



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA
Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

***Analisi di una pompa di calore aria-acqua:
miglioramento delle prestazioni in fase di
defrosting mediante accumulo in
sottoraffreddamento***

Relatore: Prof. Davide Del Col

Correlatore: Prof. Marco Mariotti

Laureando: Ivan Bettetti 1057520

Anno Accademico 2015/2016

**Analisi di una pompa di calore aria-acqua:
miglioramento delle prestazioni in fase di defrosting
mediante accumulo in sottoraffreddamento**

Padova, 22 / 04 / 2016

Indice

Sommario	5
Nomenclatura	7
Introduzione.....	11
Capitolo 1.....	15
Le pompe di calore	15
1.1 Generalità e principio di funzionamento	15
1.2 Il circuito base	16
1.3 Efficienza energetica	18
1.4 Classificazione delle pompe di calore.....	19
1.5 Le pompe di calore aria-acqua	20
1.6 L'accoppiamento pompa di calore - impianto	22
1.7 Gli evaporatori ad aria	27
1.8 Il brinamento dell'evaporatore	28
1.9 Influenza della brina sullo scambio termico	30
Capitolo 2.....	35
Il ciclo di defrosting	35
2.1 I metodi di defrosting	35
2.2 Confronto tra defrosting con inversione di ciclo e hot gas defrosting	38
2.3 Controllo del defrosting ed intervalli di defrosting	40
2.4 Energia richiesta per il defrosting	42
2.5 Prestazioni della macchina durante il defrosting	44

2.6 Proprietà della brina e tasso di crescita del ghiaccio.....	46
Capitolo 3.....	49
La pompa di calore analizzata	49
3.1 La macchina senza sottoraffreddatore	49
3.1.1 Dati tecnici della macchina	49
3.1.2 Schema della PDC	51
3.1.3 Il ciclo reale di funzionamento	53
3.2 La richiesta termica dell'utenza	57
3.3 La macchina con accumulo in sottoraffreddamento	58
3.3.1 Schema della macchina.....	58
3.3.2 Confronto con la pompa di calore tradizionale	60
Capitolo 4.....	63
Descrizione delle simulazioni eseguite.....	63
4.1 Le condizioni climatiche esterne.....	63
4.2 L'energia richiesta per il defrosting	65
4.3 Le prestazioni delle due macchine	67
4.4 La richiesta termica dell'impianto.....	70
4.5 COP delle due macchine durante il defrosting	71
4.6 Potenza termica prelevata dall'impianto durante il defrosting	74
4.6.1 Variazione della temperatura dell'impianto di riscaldamento durante il defrosting per la PDC tradizionale	75
4.6.2 Dimensionamento dell'accumulo di sottoraffreddamento	77
4.6.3 Temperature dei due serbatoi durante il defrosting.....	79
4.7 Ricarica dell'accumulo di sottoraffreddamento	82
Capitolo 5.....	89

Analisi dei risultati ottenuti	89
5.1 Massa e spessore della brina sull'evaporatore.....	89
5.2 Energie e potenze per il defrosting	92
5.3 Confronto delle due PDC dal punto di vista dell'impianto di riscaldamento	95
5.4 Risultati della simulazione del processo di ricarica termica dell'accumulo di sottoraffreddamento	98
5.5 Confronto energetico tra le due pompe di calore	104
5.6 Salto entalpico all'evaporatore e COP integrale	107
Capitolo 6	119
Conclusioni e possibili sviluppi	119
6.1 I benefici della pompa di calore con accumulo in sottoraffreddamento	119
6.2 Possibili miglioramenti del modello sviluppato	121
6.3 Possibili applicazioni e sviluppi futuri.....	123
Bibliografia	127

Sommario

In questa ricerca si è studiato un metodo innovativo per migliorare le prestazioni di una pompa di calore aria-acqua quando opera nelle condizioni in cui è necessario il periodico sbrinamento dell'evaporatore.

