti dall'applicazione di questo sistema sono essenzialmente due:

1. la capacità frigorifera del sistema aumenta significativamente, in quanto la differenza di entalpia consentita dal processo isoentropico che avviene all'interno dell'eiettore risulta essere maggiore rispetto a quella che si verifica all'interno di un evaporatore di un ciclo tradizionale operante con una tipica valvola di laminazione.
2. il COP dell'intero sistema è incrementato, in primis dal fatto che il lavoro di compressione si riduce, in quanto il compressore aspira un fluido con una pressione maggiore e il differenziale di pressione diminuisce; in secundis, dal fatto che l'efficienza del compressore risulta maggiore, in quanto il rapporto delle pressioni all'interno delle quali esso opera risulta essere minore.

Lo studio di riferimento, riguardante il miglioramento delle performance di un ciclo simile rispetto ad un ciclo tradizionale senza sistema di eiezione, è quello effettuato da Kornhauser, il quale presenta un modello matematico iterativo tradizionale per un eiettore a doppia fase operante ad R12. In questo studio si identifica il fatto che il COP teorico viene incrementato del 21% rispetto a quello riferito ad un ciclo con tradizionale sistema di espansione.¹¹[59]

Tale studio permette di constatare, inoltre, che le perdite all'interno dell'eiettore sono ridotte in modo significativo nel momento in cui la velocità dei fluidi coinvolti tende ad essere la stessa. È comunque evidente che codeste velocità non potranno mai essere tali da azzerare il differenziale di pressione fra il fluido entrante supercritico e quello aspirato proveniente dall'evaporatore.

¹¹ Tale studio fornisce indiscutibilmente in letteratura la base teorica su cui sono stati sviluppati molti altri modelli relativi a sistemi di eiezione a due fasi.

3.2.2. Settori di utilizzo

Il sistema appena analizzato ha permesso di sviluppare non solo molti studi per la sua ottimizzazione, ma anche l'interesse di alcune case costruttrici per la realizzazione di differenti impianti.

- Vi sono esempi di utilizzo del sistema per la refrigerazione relativa ai trasporti, in cui la maggior efficienza del sistema operante a CO₂ si accoppia perfettamente con l'esigenza di ottenere un effetto frigorifero maggiore, al fine di contenere perdite termiche che caratterizzano tale settore.
- Il sistema è stato adottato anche per il condizionamento degli autoveicoli per il quale Yukikatsu Ozaki ha evidenziato come l'utilizzo dell'eiettore comporta un aumento del COP del sistema del 20% rispetto al tradizionale ciclo transcritico [63].
- Nel 2003 Denso Corporation, azienda leader nel campo del condizionamento degli ambienti, ha dotato le proprie pompe di calore operanti ad anidride carbonica di un sistema di eiezione per il riscaldamento dell'acqua sanitaria.

I settori in cui è possibile realizzare un sistema operante con ciclo transcritico ad anidride carbonica con un sistema di eiezione sono, quindi, molteplici e possono coprire l'intera gamma delle macchine operanti con cicli inversi in tutti i settori del freddo e del condizionamento.

3.3. Adozione di uno scambiatore rigenerativo in accoppiamento al sistema di eiezione

Un'ulteriore possibilità impiantistica, relativa all'utilizzo di un sistema di eiezione, è fornita dall'adozione di uno scambiatore rigenerativo posto tra l'uscita del gas cooler e l'ingresso del compressore, come ben visibile in figura 8.6 in cui si evidenzia la differenza operativa rispetto alla soluzione priva di scambiatore rigenerativo.

In tal caso il fluido in uscita dal gas cooler viene ulteriormente raffreddato dalla portata che viene aspirata da parte del compressore che acquista calore, ottenendo un surriscaldamento significativo. Questo surriscaldamento ha il vantaggio di evitare al compressore l'aspirazione di fluido liquido, ma comporta il fatto che lo stesso compressore necessita di operare con temperature maggiori, diminuendo così l'efficienza del ciclo.

Il vantaggio permesso dallo scambiatore rigenerativo è dato dall'incremento della capacità frigorifera del sistema attraverso l'ulteriore diminuzione della temperatura in uscita dal gas cooler.

Maggiore è la pressione in uscita dal gas cooler, maggiore sarà il differenziale di pressione sfruttabile per il recupero energetico.

Lo scambiatore rigenerativo opera per ipotesi in maniera isobarica, perciò, l'efficienza del sistema risulta non essere compromessa dall'utilizzo di tale componente.

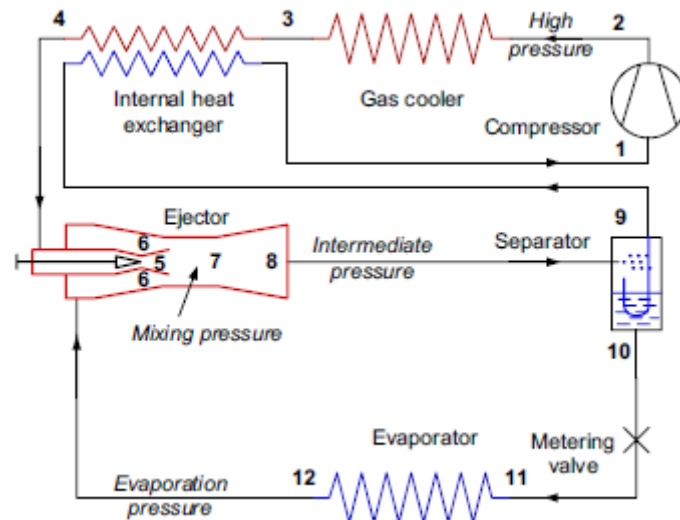


Fig.8.6-Impianto ad eiezione con scambiatore rigenerativo

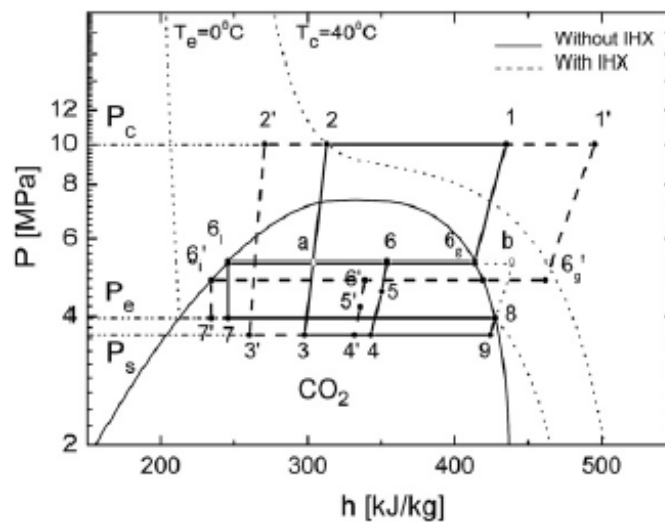


Fig.8.7-Diagramma entalpico del ciclo dell'impianto ad eiezione con scambiatore rigenerativo

3.4.Sviluppi sperimentali

A livello sperimentale sono state sviluppate due alternative che non hanno, però, al momento ritrovato un riscontro pratico nelle applicazioni reali.

- a) La prima soluzione è stata sviluppata da Lorentzen, il quale presenta un ciclo frigorifero in cui il lavoro di espansione viene recuperato da parte di un eiettore, il quale, permettendo il ricircolo del liquido, incrementa l'effetto frigorifero e le performance dell'evaporatore [60].

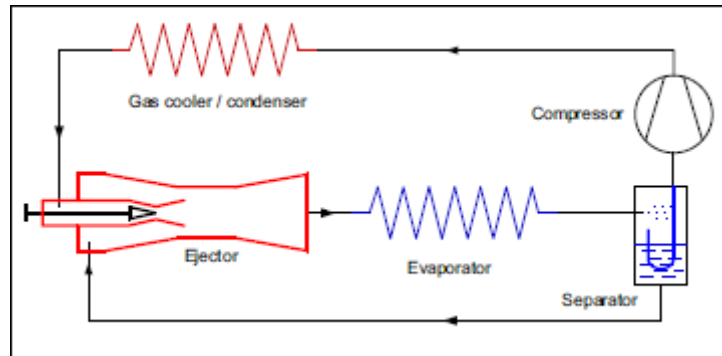


Fig.8.8-Impianto sperimentale per il ricircolo tramite eiettore del liquido all'evaporatore.

In tal caso, come si nota dalla figura 8.8, il ciclo è costituito in modo che il fluido in uscita dall'eiettore sia immediatamente sfruttato all'interno dell'evaporatore, raggiungendo in un secondo momento il separatore di liquido.

Le analisi sperimentali che sono state svolte hanno permesso di affermare che il COP del ciclo è stato incrementato del 12% rispetto ai convenzionali sistemi di refrigerazione.

- b) La seconda soluzione impiantistica sperimentale con l'utilizzo di un eiettore è stata introdotta da Bergander, il quale ha utilizzato un eiettore per aumentare la pressione in uscita al compressore, anziché la pressione di aspirazione, come presentato in figura 8.9.

Tale soluzione è caratterizzata dal fatto che oltre all'eiettore e al compressore è presente anche una pompa per l'aumento di pressione del fluido che viene spillato in uscita dal gas cooler ed inviato all'eiettore.

Questa particolarità consente comunque di incrementare il COP del sistema, poiché il lavoro isoentropico sviluppato dalla pompa è minore rispetto a quello che occorrerebbe ad un compressore.

A livello teorico sarebbe oltretutto possibile eliminare completamente la presenza del compressore all'interno del ciclo, nel momento in cui l'aumento della pressione fosse

raggiunto solamente grazie alla pompa per il liquido. Ciò comporterebbe la risoluzione dei conosciuti problemi relativi alla lubrificazione degli organi mobili del compressore, ma allo stesso tempo i cambiamenti di fase interni all'eiettore creerebbero onde d'urto che influenzerebbero la compressione del fluido che non sarebbe isoentropica e che penalizzerebbe l'efficienza del ciclo.

Tale sistema necessita, quindi, di ulteriori studi e migliorie.

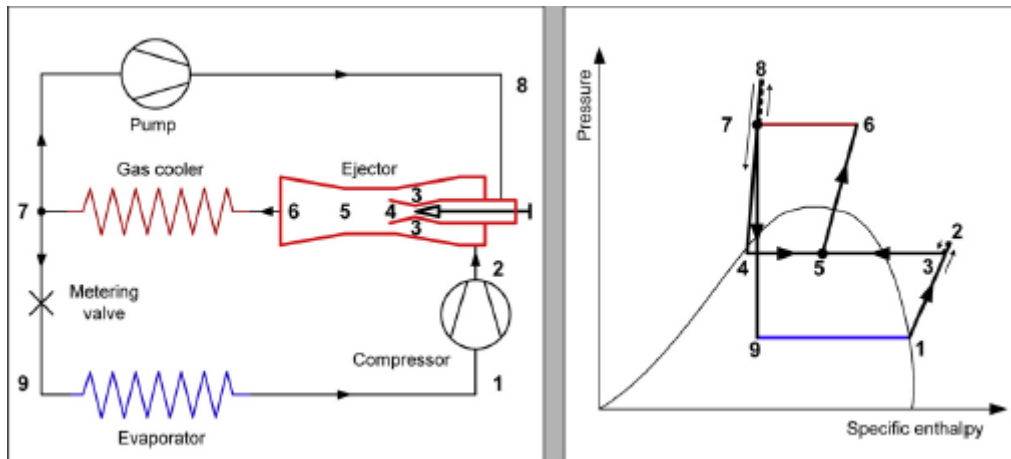


Fig.8.9-Impianto per l'aumento della pressione in uscita dal compressore.

4. Analisi prestazionale dell'eiettore

Il funzionamento base di un eiettore è piuttosto complesso, soprattutto nel momento in cui lo si valuta, non solo in termini termodinamici, ma anche fluidodinamici. I modelli matematici che sono stati sviluppati in tal senso sono effettivamente molto articolati, in quanto implementano calcoli vettoriali per descrivere in modo maggiormente preciso i fronti d'onda che si sviluppano all'interno dell'eiettore, considerando sia gli eiettori a singola fase che quelli a doppia fase.

Un esempio è fornito dallo studio effettuato da J. Smolka, Z. Bulinski et al. i quali hanno sviluppato un complesso modello matematico che ha permesso di studiare, anche in formato 3D, la struttura di un eiettore. Grazie alle innumerevoli simulazioni effettuate, sia per portate di fluido in stato laminare che turbolento, gli studiosi hanno indagato come le proprietà termodinamiche dei fluidi impiegati nel processo di eiezione influenzino le performance dell'eiettore e come la struttura dello stesso sia fondamentale per ottenere gli effetti desiderati. Ciò ha, inoltre, permesso di simulare un impianto a pompa di calore operante ad anidride carbonica, evidenziando come la pressione del fluido in uscita venga influenzata al variare della temperatura e della pressione dei fluidi entranti nell'eiettore.[57]

4.1. Parametri prestazionali fondamentali

La maggior parte dei modelli matematici ipotizzano che il funzionamento dell'eiettore sia approssimabile ad una trasformazione isoentropica, durante la quale il fluido aspirato e quello guida scambiano energia cinetica.

Per un'analisi più dettagliata si fa riferimento al modello di Ebel e Hrnjak, il quale è stato direttamente sviluppato dall'approccio iterativo ideato da Kornhauser negli anni '90 [62].

Alla base di questo studio vi è la definizione di tre rendimenti, i quali permettono di uscire dal campo teorico delle applicazioni puramente isoentropiche e tenere conto delle perdite presenti causate da elementi come l'attrito e le onde d'urto nelle diverse zone dell'eiettore.

Si definisce quindi:

- rendimento dell'ugello motore (motive nozze) $\rightarrow \eta_{mn} = \frac{h_{mn,in} - h_{mn,out}}{h_{mn,in} - h_{mn,out,is}}$
- rendimento dell'ugello di aspirazione (suction nozze) $\rightarrow \eta_{sn} = \frac{h_{sn,in} - h_{sn,out}}{h_{sn,in} - h_{sn,out,is}}$

- rendimento del diffusore (diffuser) $\rightarrow \eta_{diff} = \frac{h_{diff,out, is} - h_{ms,out}}{\frac{1}{2}u_{ms,out}^2}$

(dove ms sta per sezione di miscelamento)

Tenuto conto di questi elementi, si passa ad analizzare l'eiettore nella sua complessità prendendo come riferimento la figura 8.10.