Dalla letteratura scientifica si sono valutate le condizioni atmosferiche in cui il defrosting influenza in modo più significativo le prestazioni della macchina. Si è analizzata una pompa di calore esistente in commercio da 11,36 kW di potenza nominale e se ne è simulato il funzionamento immaginandola accoppiata ad un impianto di riscaldamento, provvisto di accumulo termico di 120 litri, con temperatura di mandata di 45°C. Si è considerato un metodo di defrosting con inversione di ciclo e un controllo dello sbrinamento a intervalli di tempo costanti. Si è pensato di modificare lo schema funzionale della macchina aggiungendo un accumulo tecnico riscaldato dal sottoraffreddamento del refrigerante. La macchina con sottoraffreddatore è stata simulata nelle stesse condizioni climatiche della macchina presente in commercio. La capacità del serbatoio di sottoraffreddamento è stata calcolata pari a 30 litri di acqua tecnica.

La pompa di calore con accumulo in sottoraffreddamento ha consentito un risparmio energetico complessivo di circa un 5% nelle condizioni climatiche in cui il brinamento dell'evaporatore è più gravoso, in 8 ore di simulazione. Allo stesso tempo, la macchina sviluppata permette all'impianto di riscaldamento di lavorare con una minor fluttuazione della temperatura di mandata, quantificabile in circa 3°C di differenza, quando l'ambiente esterno si trova a 5°C con umidità relativa dell'85%.

Nomenclatura

Q_1	Energia trasferita alla sorgente ad alta temperatura [kJ]
Q_2	Energia prelevata dalla sorgente a bassa temperatura [kJ]
E	Lavoro fornito dal compressore [kJ]
T_1	Temperatura della sorgente calda [°C]
T_1	Temperatura della sorgente fredda [°C]
p_1	Pressione di condensazione [MPa]
p_2	Pressione di evaporazione [MPa]
COP	Coefficient of performance
$\dot{Q}_1$	Potenza fornita alla sorgente calda [kW]
$\dot{E}_k$	Potenza reale fornita dal compressore [kW]
t_1	Temperatura di condensazione [°C]
t_2	Temperatura di evaporazione [°C]
p''	Pressione di saturazione del vapore [bar]
Text	Temperatura dell'aria esterna [°C]
RH	Umidità relativa dell'aria esterna [%]
x	Umidità specifica [g_v/kg_{as}]
p_A	Passo tra le alette [mm]
k_0	Coefficiente di scambio termico globale all'evaporatore [$W/(m^2 \cdot K)$]
k_{frost}	Coefficiente di scambio termico globale in condizioni di brinamento [$W/(m^2 \cdot K)$]
dx	Spessore della brina [mm]
λ	Conduttività termica [$W/(m \cdot K)$]
$E_{defrost}$	Energia necessaria allo scioglimento della brina [kJ]
$\dot{m}_{frost}$	Portata di massa di brina che si accumula sull'evaporatore [kg/s]
$t_{before_defrosting}$	Tempo di funzionamento della pompa di calore prima dell'inizio del ciclo di defrosting [s]
S	Calore latente di scioglimento del ghiaccio [kJ/kg]
δ	Coefficiente di diffusione [kg/(s·m ² ·bar)]
A	Superficie di scambio lato aria dell'evaporatore [m ²]
Δp_{H_2O}	Differenza tra la pressione parziale del vapore nell'aria esterna e la pressione di saturazione del vapore alla temperatura di parete [bar]
M_{H_2O}	Peso molecolare del vapore [g/mol]
M_{air}	Peso molecolare dell'aria [g/mol]
p	Pressione parziale dell'aria [bar]

c_p	Calore specifico dell'aria [kJ/(kg·K)]
α_c	Coefficiente di scambio convettivo medio [W/(m ² ·K)]
$COP_{medio_defrosting}$	COP medio durante il ciclo di defrosting
E_2	Energia prelevata dalla sorgente interna durante il ciclo di defrosting [kJ]
E_e	Energia elettrica spesa dal compressore per il ciclo di defrosting [kJ]
ρ_{frost}	Densità media della brina [kg/m ³]
$\dot{z}_{frost}$	Tasso di crescita della brina sull'evaporatore [m/s]
q_1	Calore ceduto al condensatore per unità di massa [kJ/kg]
$\dot{m}$	Portata di massa di refrigerante [kg/s]
q_2	Calore prelevato dall'esterno per unità di massa [kJ/kg]
ε_d	Lavoro isoentropico di compressione per unità di massa [kJ/kg]
$\dot{E}_d$	Potenza isoentropica di compressione [kW]
ε_k	Lavoro reale di compressione per unità di massa [kJ/kg]
η_k	Efficienza isoentropica del compressore
$P_{t,solo_riscaldamento}$	Potenza termica di progetto dell'impianto di riscaldamento [kW]
$P_{defrost}$	Potenza necessaria al ciclo di defrosting [kW]
$E_{defrosting_totale}$	Energia complessiva necessaria al ciclo di defrosting [kJ]
$P_{defrosting_totale}$	Potenza complessiva per il ciclo di defrosting [kW]
v_{2k}	Volume specifico all'aspirazione del compressore [m ³ /kg]
$\dot{V}_2$	Portata volumetrica del compressore [m ³ /s]
$\dot{m}_{acqua}$	Portata di acqua della pompa relativa all'accumulo dell'impianto termico [kg/s]
$M_{sottoraffreddamento}$	Capacità accumulo di sottoraffreddamento [kg]
$E_{assorbita_impianto}$	Energia assorbita dall'impianto di riscaldamento durante il ciclo di defrosting [kJ]
$P_{termica_impianto}$	Potenza termica impianto di riscaldamento [kW]
T_{finale_acc}	Temperatura dell'accumulo dell'impianto al termine del ciclo di defrosting [°C]
$T_{iniziale_acc}$	Temperatura dell'accumulo dell'impianto quando ha inizio il ciclo di defrosting [°C]
M_{acc}	Capacità dell'accumulo dell'impianto di riscaldamento [kg]
$\overline{c_p}$	Calore specifico medio dell'acqua [kJ/(kg·K)]

$T_{iniziale,acc,sottoraffr}$	Temperatura dell'accumulo di sottoraffreddamento quando ha inizio il defrosting [°C]
$T_{iniziale,acc,sottoraffr}$	Temperatura dell'accumulo di sottoraffreddamento al termine del defrosting [°C]
$\dot{m}_{water,sottoraffr}$	Portata d'acqua della pompa relativa all'accumulo di sottoraffreddamento [kg/s]
$\Delta T_{water,sottoraffr}$	Differenza di temperatura dell'acqua tra uscita e ingresso nel sottoraffreddatore [°C]
$\Delta h_{refr,sottoraffr}$	Salto di entalpia del refrigerante tra ingresso ed uscita del sottoraffreddatore [kJ/kg]
$Q_{effettivo}$	Potenza termica effettivamente scambiata nel sottoraffreddatore [kW]
Q_{max}	Potenza termica massima teorica di scambio termico nel sottoraffreddatore [kW]
ε	Efficienza scambiatore a piastre
$T_{refr,out}$	Temperatura del refrigerante all'uscita del sottoraffreddatore [°C]
$T_{acqua,in}$	Temperatura dell'acqua in ingresso al sottoraffreddatore [°C]
$COP_{integrale}$	COP integrale in 8 ore di simulazione

Introduzione

L'utilizzo delle pompe di calore per il riscaldamento degli ambienti è in rapido aumento in tutto il mondo. La ragione di questo repentino sviluppo è dovuta principalmente al significativo potenziale di risparmio energetico che queste macchine possono offrire rispetto ai generatori di calore tradizionali.

Le pompe di calore che utilizzano come sorgente termica esterna l'aria ambiente sono in assoluto le più diffuse nel campo delle medie e piccole potenze, nell'ambito del riscaldamento civile e residenziale. Dal punto di vista dell'efficienza energetica questa soluzione non è la più vantaggiosa a causa della variabilità delle condizioni climatiche che comportano una notevole fluttuazione dalla temperatura della sorgente termica esterna. La possibilità di sfruttare sorgenti termiche a temperatura pressoché costante quali terreno oppure acqua di pozzo, di lago o di fiume, consente di ottenere prestazioni energetiche migliori durante la stagione di utilizzo della macchina. Le pompe di calore geotermiche ed ad acqua, tuttavia, hanno costi e tempi realizzazione molto maggiori di quelle evaporanti ad aria e ciò fa sì che nel campo residenziale quest'ultima soluzione sia di gran lunga la più diffusa.