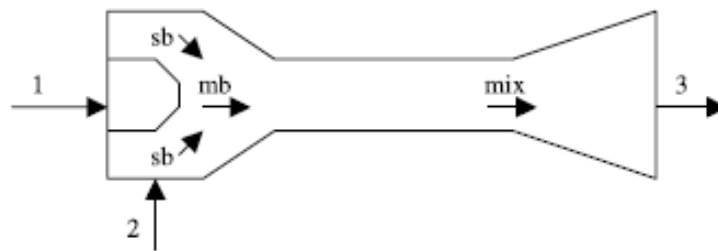


Fig.8.10-Schema eiettore

Un primo parametro fondamentale da conoscere è l'efficienza dell'eiettore.

Il rendimento di eiezione può essere definito come il rapporto tra il lavoro realmente recuperato con l'eiettore e quello massimo recuperabile.

$$\eta_{eiec} = \frac{\dot{W}_{rec}}{\dot{W}_{recmax}}$$

I due lavori vengono calcolati mediante le seguenti equazioni:

$$\dot{W}_{recmax} = \dot{m}_{gc} \int_{s_B}^{s_A} T_{diff,out} ds = \dot{m}_{gc} * (h_A - h_B)$$

$$\dot{W}_{rec} = \dot{m}_{evap} \int_{P_D}^{P_C} v(p) dP = \dot{m}_{evap} * (h_C - h_D)$$

Per cui il rendimento risulta essere:

$$\eta_{eiec} = \frac{\dot{m}_{evap} * (h_C - h_D)}{\dot{m}_{gc} * (h_A - h_B)}$$

La definizione di tale rendimento permette di definire l'efficienza dell'eiettore come rapporto tra l'incremento isoentropico subito dal vapore aspirato e la cessione isoentropica di potenza subita dal flusso di CO₂ ad alta pressione entrante nel dispositivo.

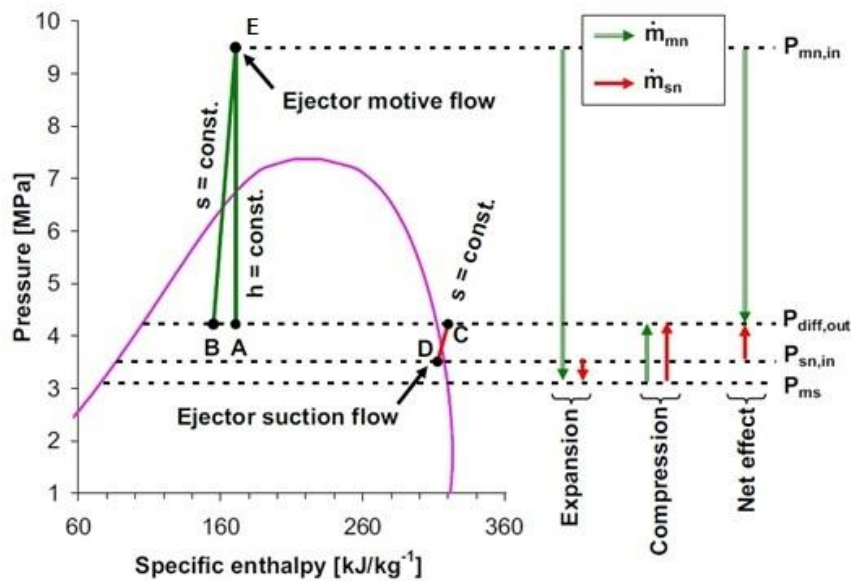


Fig.8.11-Diagramma entalpico che identifica i punti di interesse per il calcolo sperimentale del rendimento dell'eiettore

Il principale vantaggio nell'impiego di questa definizione è legato al fatto che tutte le variabili utilizzate sono ottenibili nella realtà da semplici misurazioni sperimentali e non è richiesta la conoscenza delle pressioni interne che si creano nell'eiettore.

Oltre al rendimento vi sono altri due indici chiave che fanno riferimento all'eiettore:

- rapporto di aspirazione $\rightarrow \pi_s = \frac{P_{diff,out}}{P_{evap,out}}$
- rapporto di trascinamento $\rightarrow \phi = \frac{\dot{m}_{evap}}{\dot{m}_{gc}}$

4.2. Analisi dell'eiettore per differenti condizioni operative

Considerando lo studio effettuato da Lucas e Koehler [63], è possibile ricavare dati sperimentalmente significativi, poiché è stata sviluppata un'analisi sull'incremento prestazionale che offre l'eiettore ad un ciclo transcritico.

L'eiettore è stato analizzato in condizioni operative differenti:

- pressione di evaporazione = 26 bar, 34 bar;

- temperature di evaporazione = -10°C e -1°C ;
- temperature in uscita dal gas cooler = 30°C , 35°C , 40°C .

Tali condizioni operative si avvicinano alle condizioni di funzionamento reale di un impianto transcritico ad anidride carbonica, già espresse nei precedenti capitoli. Inoltre, le temperature in uscita dal gas cooler corrispondono alle temperature di ingresso dell'acqua che sono state considerate nelle analisi termodinamiche precedenti. Tale studio è quindi preso come riferimento in modo da completare l'analisi riferita alle prestazioni di un impianto ad anidride carbonica, considerando le medesime condizioni operative, riferite sia all'impianto stesso e sia al fluido secondario che viene riscaldato.

I risultati ottenuti dall'analisi effettuata da Lucas e Koehler sono i seguenti:

- Efficienza dell'eiettore

L'efficienza dell'eiettore presenta un massimo, che nelle condizioni operative analizzate risulta pari al 22%.

Tale efficienza è raggiunta per una pressione di evaporazione di 34 bar, ovvero la più elevata fra quelle considerate nello studio.

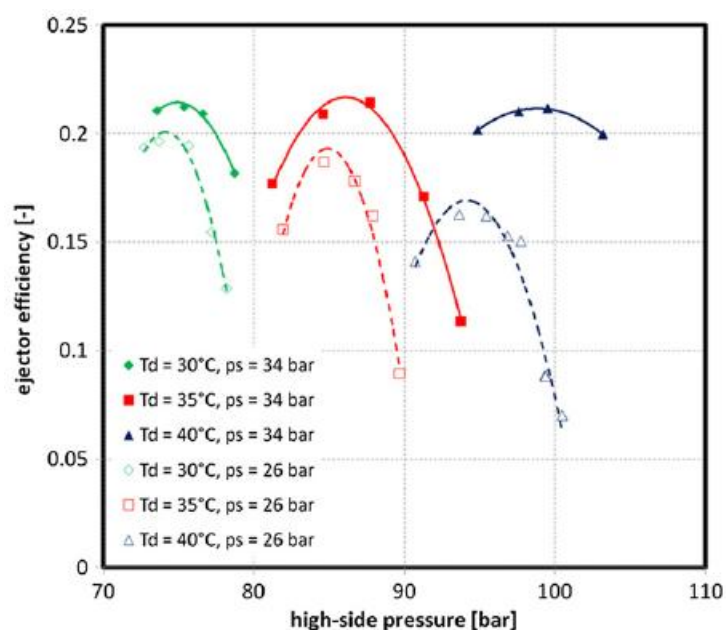


Grafico 8.1-Andamento dell'efficienza dell'eiettore in funzione delle condizioni operative relative a pressione massima di ciclo, pressione di evaporazione e temperatura dell'anidride carbonica in uscita dal gas cooler

Ciò permette di affermare che l'efficienza dell'eiettore aumenta in funzione dell'aumento della pressione di evaporazione.

Il grafico ottenuto tramite prove sperimentali mostra, inoltre, come le pressioni massime di ciclo influenzino in modo pesante le performance dell'eiettore, dal momento che si ottiene un'efficienza ottima per un determinato valore di pressione.

Nel momento in cui tale pressione è maggiore o minore rispetto al valore ottimo, l'efficienza dell'eiettore diminuisce in modo drastico.

Lo stesso grafico mostra la dipendenza dell'efficienza dell'eiettore nei confronti della temperatura dell'anidride carbonica in uscita dal gas cooler: alla pressione di evaporazione di 34 bar la variazione della temperatura della CO₂ da 30°C a 40°C influisce negativamente sull'efficienza dell'eiettore in modo non significativo, provocando un calo minore dell'1%. Alla pressione di evaporazione di 26 bar, invece, gli effetti negativi dell'aumento della temperatura della CO₂ in uscita dal gas cooler sono più ingenti, in quanto si registra un decremento del 20% relativo all'efficienza dell'eiettore.

Ciò è dovuto al fatto che, con una pressione di evaporazione minore, la densità della miscela all'interno dell'eiettore si riduce e la velocità all'interno della zona di miscelazione aumenta. Tale aumento di velocità comporta a sua volta un aumento delle perdite energetiche dovute agli effetti di strisciamento che si verificano fra il fluido e le pareti della condotta.

Inoltre, all'interno della zona di miscelamento si creano perdite di pressione causate dalle onde d'urto che si verificano nel momento in cui la miscela dei fluidi che si viene a determinare supera la velocità del suono.

Oltretutto, come riportato nel paragrafo successivo, zone di miscelamento di lunghezza elevata non permettono di mantenere una considerevole efficienza dell'eiettore, poiché oltre alle onde d'urto si aggiungono le perdite energetiche dovute all'attrito della miscela dei fluidi con le pareti della zona di miscelamento. Per aumentare, quindi, l'efficienza di un eiettore e ridurre le perdite energetiche dovute agli strisciamenti per pressioni di evaporazione minori, il valore del diametro della camera di miscelamento dovrebbe essere incrementato, ovvero la lunghezza della stessa essere ridotta.

- Recupero di pressione

Il recupero di pressione è calcolato attraverso la relazione:

$$p_{rec} = p_{diff\ out} - p_{suction}$$

(considerando la fig. 8.11 la stessa relazione è definita da $p_{rec} = p_C - p_D$)

Tale parametro di valutazione permette di stimare quale sia il recupero energetico che permette di sviluppare l'eiettore.

Lo studio di Lucas e Koehler ha identificato che il valore del recupero di pressione dipende direttamente dalla pressione di evaporazione del ciclo e dalla temperatura dell'anidride carbonica in uscita dal gas cooler.

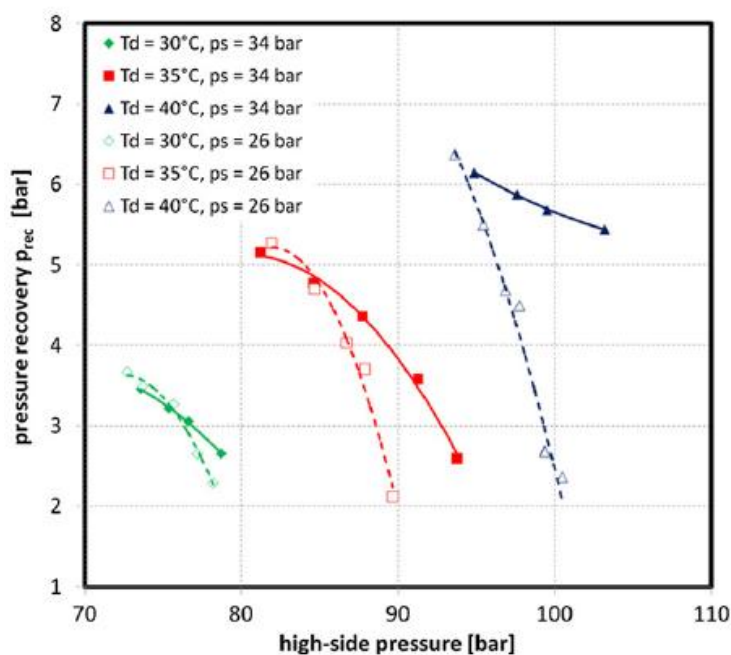


Grafico 8.2-Recupero di pressione dell'eiettore in relazione alla pressione massima di ciclo per differenti valori della pressione di evaporazione e della temperatura dell'anidride carbonica in uscita dal gas cooler

Il calo del valore del recupero di pressione è maggiormente pronunciato per valori di pressione di evaporazione di 26 bar e per valori di temperatura in uscita dal gas cooler pari a 35°C e 40°C.

Si evidenzia, inoltre, che il minimo valore del recupero di pressione corrisponde ad una pressione massima di ciclo pari a quella relativa al minimo valore dell'efficienza dell'eiettore. A sua volta i valori massimi relativi al recupero di pressione corrispondono al valore di efficienza dell'eiettore più elevato.

Il massimo recupero di pressione registrato è pari a 6 bar, corrispondente a condizioni operative caratterizzate da temperature dell'anidride carbonica in uscita dal gas cooler pari a 30°C e 35°C.

- COP del ciclo con e senza eiettore

L'analisi è proseguita con il confronto fra una pompa di calore ad anidride carbonica dotata di valvola di laminazione e un impianto dotato di eiettore, entrambi operanti alle medesime condizioni termodinamiche presentate all'inizio del paragrafo.