Le macchine aria-acqua sono caratterizzate pertanto dalla presenza di uno scambiatore ad aria esterna nel quale avviene l'evaporazione del refrigerante a bassa pressione. Questo scambiatore consiste nella maggior parte dei casi in una batteria di tubi alettati all'interno dei quali il fluido frigorigeno evapora prelevando calore dall'aria esterna che è soffiata sulla batteria da un ventilatore.

Quando la temperatura della superficie dell'evaporatore è al di sotto della temperatura di rugiada dell'aria e del punto di congelamento dell'acqua si forma uno strato di brina sullo scambiatore, durante il funzionamento della macchina. Il progressivo aumento della massa di ghiaccio depositatasi

comporta il degrado delle prestazioni della pompa di calore per due motivi: da un lato l'aumento della resistenza termica a causa dello strato di brina e, dall'altro, la riduzione della portata d'aria sull'evaporatore, conseguente alla progressiva ostruzione della sezione di passaggio.

Lo scambiatore necessita pertanto di essere periodicamente sbrinato, attraverso il cosiddetto ciclo di defrosting, al fine di riportare la pompa di calore alle condizioni di funzionamento precedenti alla formazione dello strato di brina.

Il metodo di defrosting più utilizzato per questa tipologia di macchine è quello di inversione di ciclo tramite il quale si preleva calore dalla sorgente interna per fornirlo all'evaporatore, al fine di eliminare lo strato di ghiaccio presente. E' intuitivo constatare che questo tipo di ciclo di defrosting comporta non solo un consumo di potenza elettrica che non viene utilizzato per fornire calore all'impianto (o all'accumulo ad esso dedicato) ma anche la fluttuazione della temperatura di mandata dello stesso. Il ciclo di defrosting risulta quindi dannoso sia dal punto di vista energetico che da quello del corretto funzionamento dell'impianto termico.

Lo scopo di questo lavoro di tesi è quello di studiare una pompa di calore aria-acqua che preveda un secondo accumulo lato idronico al fine di utilizzare l'inerzia termica di quest'ultimo come sorgente per il ciclo di defrosting: questo accumulo è riscaldato tramite il sottoraffreddamento del refrigerante liquido in uscita dal condensatore. In questo modo è possibile ridurre l'effetto negativo del defrosting sulla fluttuazione della temperatura di mandata dell'impianto di riscaldamento sfruttando l'energia di sottoraffreddamento del fluido frigorigeno che non comporta alcuna spesa elettrica ulteriore, durante il periodo di funzionamento della macchina.

Il lavoro svolto è stato articolato in più fasi: in primis si è considerata una pompa di calore esistente in commercio e si è quantificata la brina che si forma durante il funzionamento al variare della temperatura e dell'umidità relativa esterne; dopodiché sono state valutate l'energia necessaria alla

macchina per il ciclo di defrosting e la riduzione della temperatura dell'accumulo dell'impianto; si è modificato il ciclo della pompa di calore aggiungendo un sottoraffreddatore ed un accumulo ad esso dedicato, simulando infine il funzionamento di questa macchina. Si sono poi confrontati i risultati ottenuti dalle due macchine focalizzandosi in particolare sul risparmio di energia che si riesce ad ottenere con la pompa di calore equipaggiata di accumulo in sottoraffreddamento e sulla differenza di temperatura dell'accumulo dell'impianto al termine del ciclo di defrosting.

Capitolo 1

Le pompe di calore

1.1 Generalità e principio di funzionamento

Le pompe di calore (PDC) sono macchine in grado di trasferire calore da un ambiente a temperatura più bassa ad un altro a più alta temperatura, operando sostanzialmente secondo il principio di un ciclo frigorifero. Dal secondo principio della termodinamica è noto che per compiere questo processo è necessario fornire energia dall'esterno come mostrato in figura 1.1.

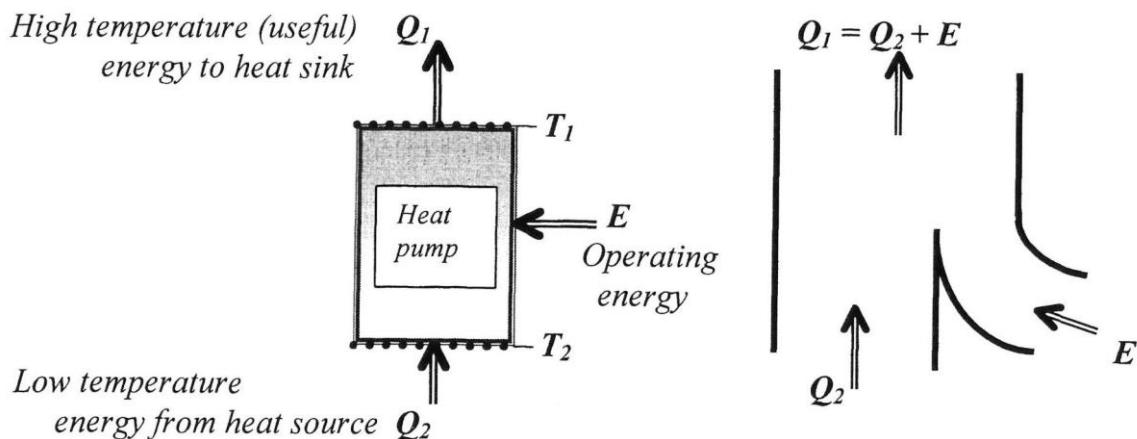


Figura 1.1. Flussi energetici e principio di funzionamento di una pompa di calore. (da Refrigerating Engineering, KTH, Stockholm, 2011).

L'energia Q_1 trasferita alla sorgente ad alta temperatura è la somma di quella prelevata dalla sorgente a più bassa temperatura Q_2 e del lavoro E fornito al sistema dall'esterno:

$$Q_1 = Q_2 + E$$

Tanto più è piccolo il salto di temperatura ($T_1 - T_2$) tra le due sorgenti tanto è minore l'input di energia necessario al funzionamento della macchina. La sorgente di energia esterna che da più benefici dal punto di vista energetico è pertanto quella a temperatura più alta e stabile possibile durante tutta la stagione di riscaldamento. Analogamente è vantaggioso

utilizzare impianti di riscaldamento funzionanti a bassa temperatura per contenere la temperatura della sorgente calda.

1.2 Il circuito base

In Figura 2.1 sono rappresentati sinteticamente i principali componenti di una pompa di calore funzionante con un ciclo a compressione di vapore. Queste macchine sono costituite da un circuito chiuso, dove scorre un fluido frigorigeno che, a seconda delle condizioni di temperatura e di pressione in cui si trova, assume lo stato di liquido, di vapore o di miscela liquido-vapore.