Per ciò che riguarda l'impianto privo di eiettore, si è identificato il massimo valore di COP per determinati valori ottimi di pressione massima di ciclo, come evidente dal grafico seguente:

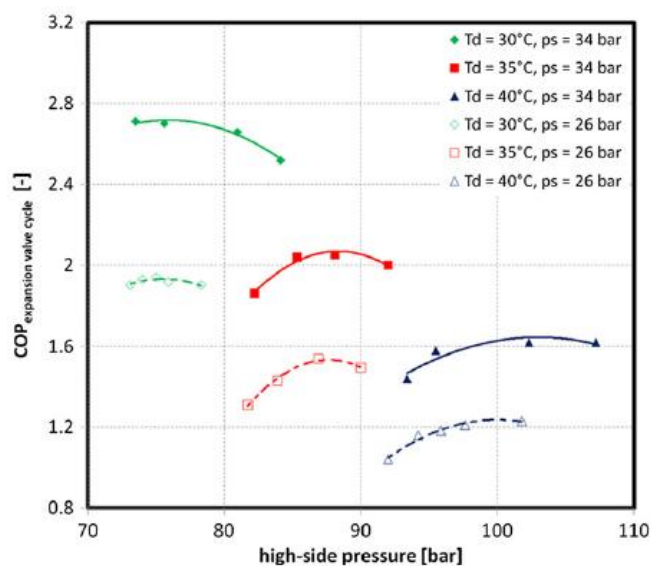


Grafico 8.3-Andamento del COP relativo all'impianto operante senza eiettore per diverse condizioni operative

Allo stesso modo è stato ricavato sperimentalmente il COP relativo all'impianto dotato di sistema di eiezione, per il quale si identifica un valore massimo di COP corrispondente allo stesso valore di pressione ottima di ciclo presente nell'impianto con valvola di laminazione.

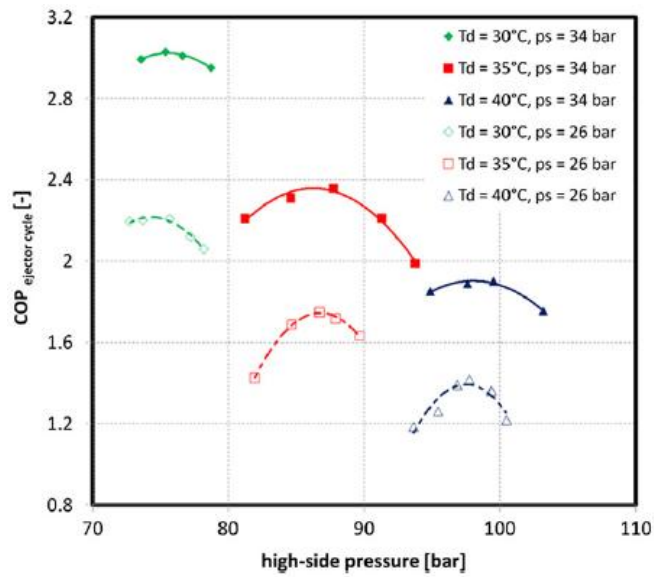


Grafico 8.4-Andamento del COP relativo all'impianto dotato di eiettore per diverse condizioni operative

Per confrontare la differenza prestazionale fra i due impianti è stato considerato il rapporto fra i COP dei due sistemi.

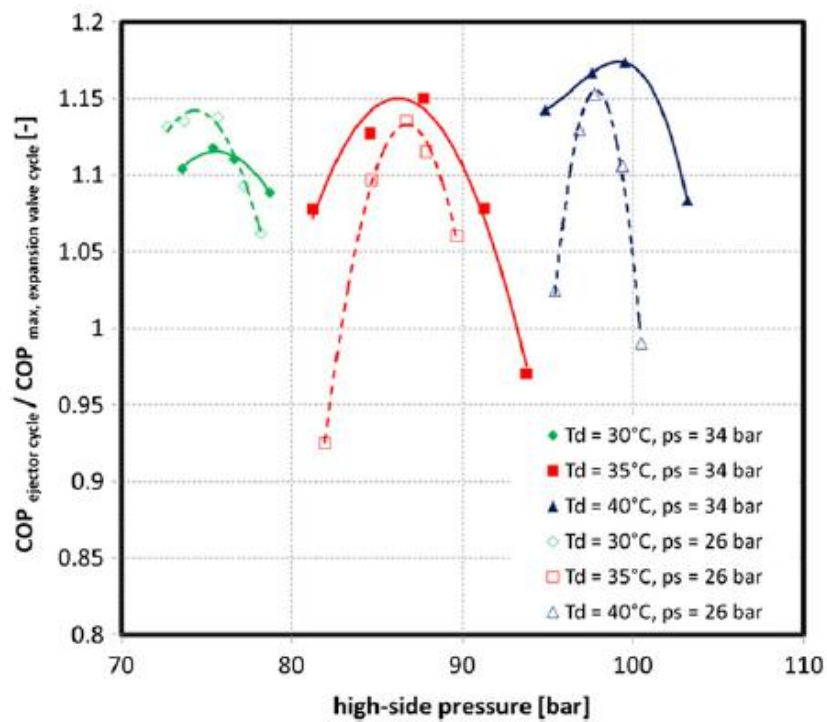


Grafico 8.5-Andamento del rapporto fra i COP relativi alle due tipologie di impianti considerati

I risultati dello studio evidenziano come il COP dell'impianto dotato di espansore abbia un incremento prestazionale del 17% rispetto alla pompa di calore tradizionale. Si nota, inoltre, come per pressioni di evaporazione più elevate l'incremento prestazionale sia maggiore. Tale incremento dipende anche dalla temperatura del

fluido in uscita dal gas cooler, in quanto le prestazioni dell'impianto ad eiezione sono maggiori con temperature più elevate (= 40°C), dal momento che, operando con pressioni massime di ciclo ottimali, l'efficienza dell'eiettore risulta massima e vi è la possibilità di incrementare il recupero di energia dovuto all'espansione del gas. L'anidride carbonica all'uscita dal gas cooler è infatti caratterizzata da un valore più elevato di entalpia sfruttabile all'interno dell'eiettore per incrementare maggiormente l'incremento di pressione della CO₂ aspirata dall'evaporatore.

L'andamento del COP riferito all'impianto dotato di eiettore dipende inoltre dai parametri analizzati precedentemente, i quali dimostrano che maggiori sono le efficienze relative all'eiettore, più elevate sono le prestazioni del ciclo.

Questo si può ben verificare nel momento in cui si considera la prestazione dell'impianto dotato di eiettore operante a pressione di evaporazione di 26 bar e temperatura di 30°C. A tali condizioni operative, infatti, il recupero energetico dovuto all'espansione del gas risulta maggiore rispetto a quello determinato dallo stesso impianto, operante alla stessa temperatura, ma a pressione di 34 bar.

Tale comportamento dovrebbe risultare lo stesso anche per gli altri casi, ma ciò non avviene. Infatti, per temperature dell'anidride carbonica pari a 35°C e 40°C l'efficienza dell'eiettore è molto più elevata per pressione di evaporazione pari a 34 bar rispetto al caso in cui la pressione è di 26 bar, poiché l'effetto di attrito fra il fluido e le pareti dell'eiettore non è accentuato e l'entalpia contenuta nell'anidride carbonica in uscita dal gas cooler viene sfruttata in modo più efficiente.

In conclusione, le prove sperimentali effettuate da Lucas e Koehler permettono di rilevare che il range di pressione massima di ciclo per cui si ottiene il massimo valore di COP, nel caso di impianto dotato di eiettore, diminuisce al diminuire della pressione di evaporazione.

Tale analisi ha dimostrato come le condizioni operative dell'intero ciclo transcritico influenzino l'efficienza dell'eiettore e il recupero di pressione che esso opera. Si è inoltre evidenziato come le condizioni termodinamiche dell'anidride carbonica in uscita dal gas cooler siano il driver fondamentale su cui operare per l'ottimizzazione del funzionamento dell'eiettore e del recupero energetico che esso fornisce, nonostante il fatto che le efficienze relative a tale dispositivo siano ridotte a causa delle basse temperature che si presentano in tali applicazioni.

Considerando, tuttavia, il fatto che per temperature elevate dell'anidride carbonica si ottengono maggiori incrementi prestazionali relativi all'eiettore e all'intero ciclo, è possibile sfruttare tale dispositivo anche in condizioni operative che normalmente penalizzano il classico ciclo a compressione di vapore ad anidride carbonica rispetto ai tradizionali refrigeranti sintetici. In tal modo è possibile ridurre il gap prestazionale anche nel caso in cui la temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler tenda ad aumentare.

In tal senso è utile considerare lo studio sperimentale di Tesser, il quale ha analizzato il funzionamento di una pompa di calore sperimentale ad anidride carbonica di tipo acqua – acqua, per la quale sono state ricreate condizioni di funzionamento differenti al variare della temperatura di ingresso dell'acqua (e quindi di uscita della CO₂ dal compressore) e delle pressioni massime di esercizio dell'impianto. [66]

I dati sono quindi stati confrontati direttamente con quelli raccolti dal funzionamento dello stesso sistema operante senza eiettore, ma caratterizzato dall'impiego di una valvola di laminazione di tipo back pressure.

Le prove effettuate e i risultati raccolti da Tesser sono i seguenti.

4.2.1. Riscaldamento a bassa temperatura

Temperatura di ingresso dell'acqua al gas cooler = 16°C;

Temperatura dell'acqua in uscita dal gas cooler = 40°C.

SET 34 back pressure valve	CO ₂ suction pressure [bar]	CO ₂ suction temperatur e [°C]	CO ₂ discharge pressure [bar]	CO ₂ discharge temperatur e [°C]	Heating capacity [kW]	Cooling capacity [kW]	Compr. power input [kW]	COP _h corrected CO ₂ side	max COP _h CO ₂ side
HP = 77 bar	34.2	1.9	90.5	56.2	5.60	5.06	1.62	3.43	3.47
HP = 82 bar	33.4	1.1	96.5	60.2	5.86	5.28	1.67	3.47	
HP = 87 bar	33.4	1.1	103.3	64.9	5.97	5.40	1.80	3.26	
HP = 96 bar	34.0	1.7	108.3	71.2	6.01	5.41	1.88	3.12	
HP = 107 bar	33.8	1.6	112.1	78.6	5.87	5.28	2.1	2.72	

Tabella 8.1-Risultati sperimentali relativi al funzionamento della pompa di calore con valvola di laminazione di tipo back pressure per una temperatura di ingresso dell'acqua pari a 16°C

SET 33 ejector	CO ₂ suction pressure [bar]	CO ₂ suction temp. [°C]	CO ₂ discharge pressure [bar]	CO ₂ discharge temp. [°C]	CO ₂ evapor. pressure [bar]	Motive nozzle inlet temp [°C]	Heating capacity [kW]	Cooling capacity [kW]	Compressor power input [kW]	COP _h (CO ₂ side)	max COP _h (CO ₂ side)	$\frac{\eta_{CO_2, ev}}{\eta_{CO_2, gc}}$	pressure lift [bar]	ejector efficiency
open	31.2	-1.2	78.1	56.6	31.1	19.4	5.43	5.00	1.58	3.44		0.72	0.48	5.6%
2 rotations	30.3	-2.1	77.0	55.4	30.0	19.5	5.27	4.87	1.57	3.36	3.44	0.68	0.64	7.2%
3 rotations	29.5	-3.0	76.0	54.8	29.0	19.8	5.06	4.67	1.54	3.29		0.60	0.89	9.3%
4 rotations	27.4	-5.2	73.6	53.7	25.5	20.1	4.73	4.37	1.43	3.31		0.49	2.12	18.3%

Tabella 8.2-Risultati sperimentali relativi al funzionamento della pompa di calore con eiettore per una temperatura di ingresso dell'acqua pari a 16°C

Dalle tabelle riportate si può osservare come l'efficienza dell'eiettore aumenti al diminuire della pressione di evaporazione dell'anidride carbonica.

L'efficienza massima registrata è pari al 18,3%, comunque molto bassa, che permette un aumento di pressione di 2 bar.

Questi valori molto bassi non permettono di constatare una notevole differenza prestazionale fra l'impianto funzionante con sistema di eiezione rispetto all'impianto tradizionale, come si nota dal grafico seguente.

Ciò è connesso alla bassa temperatura di ingresso dell'acqua nel gas cooler a cui è connesso un minor valore di entalpia relativo all'anidride carbonica in uscita dal gas cooler, che consente un minor recupero di energia da parte dell'eiettore.

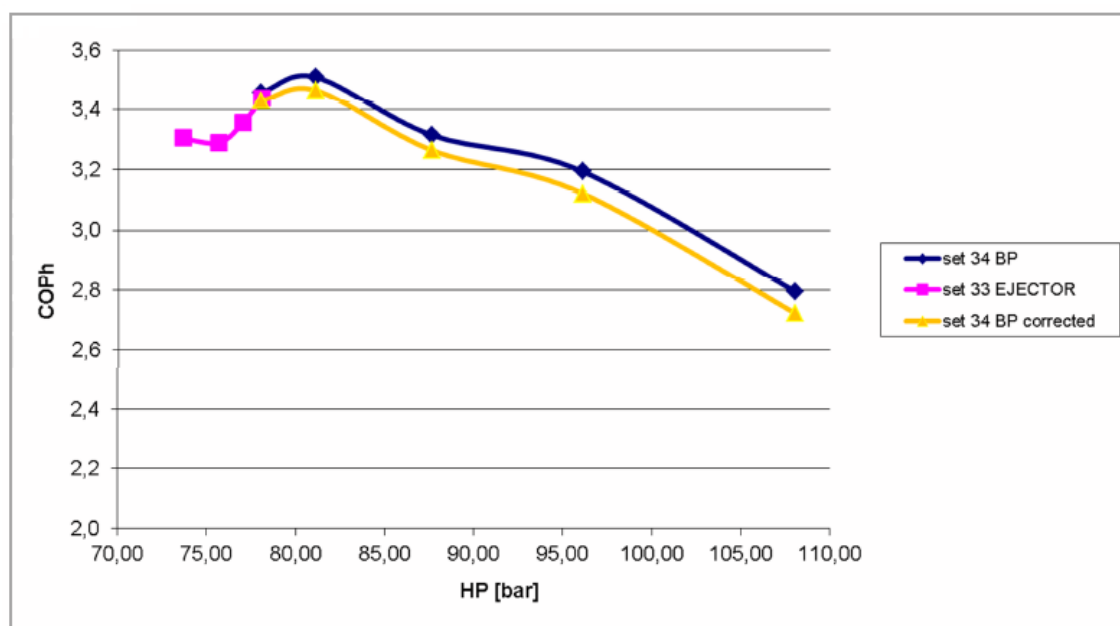


Grafico 8.6-Andamento del COP relativo al funzionamento dell'impianto con e senza eiettore per una temperatura di ingresso dell'acqua pari a 16°C

Considerando, quindi, una temperatura di ingresso dell'acqua maggiore, si ottiene:

Temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler = 22°C;

Temperatura di uscita dell'acqua dal gas cooler = 40°C.

SET 43 back pressure valve	CO ₂ suction pressure [bar]	CO ₂ suction temperatur e [°C]	CO ₂ discharge pressure [bar]	CO ₂ discharge temperatur e [°C]	Heating capacity [kW]	Cooling capacity [kW]	Compr. power input [kW]	COP _h corrected CO ₂ side	max COP _h CO ₂ side
HP = 85 bar	39.5	5.2	85.6	57.3	6.04	5.49	1.74	2.79	2.79
HP = 91 bar	38.4	4.2	91.1	62.9	6.12	5.52	1.86	2.65	
HP = 97 bar	38.6	4.5	97.1	67.6	6.31	5.67	1.97	2.58	
HP = 105 bar	38.4	4.4	104.6	73.0	6.22	5.56	2.10	2.40	

Tabella 8.3-Risultati sperimentali relativi all'utilizzo della pompa di calore dotata di valvola di laminazione di tipo back pressure per una temperatura di ingresso dell'acqua di 22°C

SET 42 ejector	CO ₂ suction pressure [bar]	CO ₂ suction temp. [°C]	CO ₂ discharge pressure [bar]	CO ₂ discharge temp. [°C]	CO ₂ vapor. pressure [bar]	Motive nozzle inlet temp [°C]	Heating capacity [kW]	Cooling capacity [kW]	Compressor power input [kW]	COP _h (CO ₂ side)	max COP _h (CO ₂ side)	$\frac{\dot{m}_{CO_2,er}}{\dot{m}_{CO_2,gc}}$	pressure lift [bar]	ejector efficiency
open	36.0	2.6	96.8	76.7	35.8	21.2	5.98	5.00	1.94	3.08		1.19	0.67	9.5%
2 rotations	35.7	2.3	96.3	76.6	35.2	21.2	5.94	4.96	1.92	3.09	3.09	1.17	0.94	13.2%
3 rotations	35.7	2.3	97.0	77.5	35.1	21.6	5.89	4.89	1.93	3.05		1.15	1.02	13.8%
4 rotations	36.2	2.8	98.8	78.3	35.2	22.2	5.93	4.93	2.00	2.97		1.12	1.42	18.3%
4.5 rotations	36.1	2.6	97.5	77.3	34.7	21.6	5.97	4.98	1.97	3.03		1.06	1.77	22.4%
5 rotations	36.0	2.6	97.6	77.4	34.2	21.6	5.94	4.95	1.98	3.00		0.96	2.20	25.6%

Tabella 8.4-Risultati sperimentali relativi all'utilizzo della pompa di calore con eiettore per una temperatura di ingresso dell'acqua pari a 22°C

Come è evidente, se da un lato l'aumento della temperatura dell'acqua fa diminuire le prestazioni di entrambi i sistemi, dall'altro, invece, aumenta notevolmente l'efficienza dell'eiettore. Tale miglioramento è dovuto, come detto, sia all'incremento della temperatura di ingresso dell'acqua, che presuppone a sua volta un aumento di entalpia dell'anidride carbonica in uscita dal gas cooler, sia all'aumento della pressione massima di ciclo, dovuta evidentemente all'ottimizzazione delle prestazioni del ciclo.

Il grafico 8.7 mostra come l'utilizzo dell'eiettore apporti un incremento prestazionale alla pompa di calore dell'11% rispetto alla soluzione tradizionale basata sull'impiego della valvola di laminazione.

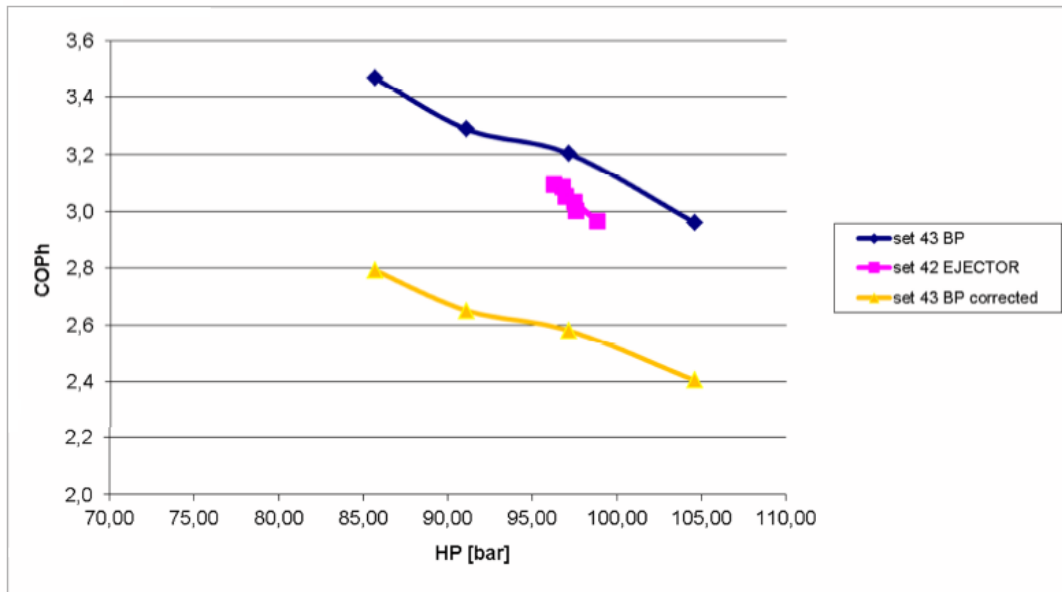


Grafico 8.7-Andamento del COP relativo al funzionamento dell'impianto con e senza eiettore per una temperatura di ingresso dell'acqua pari a 22°C

Facendo, quindi, riferimento alle simulazioni svolte nel capitolo 5 relative al confronto fra un ciclo termodinamico transcritico ad R744 e un ciclo ad R134a, è possibile considerare il fatto che, per le medesime condizioni operative, l'incremento prestazionale dovuto all'adozione di un eiettore nel caso del ciclo ad anidride carbonica sarebbe sufficiente a determinarne la convenienza rispetto all'impianto operante con il fluido sintetico.

Attraverso l'interpolazione dei dati relativi al rapporto fra i COP degli impianti analizzati in relazione alla temperatura di scarico dell'anidride carbonica dal gas cooler, è possibile ottenere l'incremento prestazionale che caratterizza il sistema dotato di eiettore anche per temperature intermedie e superiori a quelle scelte da Lucas e Koehler.

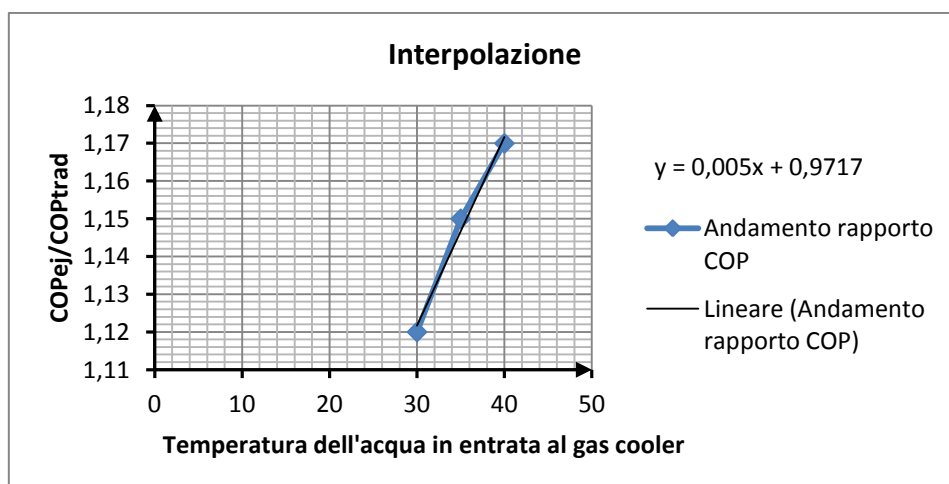


Grafico 8.8-Interpolazione lineare svolta per il rapporto dei COP degli impianti analizzati in funzione della temperatura dell'acqua in entrata al gas cooler

Si considerano, quindi, nuovamente i casi analizzati nel capitolo 5:

Caso acqua in ingresso 30°C-35°C

In questo caso è possibile notare come l'andamento del COP del sistema dotato di eiettore sia caratterizzato da valori superiori a quelli del ciclo ad R134a operante alle stesse condizioni operative.

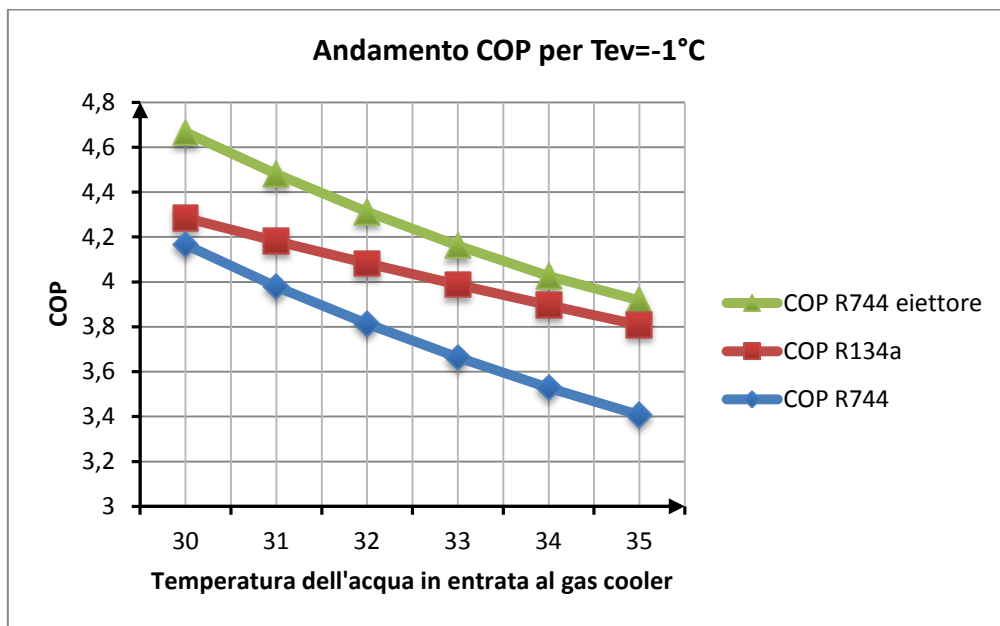


Grafico 8.9-Andamento COP cicli a R134a e R744 con e senza eiettore in relazione alla temperatura di utilizzo acqua 40-45°C

Per un ingresso dell'acqua pari a 30°C, inoltre, nonostante l'incremento percentuale determinato dall'adozione dell'eiettore sia minore rispetto ai casi con temperature di scarico dell'anidride carbonica maggiori, il sistema con eiettore è prestazionalmente superiore rispetto a quello ad R134a per un valore di COP pari a 0,38, corrispondente ad un incremento di +8,9%, come visibile dal grafico seguente.

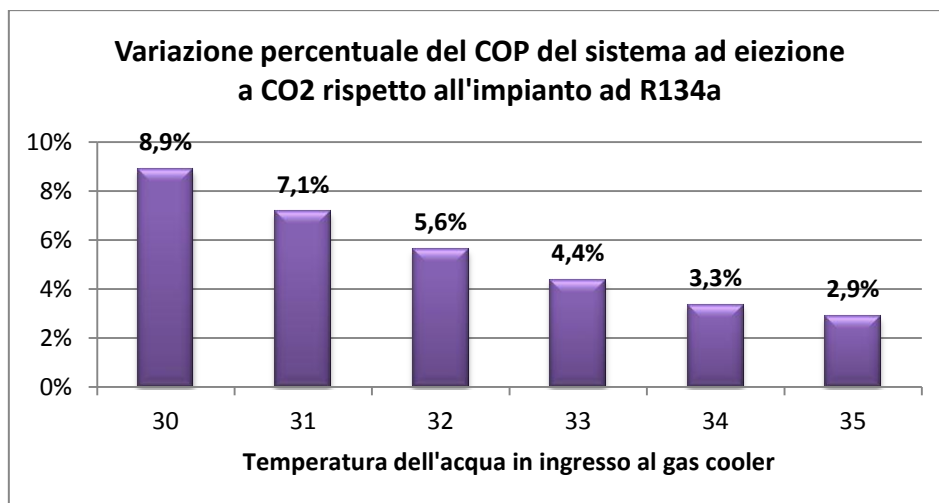


Grafico 8.10-Variazione percentuale del COP del sistema ad eiezione a CO₂ rispetto all'impianto ad R134a

Caso acqua in ingresso 40°C-45°C

In tal caso l'adozione dell'eiettore comporta incrementi prestazionali all'impianto ad anidride carbonica tali da ottenere COP di ciclo pari a quelli che caratterizzano il sistema ad R134a.