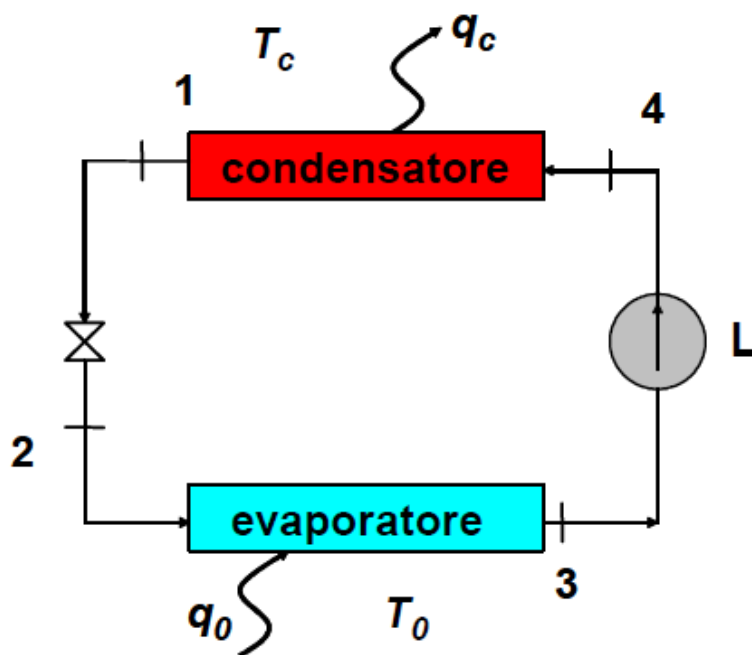


Figura 2.1 Componenti principali di una pompa di calore. (da slides corso di Impianti Termotecnici, Prof. De Carli, a.a. 2013/2014, Università degli Studi di Padova, facoltà di Ingegneria Meccanica).

I componenti del ciclo sono:

1. evaporatore;
2. compressore;
3. condensatore;
4. organo di laminazione.

Gli altri elementi sono fluido refrigerante, tubazioni e un motore che permetta di azionare il compressore.

Il refrigerante circola nell'anello chiuso formato dai quattro principali componenti del ciclo ed è soggetto a quattro trasformazioni: evaporazione, compressione, condensazione e laminazione.

Nell'evaporatore il fluido refrigerante ha una temperatura inferiore a quella della sorgente fredda per cui si ha trasferimento naturale di calore dalla seconda al primo. Viceversa nel condensatore il fluido refrigerante si trova ad una temperatura superiore a quella della sorgente calda alla quale è pertanto in grado di cedere calore. Il trasferimento di calore dalla sorgente fredda a quella calda avviene allora attraverso due scambi naturali.

Il principio base del ciclo a compressione di vapore si basa sul fatto che il compressore mantiene le pressioni p_1 e p_2 a due livelli di temperatura T_1 e T_2 : dal lato della temperatura più bassa è mantenuta una bassa pressione tale da permettere al refrigerante liquido di evaporare, mentre da quello a più alta temperatura, la pressione è elevata e tale da costringere il refrigerante a condensare.

I due trasferimenti di calore che avvengono alla sorgente calda e a quella fredda sono pertanto caratterizzati dal cambiamento di fase del refrigerante. Durante la vaporizzazione, il refrigerante assorbe la quantità di calore corrispondente al suo calore latente di vaporizzazione dall'ambiente da refrigerare prelevando calore dalla sorgente esterna. In questo processo la temperatura del refrigerante che rimane pressoché costante è detta temperatura di evaporazione. Nel processo che avviene a più alta temperatura il refrigerante riversa calore all'ambiente da riscaldare o all'accumulo dell'impianto di riscaldamento. Durante questo processo il refrigerante vapore viene riportato allo stato liquido condensando ad una temperatura detta, appunto, temperatura di condensazione.

Si comprendono quindi chiaramente i ruoli di compressore e valvola di laminazione nel funzionamento del ciclo: il primo innalza la pressione del refrigerante dal valore di evaporazione a quello di condensazione, la seconda svolge la funzione contraria.

Il circuito, dal punto di vista delle pressioni, è diviso in due parti: a valle del compressore fino a monte della valvola termostatica si trova ad alta pressione, nella restante parte è invece a bassa pressione.

1.3 Efficienza energetica

Dalla descrizione del funzionamento del ciclo base di una pompa di calore è possibile intuirne i principali vantaggi dal punto di vista energetico. Si è visto che la macchina ha la capacità di fornire più energia (calore) di quella elettrica impiegata per il suo funzionamento in quanto estrae calore da una sorgente esterna a basso livello energetico. L'effetto utile è l'energia che la PDC fornisce alla sorgente ad alta temperatura Q_1 mentre la spesa è rappresentata dall'energia necessaria al compressore E .

Si definisce COP (Coefficient of performance) il rapporto tra queste due energie:

$$COP = \frac{Q_1}{E}$$

Il bilancio energetico per la pompa di calore è rappresentato dalla seguente equazione:

$$Q_1 = Q_2 + E$$

dove Q_2 è, come introdotto, l'energia prelevata dalla sorgente termica esterna.