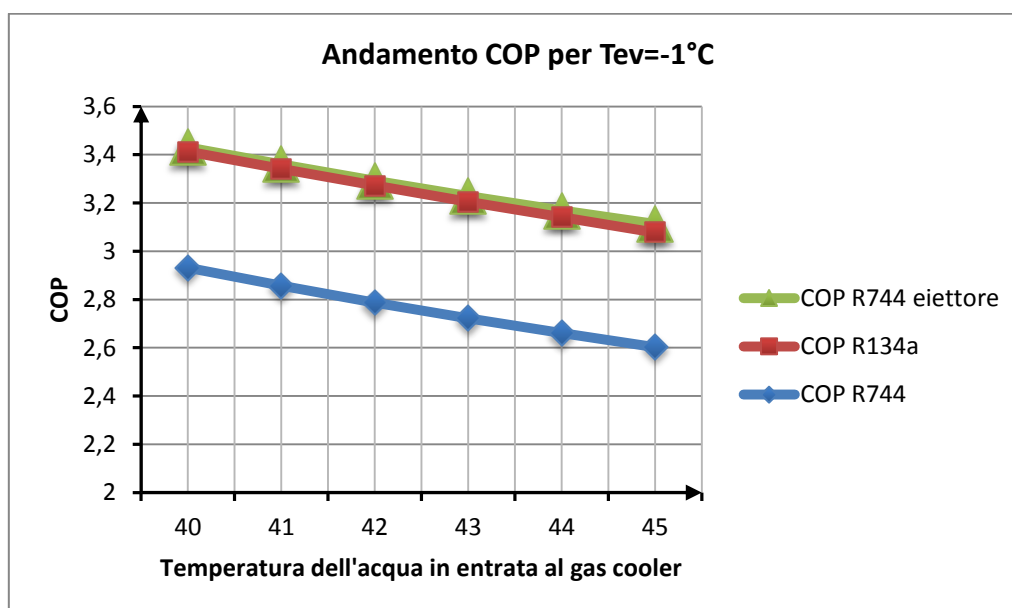


Grafico 8.11-Andamento COP cicli a R134a e R744 con e senza eiettore in relazione alla temperatura di utilizzo acqua 50-55°C

Vi è da considerare infatti che la differenza percentuale fra il sistema ad anidride carbonica tradizionale e quello operante con il fluido sintetico si attesta a valori superiori al 15%; di conseguenza l'adozione dell'eiettore comporta un significativo aumento di prestazione.

Caso acqua in ingresso 50°C-55°C

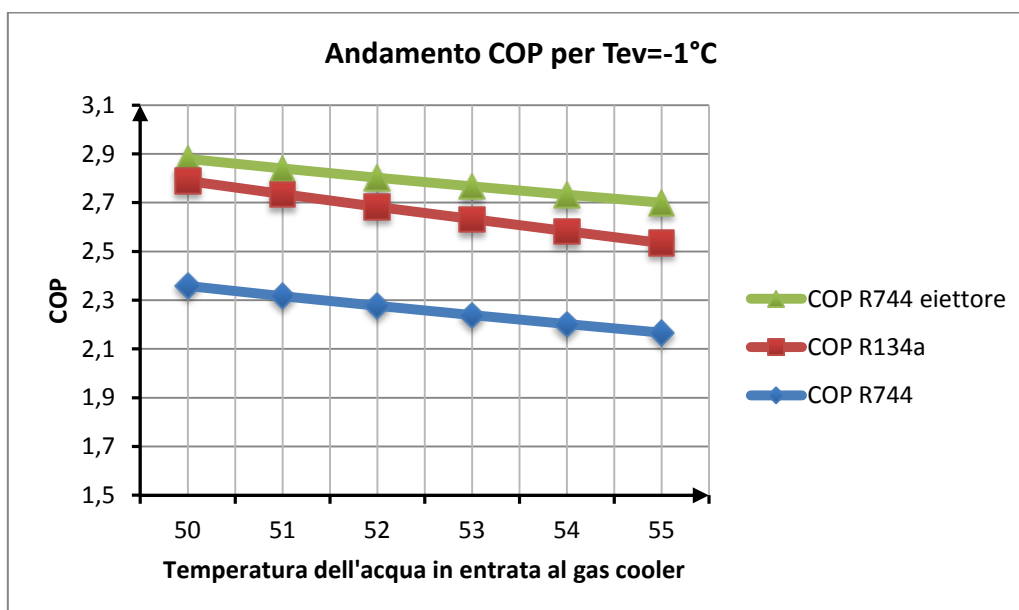


Grafico 8.12-Andamento COP cicli a R134a e R744 con e senza eiettore in relazione alla temperatura di utilizzo acqua 60-65°C

Anche in questo caso l'adozione del sistema con eiettore permette incrementi prestazionali notevoli – anche se calcolati tramite interpolazione lineare, perciò soggetti ad un certo errore.

Per temperature crescenti è comunque stato dimostrato che l'efficienza dell'eiettore aumenta significativamente, così come il recupero della pressione sviluppato dallo stesso e il COP corrispondente al ciclo di cui fa parte. Per questi motivi si ritiene tale confronto concettualmente valido.

Il sistema ad eiezione in tal caso tende a subire in modo minore il calo prestazionale che caratterizza gli altri impianti, rimanendo così la miglior alternativa da adottare, anche rispetto al sistema ad R134a, fino ad ottenere un incremento di COP del 24,6% rispetto all'impianto tradizionale a compressione.

4.2.2. Produzione acqua calda sanitaria

L'analisi di Tesser è quindi proseguita considerando le prestazioni dell'impianto ad eiezione per la produzione di acqua calda sanitaria.

Come prima istanza si sono considerate le temperature seguenti:

Temperatura di ingresso dell'acqua al gas cooler = 24°C;

Temperatura di uscita dell'acqua dal gas cooler = 60°C.

SET 38 ejector	CO ₂ suction pressure [bar]	CO ₂ suction temp. [°C]	CO ₂ discharge pressure [bar]	CO ₂ discharge temp. [°C]	CO ₂ evapor. pressure [bar]	Motive nozzle inlet temp [°C]	Heating capacity [kW]	Cooling capacity [kW]	Compressor power input [kW]	COP _h (CO ₂ side)	max COP _h (CO ₂ side)	$\frac{\dot{m}_{CO_2, ev}}{\dot{m}_{CO_2, gc}}$	pressure lift [bar]	ejector efficiency
open	35.2	3.3	102.2	80.0	35.0	29.5	5.11	4.43	2.00	2.56		1.16	0.63	6.4%
2 rotations	35.4	3.4	101.7	75.3	34.9	29.0	5.19	4.51	1.98	2.62		1.13	0.96	9.7%
3 rotations	35.4	3.5	101.6	76.2	34.7	29.0	5.28	4.55	1.99	2.65		1.10	1.10	11.0%
4 rotations	35.2	3.4	101.0	75.9	34.0	29.9	5.26	4.53	1.93	2.72	2.72	1.00	1.68	15.6%
4.5 rotations	35.2	3.3	100.9	76.2	33.2	28.9	5.29	4.54	1.98	2.67		0.90	2.33	20.2%

Tabella 8.5- Risultati sperimentali relativi all'utilizzo della pompa di calore con eiettores per la produzione di acqua calda sanitaria a 60°C ad una temperatura di ingresso dell'acqua pari a 24°C

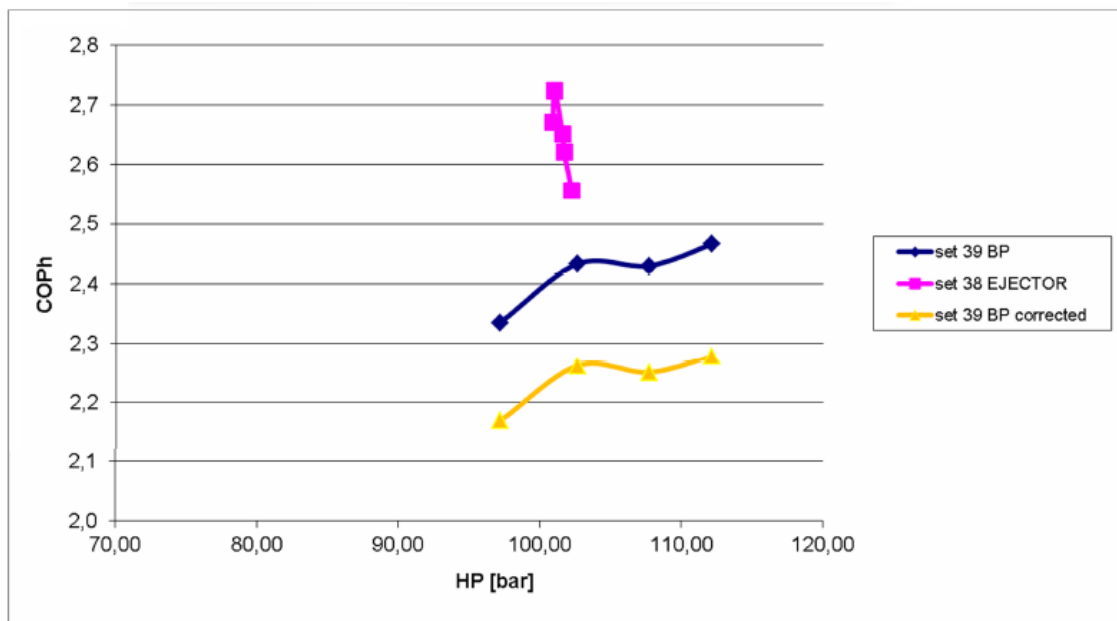


Grafico 8.13-Andamento del COP relativo al funzionamento dell'impianto con e senza eiettores per la produzione di acqua calda sanitaria a 60°C ad una temperatura di ingresso dell'acqua pari a 24°C

Secondariamente Tesser ha considerato altre temperature:

Temperatura di ingresso dell'acqua al gas cooler = 35°C;

Temperatura dell'acqua in uscita dal gas cooler = 54°C.

SET 16 ejector	CO ₂ suction pressure [bar]	CO ₂ suction temp. [°C]	CO ₂ discharge pressure [bar]	CO ₂ discharge temp. [°C]	CO ₂ evapor. pressure [bar]	Motive nozzle inlet temp [°C]	Heating capacity [kW]	Cooling capacity [kW]	Compressor power input [kW]	COP _h (CO ₂ side)	max COP _h (CO ₂ side)	$\frac{\eta_{CO_2, ar}}{\eta_{CO_2, pr}}$	pressure lift [bar]	ejector efficiency
open	37.6	7.5	101.0	94.2	37.1	33.0	4.92	3.53	2.00	2.46		1.41	0.81	8.8%
4 rotations	37.5	7.4	99.3	93.2	35.9	31.9	5.02	3.63	1.99	2.52	2.52	1.22	1.81	18.3%
4.5 rotations	37.8	7.4	102.0	94.4	35.6	36.7	4.90	3.51	2.03	2.42		1.17	2.39	22.0%
5 rotations	37.8	7.5	103.5	95.7	34.4	34.2	4.77	3.38	2.06	2.32		0.99	3.63	28.6%

Tabella 8.6- Risultati sperimentali relativi all'utilizzo della pompa di calore con eiettore per la produzione di acqua calda sanitaria a 54°C ad una temperatura di ingresso dell'acqua pari a 35°C

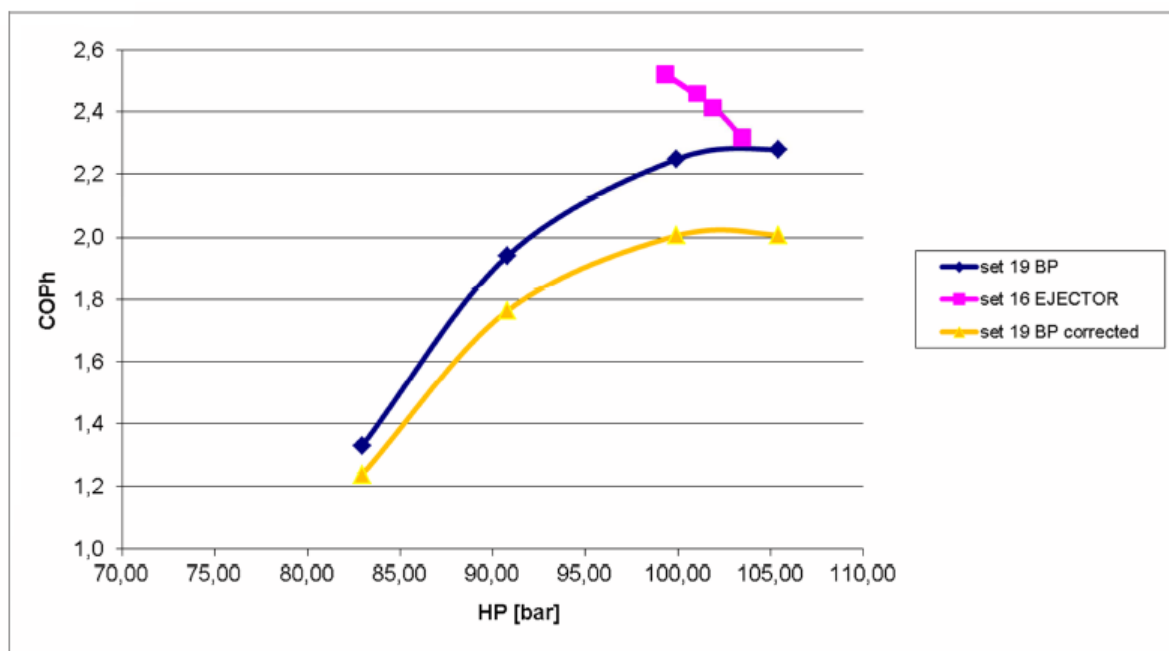


Grafico 8.14-Andamento del COP relativo al funzionamento dell'impianto con e senza eiettore per la produzione di acqua calda sanitaria a 54°C ad una temperatura di ingresso dell'acqua pari a 35°C

Dal confronto fra i due casi è possibile rilevare come, all'incremento della temperatura dell'acqua in entrata al gas cooler, l'efficienza dell'eiettore subisca un sensibile aumento, che porta il rendimento a raggiungere un valore del 28,6%.

Inoltre, l'incremento prestazionale che l'eiettore apporta al ciclo transcritico rispetto al sistema tradizionale è pari al 20% per condizioni operative caratterizzate da una temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler di 24°C. Nel momento in cui la temperatura dell'acqua in ingresso aumenta a 35°C, l'efficienza dell'eiettore viene incrementata fino al 28,6%, dimostrando quindi che con l'aumento della temperatura dell'acqua aumentano anche le prestazioni del dispositivo, che in tal caso permette un incremento di COP del 26% rispetto alla soluzione tradizionale con valvola di laminazione.

L'eiettore si conferma quindi un organo che permette significativi benefici per le pompe di calore ad anidride carbonica, in quanto compensa il calo prestazionale legato all'aumento della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler, caratteristico dei sistemi transcritici a CO₂, nonostante il fatto che le efficienze che lo riguardano abbiano valori piuttosto bassi.

5. Variabili di interesse che influenzano le performance dell'eiettore

Dopo aver effettuato le necessarie considerazioni sull'analisi termodinamica dell'eiettore tramite modello matematico, come esposto nella precedente sezione, si introducono i parametri principali dai quali si deduce che l'efficienza di un impianto ad anidride carbonica può subire alcune variazioni a seconda delle condizioni in cui opera.

5.1. Ampiezza dell'angolo del diffusore

Uno dei parametri che vanno a definire direttamente la forma e il funzionamento dell'eiettore è la scelta dell'ampiezza dell'angolo del diffusore.

Tra i numerosi esempi sperimentali in letteratura, in cui si dimostra l'esistenza di un limite inferiore e di uno superiore dell'ampiezza di tale angolo, si citano i seguenti, ritenuti più significativi:

- è stato sperimentato che angoli troppo piccoli comportano un incremento della pressione di attrito all'interno del diffusore, che risulta essere proporzionale al quadrato della velocità, caratteristica della portata del fluido;
- allo stesso modo se l'ampiezza dell'angolo scelto è eccessiva, il flusso del fluido subisce una separazione che causa la formazione di vortici turbolenti che abbassano la capacità del recupero dell'energia statica di pressione caratteristica del diffusore.

Lo studio sperimentale effettuato da S. Elbel con un nuovo tipo di eiettore a due fasi ha definito che l'angolo ottimale del diffusore per ottenere le performance migliori è pari a 5° [54].

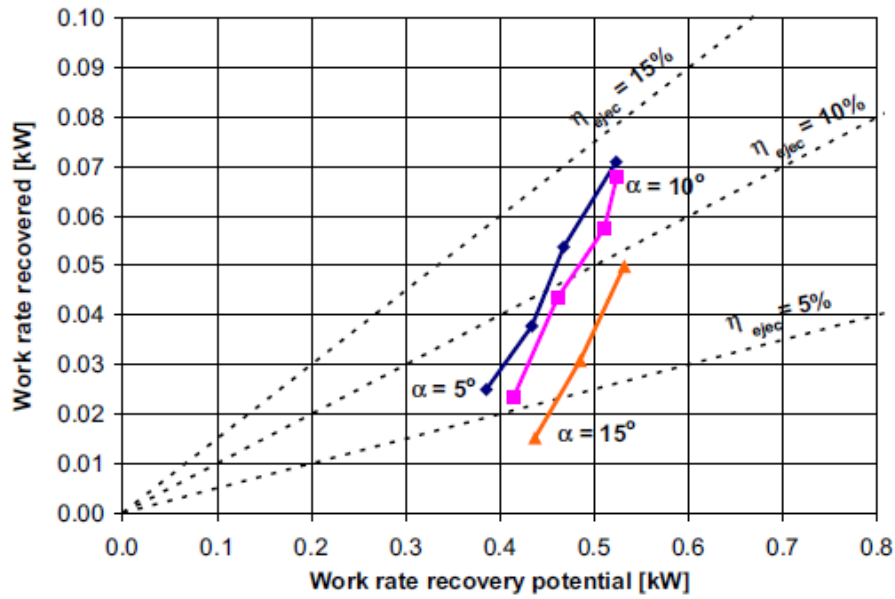


Grafico 8.15-Effetto della variazione dell'angolo del diffusore sull'efficienza dell'eiettore

L'angolo del diffusore è stato relazionato anche all'andamento dei rapporti di trascinamento ed aspirazione così da evidenziare che, a parità di pressione in uscita dal gas cooler, l'uso di diffusori con angoli più piccoli garantiscono una maggiore efficienza di espulsione, nonostante tali differenze non risultino essere molto significative.

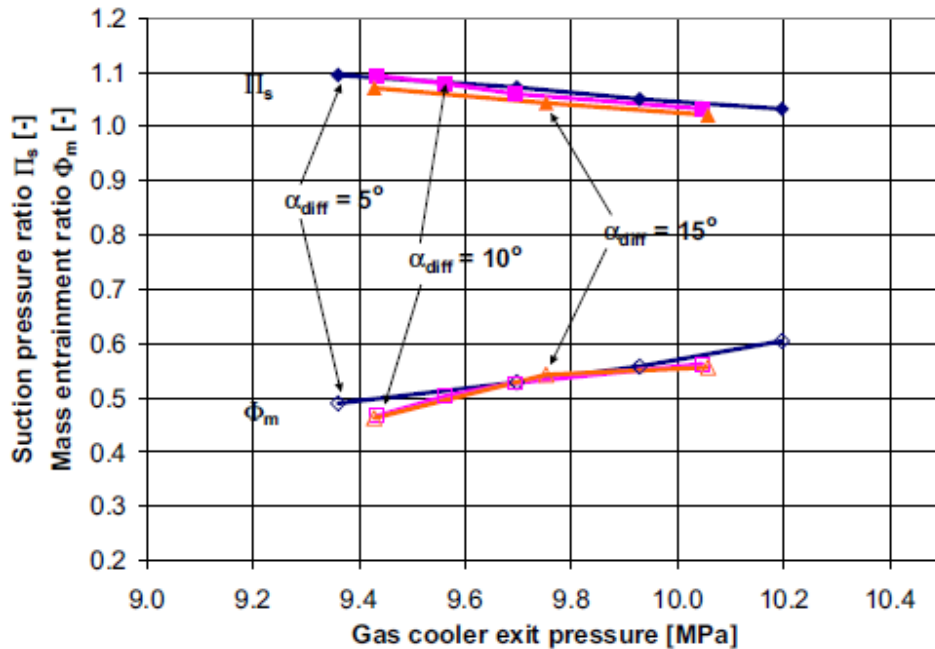


Grafico 8.16-Effetto della variazione dell'angolo del diffusore sul rapporto di aspirazione e sul rapporto di trascinamento

5.2. Lunghezza della sezione di miscelamento dell'eiettore

La lunghezza della sezione di miscelamento dell'eiettore è l'altro parametro che interviene direttamente sulla forma di tale dispositivo. Esso ne influenza significativamente le performance, le quali sono considerate sotto forma di rapporto di aspirazione, rapporto di trascinamento ed efficienza dell'eiettore.

Lo studio di S. Elbel ha permesso di analizzare la differenza di prestazione su eiettori con diversa lunghezza della sezione di miscelamento e ha permesso di affermare che:

- la sezione di miscelamento più corta (pari a 7,5 mm) porta ad un incremento di efficienza dell'eiettore del 15%;
- la sezione di miscelamento più lunga (pari a 82,5 mm) comporta un minore incremento di efficienza pari al 7%;

Ovviamente le misure di tali eiettori sono ricavate dallo studio effettuato.

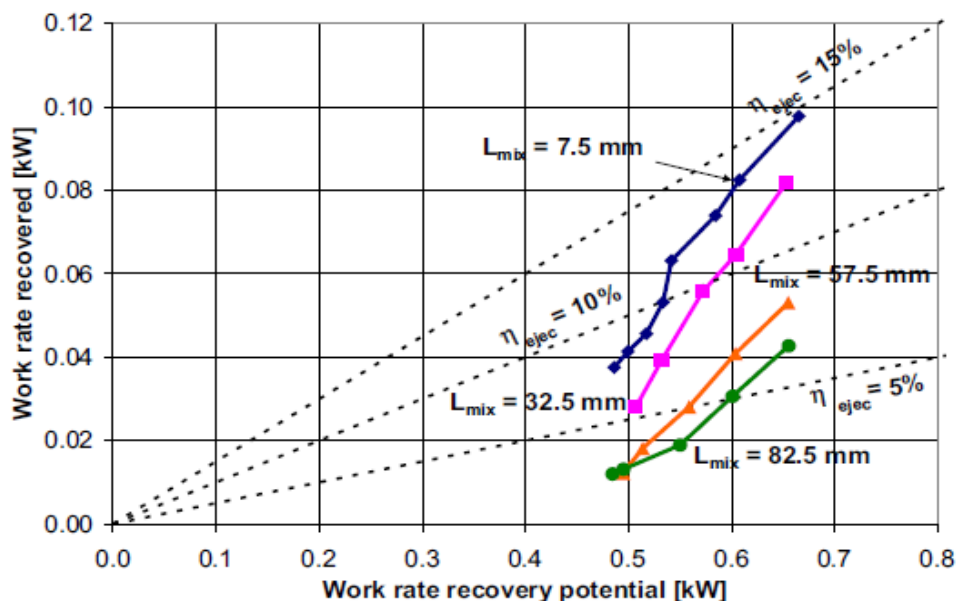


Grafico 8.17-Effetti della variazione di lunghezza della sezione di miscelamento sull'efficienza dell'eiettore

Allo stesso modo lo studio evidenzia come anche i rapporti di aspirazione e di trascinamento siano maggiori per lunghezze minori delle sezioni di miscelamento. Ciò indica che la riduzione dell'attrito dovuta alla pressione del fluido sulle pareti dell'eiettore comporta effetti maggiormente favorevoli alla formazione delle onde d'urto, le quali si creano nel momento in cui il fluido subisce forti accelerazioni all'interno dell'eiettore stesso.

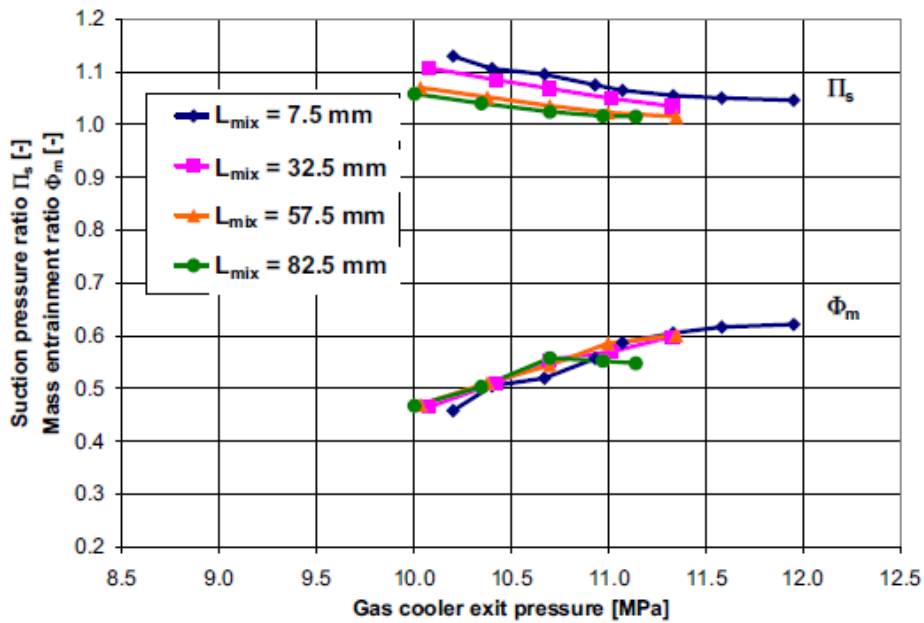


Grafico 8.18-Effetti della variazione della lunghezza della sezione di miscelamento sul rapporto di aspirazione e sul rapporto di trascinamento

Considerando, quindi, l'andamento della pressione interna all'eiettore a parità di condizioni operative e di ampiezza dell'angolo del diffusore, si evidenzia come la lunghezza della camera di miscelamento apporti maggiori benefici per bassi valori e come, al variare della stessa, le pressioni interne all'eiettore possiedano andamenti differenti.

- Nel grafico 8.19 si evidenzia come l'andamento della pressione aumenti in modo esponenziale all'uscita della camera di miscelamento e si mantenga pressoché costante, ma ad alti livelli, in uscita dal diffusore. Tale eiettore presenta un angolo del diffusore pari a 5° e una lunghezza della camera di miscelamento di 7,5 mm.

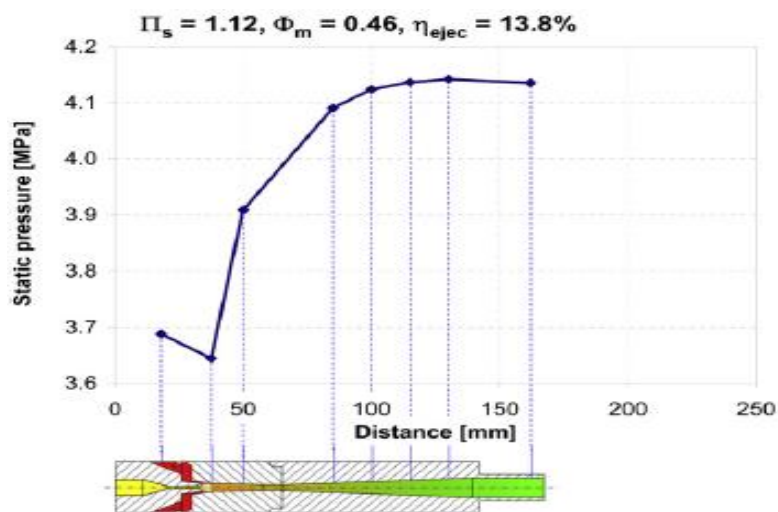


Grafico 8.19-Andamento della pressione all'interno dell'eiettore per un angolo del diffusore pari a 5° e una lunghezza della camera di miscelamento pari a 7,5mm

- Nel grafico 8.20 la pressione interna all'eiettore presenta un andamento particolare che identifica come la maggior lunghezza della camera di miscelamento tende ad essere maggiormente sfavorevole:

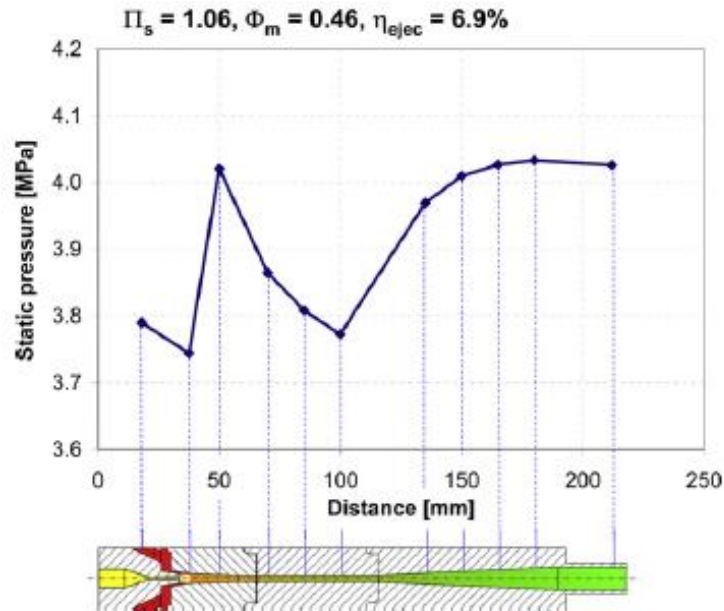


Grafico 8.20-Andamento della pressione all'interno dell'eiettore per un angolo del diffusore pari a 5° e una lunghezza della camera di miscelamento pari a 57,55 mm

Il valore della pressione in uscita dal diffusore è, infatti, inferiore a quello ottenuto con una camera di miscelamento più corta.