Per valutare la convenienza di queste macchine occorre confrontarne l'efficienza energetica e il peso economico con i sistemi tradizionali utilizzati per fornire il calore necessario al riscaldamento degli edifici, come per esempio le caldaie a gas. Rispetto a questo tipo di sistema la pompa di calore richiede un investimento iniziale più elevato e pertanto conviene solo nel caso in cui i suoi costi operativi siano inferiori. Le condizioni migliori condizioni per l'utilizzo delle PDC sono di seguito elencate:

- Temperatura della sorgente esterna elevata e possibilmente stabile nel corso della stagione di riscaldamento;

- Richiesta di calore ad un livello di temperatura il più basso possibile;
- Molte ore di funzionamento durante l'anno;
- Presenza della sorgente esterna nelle vicinanze del luogo dell'utilizzo;
- Prezzo dell'energia elevato per rendere maggiore il risparmio sul costo di esercizio.

Lo scopo di questo documento non è tuttavia quello di fare un confronto tra le pompe di calore ed i sistemi di produzione del calore tradizionali, per cui in questo capitolo introduttivo ci si limiterà ad illustrare il funzionamento delle varie classi di macchine esistenti in commercio.

1.4 Classificazione delle pompe di calore

Un prima classificazione di queste macchine può essere fatta per taglia dell'impianto: si distingue tra piccoli impianti (potenze fino a 30kW) e grandi impianti per potenze maggiori.

Un'altra distinzione si basa sull'impiego stagionale e mette in luce la differenza tra le macchine utilizzate per il solo riscaldamento invernale (eventualmente anche con produzione di acqua calda sanitaria) e quelle utilizzate anche per il raffrescamento: in questo caso si utilizzano macchine reversibili con inversione lato fluido refrigerante o, meno frequentemente, lato idronico.

La classificazione più rilevante dal punto di vista di questa ricerca è quella che si basa sui fluidi impiegati lato sorgente e lato impianto. La tabella 1.1 riassume schematicamente le principali tipologie di pompe di calore in base ai fluidi impiegati e le denominazioni che vi vengono assegnate nella pratica tecnica.

La macchina studiata in questo lavoro di tesi, che verrà illustrata in dettaglio nel seguito, è una pompa di calore aria-acqua di piccola potenza che viene ipotizzata dimensionata per il solo riscaldamento.

Fluido lato sorgente	Fluido lato impianto	Denominazione della PDC
aria	Aria	aria-aria
aria	Acqua	aria-acqua
acqua	Aria	acqua-aria
acqua	Acqua	acqua-acqua
terreno	Acqua	pompa di calore geotermica

Tabella 1.1. Classificazione delle pompe di calore

1.5 Le pompe di calore aria-acqua

L'aria ambiente è disponibile ovunque ed è per questo una sorgente di grande potenziale per le pompe di calore. Lo sfruttamento dell'aria come sorgente di calore esterna non richiede pertanto alcuna opera edilizia specifica per l'installazione della macchina. Il grande vantaggio dell'aria, rispetto a sorgenti quali l'acqua o il terreno, è quello di richiedere un investimento iniziale minore e tempi di realizzazione dell'opera contenuti. Inoltre, con il crescente ricorso alla climatizzazione estiva, le macchine reversibili ad aria si sono diffuse in modo consistente grazie a costi solo marginalmente maggiori rispetto alle macchine per solo raffrescamento.

Il tipo di sorgente di calore ha una forte influenza sulle prestazioni della pompa di calore. Come già introdotto, la temperatura di evaporazione influenza la potenza termica che la macchina è in grado di erogare. Questa potenza, che è necessaria all'impianto per il riscaldamento degli ambienti, è dunque fortemente condizionata dalla variabilità della temperatura della sorgente da cui la macchina preleva calore, nel corso della stagione di utilizzo. L'aria esterna, rispetto a sorgenti a temperatura pressoché costante quali terreno o acqua di pozzo, presenta pertanto più grande variabilità di potenza termica fornita al variare delle condizioni climatiche nel corso della stagione invernale. Nei giorni più freddi, quando la richiesta di calore degli ambienti è massima, le PDC ad aria forniscono le potenze minori e questo è un grande limite di questo tipo di macchine. La figura 3.1

confronta la potenza termica fornita dalla pompa di calore al variare della temperatura esterna per le più diffuse tipologie di sorgente esterna di calore. E' inoltre riportato l'andamento tipico richiesta termica dell'impianto di riscaldamento al variare della temperatura esterna.