Ciò è spiegato dal fatto che la formazione di onde d'urto all'interno dell'eiettore tende a dissipare energia cinetica e impedisce di ottenere una compressione del fluido totalmente isoentropica.

In generale, comunque, è evidente che presso l'uscita della zona di miscelamento la pressione aumenta esponenzialmente e ciò è spiegato dal fatto che vi è il trasferimento di energia da parte del fluido con più alto valore di quantità di moto a quello aspirato, caratterizzato da una pressione e una quantità di moto minori.

Approssimativamente, circa il 67% dell'incremento totale della pressione si verifica presso la zona di miscelamento, mentre il rimanente si presenta nel successivo diffusore.

5.3.Presenza dello scambiatore rigenerativo di calore (Internal Heat Exchanger (IHX))

La presenza dello scambiatore rigenerativo in un impianto operante ad anidride carbonica avente un sistema di eiezione come quello descritto in figura 8.6, comporta cambiamenti termodinamici al fluido operativo, che impattano direttamente sul funzionamento dell'eiettore.

Come già descritto, l'utilizzo di uno scambiatore di calore all'interno di un ciclo inverso permette di amplificare l'effetto frigorifero fornito dal fluido operativo.

In accoppiamento con un eiettore è stato, quindi, analizzato il comportamento del ciclo, considerando dell'andamento del COP in relazione della pressione in uscita dal gas cooler. Quest'ultima è stata mantenuta a livelli ottimali in modo da massimizzare la resa del ciclo operante ad anidride carbonica.

Le analisi sono state effettuate tenendo conto di una differente efficienza dello scambiatore - pari all'80% e al 60% - e considerando anche l'utilizzo di un ciclo tradizionale operante con le classiche valvole di laminazione.

Come si nota dal diagramma 8.23, la soluzione costituita dall'accoppiamento eiettore-scambiatore rigenerativo con efficienza pari all'80% risulta essere la migliore, in quanto è ben sfruttata l'energia recuperata da parte dell'eiettore sulla caduta di pressione dell'anidride carbonica rispetto alla soluzione tradizionale con la classica valvola di laminazione.

Si evidenzia, inoltre, il fatto che i valori massimi del COP del sistema per ciascuna soluzione corrispondano a valori di pressione ottimale simili.

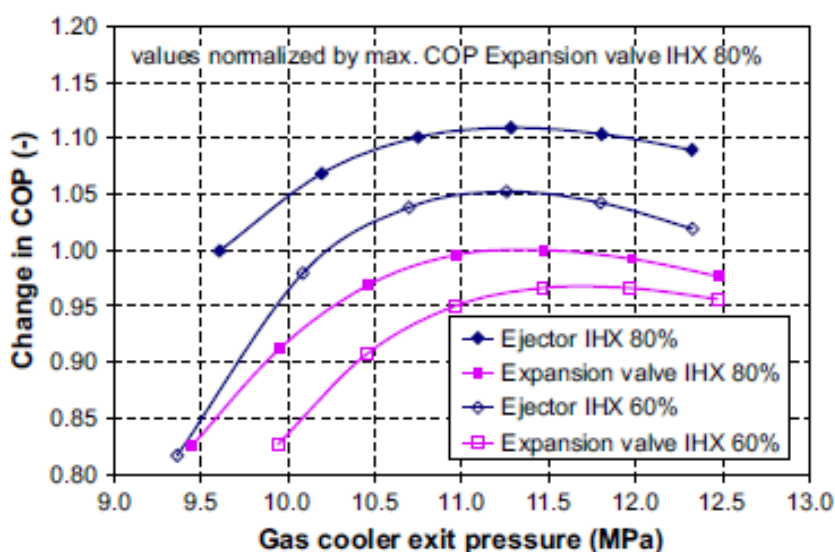


Grafico 8.23-Andamento del COP di un ciclo ad anidride carbonica con pressione in uscita al gas cooler ottimale in relazione alle differenti soluzioni tecnologiche indagate

La presenza dello scambiatore rigenerativo apporta un aumento della capacità frigorifera dell'impianto ad anidride carbonica che è massimizzata al variare della pressione al gas cooler. Tale massimizzazione viene raggiunta modificando l'apertura dell'ugello motore di ingresso dell'eiettore da cui fluisce il fluido ad alta pressione, la quale viene ,quindi, regolata con la riduzione della sezione dell'orifizio in entrata all'eiettore.

Gli studi effettuati hanno permesso di evidenziare che i valori di performance più elevati relativi all'eiettore vengono raggiunti per pressioni massime di ciclo più basse, ottenute grazie all'apertura totale dell'orifizio in entrata dell'eiettore. Ciò si può notare anche dalla seguente tabella:

Table 2 - Ejector suction pressure ratio, mass entrainment ratio, and efficiency for different IHX effectiveness (60%, 80%, 90%) at $T_{od} = 45\text{ °C}$, $T_{id} = 27\text{ °C}$, $RH_{id} = 30\%$, and $\alpha_{diff} = 5^\circ$								
	\dot{m}_{gc} (kg s^{-1})	$P_{mn,in}$ (MPa)	$T_{mn,in}$ ($^\circ\text{C}$)	$P_{sn,in}$ (MPa)	$x_{sn,in}$ (-)	Π_s (-)	Φ_m (-)	η_{ejec} (%)
Uncertainty	$\pm 0.2\%$	± 0.104	± 0.5	± 0.007	± 0.028	± 0.003	± 0.001	± 0.6
IHX 60%	0.050	10.13	40.1	3.69	0.97	1.128	0.45	14.4
	0.045	10.55	37.8	3.57	0.94	1.097	0.52	12.7
	0.044	10.96	36.5	3.56	0.97	1.085	0.53	11.8
	0.041	11.39	34.8	3.53	0.94	1.063	0.57	9.2
	0.040	11.89	33.7	3.51	0.95	1.054	0.59	8.2
	0.038	12.41	32.4	3.47	0.97	1.050	0.60	7.8
IHX 80%	0.047	9.70	39.0	3.73	0.92	1.106	0.51	13.7
	0.043	10.04	37.6	3.66	0.89	1.082	0.58	11.9
	0.037	10.57	32.3	3.50	0.98	1.042	0.62	7.8

Tabella 8.7-Andamento dell'efficienza dell'eiettore al variare della pressione massima in entrata all'orifizio motore

Tenute presenti tali considerazioni, gli esperimenti effettuati da Elbel hanno confermato che il più elevato valore di COP a cui corrisponde l'ottimizzazione della resa dell'impianto è raggiunto con l'utilizzo di un eiettore e di uno scambiatore di calore.

I test svolti hanno permesso di ottenere un aumento della capacità frigorifera dell'8% e un incremento del COP dell'impianto del 7%.

7. Conclusioni

Per quanto fino ad ora approfondito ed esposto, l'eiettore risulta essere una soluzione preferibile alla valvola di laminazione. Esso, infatti, grazie al salto di pressione tra gas cooler e evaporatore, permette la realizzazione di una precompressione del gas prima dell'ingresso al compressore tramite lo sfruttamento della particolare geometria di cui è composto, che permette di aumentare dapprima la velocità dei fluidi coinvolti e, successivamente, di incrementarne in modo significativo la pressione.

Tale azione ha un duplice vantaggio:

- si riduce il lavoro richiesto dal compressore per elevare il gas alla pressione desiderata;
- si ottiene un aumento dell'efficienza del compressore ed una riduzione del lavoro richiesto, grazie al fatto che la pressione del gas in ingresso è più elevata rispetto alla soluzione tradizionale, che a sua volta porta ad operare con rapporti di compressione più bassi e, quindi, con un maggiore rendimento volumetrico.

A differenza degli espansori, l'eiettore è privo di parti meccaniche mobili per cui si riscontrano minori problemi di manutenzione e costi più contenuti.

Va però ricordato che a differenza di un espansore – che può essere utilizzato per produrre lavoro meccanico da utilizzare per alimentare il compressore – il funzionamento dell'eiettore e la sua efficienza energetica sono pesantemente influenzati dalle condizioni operative del ciclo, ovvero: dal differenziale di pressione che si determina fra il gas cooler e l'evaporatore, dalla pressione massima di ciclo e dalla temperatura di scarico dell'anidride carbonica dal gas cooler.

A tali parametri si devono aggiungere, inoltre, le specifiche geometrie dell'eiettore, che per essere consone all'incremento dei recuperi energetici, devono essere progettate ad hoc per il singolo impianto.

Le difficoltà nel suo impiego risiedono infatti nel suo dimensionamento: si è evidenziato come in funzione delle lunghezze, degli angoli e delle geometrie delle varie zone, il recupero energetico sottoforma di aumento della pressione allo scarico del diffusore dell'eiettore vari notevolmente.

In conclusione, nel caso di ciclo transcritico ad anidride carbonica l'eiettore risulta essere una scelta valida, in quanto, essendo le pressioni del ciclo molto elevate, il recupero energetico può apportare significativi aumenti di pressione al fluido aspirato dal compressore e un

migliore COP dell'intero sistema rispetto alla soluzione tradizionale basata sull'utilizzo delle valvole di laminazione.

Per quanto concerne il riscaldamento dell'acqua, si è dimostrato come l'utilizzo dell'eiettore possa compensare il calo prestazionale degli impianti tradizionali legato all'aumento di temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler, poiché permette di sfruttare in modo più efficace l'elevato valore di entalpia contenuta dall'anidride carbonica attraverso un incremento di pressione maggiore, la quale a sua volta permette di aumentare l'efficienza dell'eiettore stesso.

Va comunque sottolineato il fatto che le efficienze dell'eiettore risultano essere ridotte rispetto ai rendimenti di altri organi impiantistici, come dimostrano le prove sperimentali. Ciò permette di affermare che il suo utilizzo è ottimizzato nel momento in cui le sue particolari geometrie sono sfruttate in particolari condizioni operative che ne massimizzano il rendimento, il quale, comunque, non raggiunge il 40% a causa delle basse temperature caratteristiche delle applicazioni relative al riscaldamento degli ambienti e alla produzione dell'acqua calda sanitaria.

CONCLUSIONI

La problematica ambientale derivante dall'adozione di fluidi frigorigeni sintetici negli impianti di riscaldamento e raffreddamento ha provocato negli anni una netta presa di posizione da parte di scienziati e studiosi, i quali si sono concentrati nella ricerca e nell'analisi delle proprietà di fluidi naturali al fine di sostituire quelli prodotti industrialmente e dannosi per l'ambiente.

L'anidride carbonica è stata riproposta nell'ultimo decennio come il fluido frigorigeno naturale in grado di unire il rispetto per l'ambiente alle esigenze di produzione del riscaldamento e del raffreddamento grazie al suo impiego negli impianti tecnici.

Lo studio teorico effettuato, riguardante le pompe di calore operanti con cicli transcritici ad anidride carbonica, ha portato a considerare differenti proprietà termodinamiche caratteristiche della CO₂, utili a definire le modalità operative atte ad ottimizzare tali particolari cicli inversi ed a valutare le migliori soluzioni impiantistiche e tecnologiche che permettono di sfruttare ottimamente il fluido operativo di cui trattasi.

Il confronto sviluppato tramite le simulazioni supportate dal software REFPROP ha portato a valutare le differenze prestazionali fra i sistemi operanti a R744 e R134a, evidenziando la predisposizione dei primi a sviluppare, nell'ambito del riscaldamento dell'acqua cicli caratterizzati da elevati differenziali di temperatura.

L'analisi dei cicli transcritici si è focalizzata, inoltre, sulle possibili alternative presenti a livello impiantistico, per le quali sono state sviluppate ulteriori simulazioni, che hanno permesso di rilevare le differenze prestazionali che sussistono fra le diverse soluzioni.

L'adozione di sistemi per il recupero energetico, quali i sistemi di espansione, sono risultati essere le soluzioni che apportano maggiori benefici ad un ciclo operante ad R744, in quanto possono incrementare notevolmente le prestazioni del ciclo transcritico ad anidride carbonica, ponendolo in tal senso direttamente confrontabile con i più comuni e performanti fluidi frigorigeni.

Allo stesso modo anche l'adozione di uno scambiatore interno rigenerativo può fornire alcuni vantaggi legati alla riduzione delle perdite energetiche causate dalla laminazione dell'anidride carbonica, estendendo l'effetto frigorifero a lato evaporatore e consentendo un surriscaldamento del gas in aspirazione al compressore, il quale in questo modo non entra in contatto con fluido allo stato liquido.

La presenza dello scambiatore, inoltre, consente al ciclo transcritico di poter operare a pressione ottimale anche per riscaldamenti dell'acqua molto elevati, così da mantenere massime le prestazioni di ciclo e il COP del sistema.

Successivamente è stata sviluppata una valutazione economica confrontando una reale pompa di calore ad R744 con un analogo sistema operante a R410a e con una caldaia a condensazione per differenti condizioni operative. Tale valutazione, considerata sia per il riscaldamento degli ambienti che per la produzione di acqua calda sanitaria, ha confermato quanto già evidenziato a livello teorico, ovvero la convenienza dell'adozione di un sistema transcritico ad anidride carbonica per le applicazioni caratterizzate da elevati differenziali di temperatura, tipici della produzione di acqua calda sanitaria.

In ultima istanza è stato considerato l'utilizzo di un sistema ad eiezione per lo sfruttamento e per il possibile recupero energetico in fase di laminazione del differenziale di pressione, caratteristico del ciclo transcritico ad anidride carbonica.

Lo studio di tale componente ha permesso di valutare non solo il suo particolare funzionamento – caratterizzato dalla combinazione di effetti termodinamici e fluidodinamici – ma anche le possibili applicazioni a cui può destinarsi, fra cui le pompe di calore e gli impianti frigoriferi. Si è indagato, inoltre, sui possibili cambiamenti impiantistici che possono interessare un ciclo transcritico a CO₂ operante con un eiettore, in modo da evidenziarne le caratteristiche operative.

I dati sperimentali raccolti dalla letteratura e da studi svolti all'interno dell'Università di Padova confermano che al variare delle pressioni massime e di evaporazione del ciclo le efficienze di tali dispositivi possono essere molto differenti, attestandosi comunque entro valori non superiori al 30%. È stato, inoltre, evidenziato come all'aumentare della temperatura di scarico dell'anidride carbonica dal gas cooler le prestazioni dell'eiettore e il valore del COP del ciclo transcritico ad anidride carbonica aumentino significativamente, in quanto viene sfruttato in modo più efficace l'elevato valore di entalpia che caratterizza la CO₂.

Ciò consente di affermare che tale dispositivo permette di compensare il calo prestazionale dei cicli transcritici dovuto alle alte temperature di ingresso dell'acqua all'impianto. A tal riguardo, infatti, rispetto al normale ciclo transcritico l'eiettore consente un incremento prestazionale che raggiunge il 24,6% relativamente al COP del sistema, permettendo alle pompe di calore ad anidride carbonica di essere anche maggiormente performanti rispetto ad impianti operanti con fluidi sintetici, quali l'R134a.

Si è infine evidenziato come le prestazioni di un sistema ad eiezione e l'aumento di pressione che esso genera all'anidride carbonica in aspirazione al compressore sia peraltro

legato alla particolare geometria di cui è caratterizzato. Tali geometrie devono essere di conseguenza ottimizzate a seconda del tipo di impianto e delle condizioni operative entro cui si realizza il ciclo termodinamico.

In conclusione è possibile affermare che i sistemi transcritici operanti ad anidride carbonica per le pompe di calore possono essere particolarmente convenienti nel momento in cui vengono utilizzati per la produzione di acqua calda sanitaria e per le applicazioni in cui sia presente un elevato differenziale termico relativo all'acqua sfruttabile dalle utenze.

In particolar modo si è identificato che i sistemi centralizzati per la produzione di acqua calda sanitaria utilizzabili per i grandi ambienti pubblici (come palestre, piscine, centri benessere) o per grandi complessi residenziali, sono la soluzione tecnologica che può sfruttare in modo migliore le particolari caratteristiche termodinamiche dell'anidride carbonica, mantenendo elevate prestazioni e garantendo costi energetici contenuti.

La convenienza nella produzione di acqua calda sanitaria è infatti garantita dallo sfruttamento di una potenza elettrica più elevata rispetto a quella che si può riscontrare nell'ambito residenziale (superiore a 10-15kW) e dalla possibilità di utilizzare acqua in ingresso al sistema a temperatura ridotta (10-20°C). Ciò consente di produrre efficientemente acqua calda sanitaria in modo istantaneo, mantenendo una resa dell'impianto elevata e garantendone la convenienza rispetto alle pompe di calore operanti con fluidi sintetici e ai tradizionali sistemi a caldaia basati sulla combustione del metano.

Per ciò che concerne, invece, le applicazioni domestiche, le pompe di calore ad anidride carbonica non si presentano come una soluzione conveniente, in quanto la ridotta potenza elettrica sfruttabile in tale ambito obbliga gli impianti ad essere affiancati da sistemi per l'accumulo dell'acqua che si rivelano complessi e ingombranti, nonostante il fatto che consentano di creare un'ottima stratificazione termica che mantiene elevate le prestazioni dell'impianto rendendolo a sua volta anche più conveniente degli altri sistemi tradizionali, quali caldaia a condensazione e pompe di calore operanti con fluidi operativi sintetici.

Infine, la possibilità di operare con un sistema ad eiezione permette un discreto recupero energetico derivante dalla precompressione dell'anidride carbonica prima della sua aspirazione all'interno del compressore.

Tale sistema si rivela essere caratterizzato da un'evidente inefficienza che tende ad essere maggiore nel momento in cui la temperatura dell'anidride carbonica in uscita al gas cooler è bassa. Nonostante questo, l'incremento prestazionale che esso comporta è notevole, soprattutto nel momento in cui l'acqua in ingresso all'impianto è caratterizzata da un'elevata temperatura.

Si considera, quindi, l'eiettore un dispositivo che può essere implementato con successo nei cicli transcritici ad anidride carbonica, in quanto, nonostante le inefficienze, permette di compensare il calo prestazionale degli impianti – dovuto alle elevate temperature di ingresso dell'acqua al gas cooler – e di incrementare il COP in modo significativo.

In conclusione si può affermare che l'anidride carbonica risulta un'ottima alternativa ai fluidi frigoriferi sintetici per il riscaldamento dell'acqua calda sanitaria, applicazione che necessita di elevate differenze di temperatura: infatti, in presenza delle condizioni termiche contenute relative all'ingresso dell'acqua al gas cooler, le prestazioni della pompa di calore operante con il ciclo transcritico sono significativamente superiori a quelle di altri impianti che utilizzano altri refrigeranti. Inoltre, essendo un fluido naturale, l'anidride carbonica possiede un minimo impatto ambientale, elemento, quest'ultimo, che deve essere doverosamente considerato nella scelta dei refrigeranti per gli impianti frigoriferi.

È per tali ragioni che molte case produttrici di impianti di condizionamento e di riscaldamento, fra cui Sanyo e Daikin, hanno iniziato da poco tempo a presentare sul mercato pompe di calore ad anidride carbonica per il riscaldamento dell'acqua calda sanitaria, rispondendo così alle esigenze relative al rispetto dell'ambiente e al risparmio energetico.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Alberto Cavallini, Lino Mattarolo, 1988, “*Termodinamica Applicata*”, Padova, Italia
- [2] Elisabetta Venturelli, 2011, “*Pompe di calore industriali: caratteristiche e applicazioni*”, pp.10-11
- [3] <http://www.heatpumpcentre.org/en/aboutheatpumps/heatpumptechnology>
- [4] <http://www.sprae.net/Aspx/geotermico.aspx>
- [5] <http://www.casa24.ilsole24ore.com/pdf2010/Casa2011/OggettiCorrelati/Documenti/In%20Casa/2011/05/pompe-calore>
- [6] <http://www.bairesimpianti.com>
- [7] http://www.apis.ac.uk/overview/pollutants/overview_CFCs.htm
- [8] <http://www.idsrefrigeration.co.uk/hfc>
- [9] <http://www.atmosphere.mpg.de/enid/2Bucodellozono/-BucodellozonoCFC6tc.html>
- [10] <http://www.interfred.it/Aziende/Refrigeranti/CFC.asp>
- [11] <http://www.ch.ic.ac.uk/rzepa/mim/environmental/html/cfc.htm>
- [12] <http://www.fondazionemicheletti.it/altronovecento>
- [13] <http://www.ditec.unige.it/users/sche/documents/Fluidi%20refrigeranti%20alternativi%20a%20CFC%20e%20HCFC.pdf>
- [14] http://www3.unipv.it/ingegneria/copisteria_virtuale/magrini/fisica_tecnica/FT%20refrigeranti
- [15] <http://www.centrogalileo.it>
- [16] G.Lorentzen, 1994, “*Revival of Carbon Dioxide as a Refrigerant*”, International Journal of Refrigeration, 17, pp.292-301
- [17] A.Pearson, 2005, “*Carbon dioxide-new uses for an old refrigerant*”, International Journal of Refrigeration, 28, pp.1140-1148
- [18] M. Corradi, 2004, “*Analisi teorica e sperimentale di sistemi frigoriferi operanti con CO₂*”, Dipartimento di Fisica Tecnica, Università degli studi di Padova.
- [19] A.Cavallini, C. Zilio, 2006, “*Carbon Dioxide as a Natural Refrigerant*”, International Conference on Sustainable Energy Technologies. Vicenza, Italy

- [20] P.Neska, 2002, "CO₂ heat pump systems", International Journal of Refrigeration, 25, pp.421-427
- [21] J.Stene, "Integrated CO₂ Heat Pump systems for space heating and hot water heating in low energy houses and passive houses", SINTEF Energt Research, Trondheim, Norvegia
- [22] S. Minetto, 2005, "Impianti frigoriferi operanti con anidride carbonica: analisi di soluzioni innovative", Dipartimento di Fisica Tecnica, Università degli studi di Padova
- [23] S. Sawalha, B. Palm, 2004, "CO₂ senza rischi", Il Freddo
- [24] F. Steimle, E. Schmidt, et al.,1999, "A heat pump dryer using carbon dioxide as working fluid", 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, vol. 5, pp. 362-368.
- [25] F. Mancini, S. Minetto, E. Fornasieri, 2011, "Thermodynamic analysis and experimental investigation of a CO₂ household heat pump dryer", International Journal of Refrigeration, 34, pp.851-858.
- [26] ENEA pompe co2.
- [27] J.L. Yang, Y.T. Ma, 2003, "Exergy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander", Thermal Energy Research Institute of Tianjin University.
- [28] J. Suess, H. Kruse, "Efficiency of the indicated process of CO₂ -compressors", International Journal of Refrigeration, Vol. 21, pp. 194-201, 1998.
- [29] <http://www.centrogalileo.it/nuovaPA/Articoli%20tecnici/Co2/fornasierizilio.htm>
- [30] M.-H. Kim, J. Pettersen, C. Bullard, "Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems", Progress in energy and combustion science, vol. 30, pp. 119-174, 2004.
- [31] <http://www.satrel.it/climatizzazione/compressori.htm>
- [32] <http://www.centrogalileo.it/nuovapa/Articoli%20tecnici/bitzer/compressoriavite.htm>
- [33] <http://www.compressori-industriali.it/ita/articoli/funzionamento-compressore-vite.php>
- [34] <http://www.centrogalileo.it/nuovapa/Articoli%20tecnici/Panno/compressori.htm>
- [35] http://www.aercalor.altervista.org/indexfile/Compressori_frigoriferi
- [36] <http://www.dfenergy.com>
- [37] <http://www.techno-system.it>
- [38] <http://www.climatizzazione.it/Capitolo%2010.pdf>
- [39] Kauf, F., 1999, "Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂ refrigeration cycles", International J. Thermal Sci.38

- [40] 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
- [41] S. J. Randles, S. J. McTavish, T. W. Dekleva, "A Critical Assessment of Synthetic Lubricant Technologies for Alternative refrigerants", <http://www.tpcnacg.com/ashrae/homepage.htm>
- [42] <http://www.wikipedia.org>
- [43] A. Hauk, E. Weidner, "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, 2000
- [44] C. Dang, K. Iino, K. Fukuoka, E. Hihara, 2007, "Effect of lubricating oil on cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide", *International Journal of Refrigeration*, 30, pp.724-731
- [45] C. Dang, K. Hoshika, E. Hihara, 2012, "Effect of lubricating oil on the flow and heat-transfer characteristics of supercritical carbon dioxide", *International Journal of Refrigeration*, 35, pp.1410-1417
- [46] Parker O-ring handbook, Catalog ORD 5700A/US
- [47] D. M. Ashby, G. Buch, "Elastomer Developments for Sealing Automotive Climate Control Systems Using Carbon Dioxide", SAE Automotive Alternate Refrigerants, Systems Symposium, 2002
- [48] A. Cavallini, "Heat transfer and energy efficiency of working fluids in mechanical refrigeration", *Bulletin, IIR*, 6/2002, pp.5-21, 2002
- [49] Liao, Jakobsen *et al*, 1998. "Optimal Heat Rejection pressure in Transcritical Carbon Dioxide Air-conditioning and Heat Pump Systems", *Natural Working Fluids '98, IIR Gustav Lorentzen Conference, Oslo (Norway), June, Proceedings*, 346-355
- [50] C. Bonacina, A. Cavallini, L. Mattarolo, 1975, "Trasmissione del calore", Padova, Italia
- [51] <http://www.engicos.it/acquacaldas sanitaria.htm>
- [52] <http://www.enforce-eeen.eu/ita/tecnologie/la-caldaia-a-condensazione>
- [53] <http://www.ufficienzaconsorgeria.it/popup/tecnologie-caldaia-a-condensazione>
- [54] S. Elbel, 2011, "Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications", *International Journal of Refrigeration*, 34, pp.1545-1561.

[55] www.wikipedia.org.

[56] S. Elbel, P. Hrnjak, 2008, "*Ejector Refrigeration: an overview of historical and present developments with an emphasis on air-conditioning application*", Purdue University, USA.

[57] J. Smolka, Z. Bulinski et al., 2012, "*A computational model of a transcritical R744 ejector based on a homogeneous real fluid approach*", Appl. Math. Modell, <http://dx.doi.org/10.1016/j.apm.2012.03.044>.

[58] B.J. Huang, J.M. Chang et al, 1998, "*A solar ejector cooling system using refrigerant R141b*", Solar Energy 64, pp.223-226.

[59] Kornhauser A.A., 1990, "*The use of an ejector as a refrigerant Expander*", USNC/IIR-Purdue Refrigeration Conference, West Lafayette, IN, USA.

[60] Lorentzen, 1983, "*Throttling, the internal haemorrhage of the refrigeration process*", Proceedings of the Institute of Refrigeration 80, 39-47.

[61] D. Li, E. A. Groll, 2005, "*Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device*", International Journal of Refrigeration, 28

[62] S. Elbel, P. Hrnjak, 2007, "*Experimental validation of prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation*", International Journal of Refrigeration

[63] Ozaki Y., Takeuchi H., Hirata T., 2004, Regeneration of expansion energy by ejector in CO₂ cycle, Proceedings of the 6th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Glasgow, UK