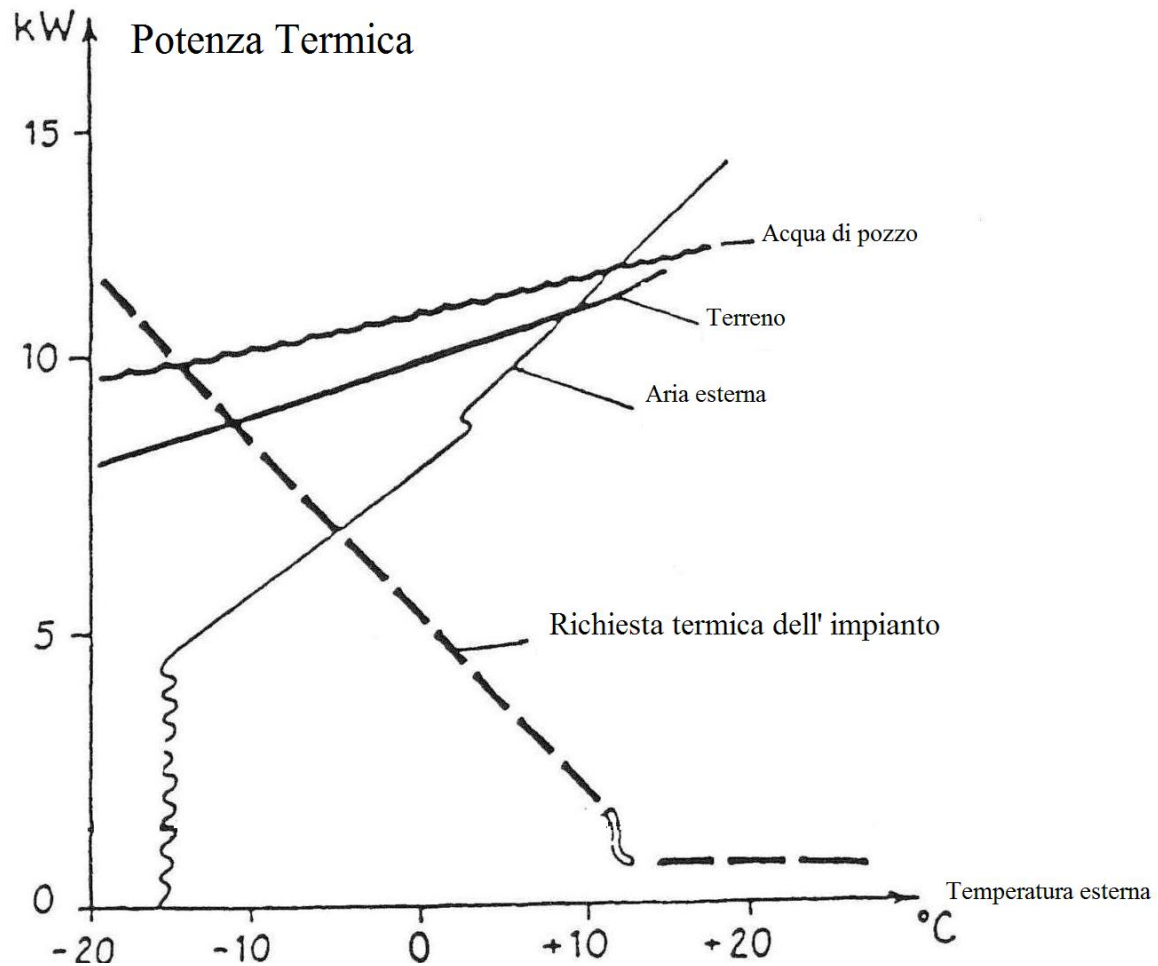


Figura 3.1. Potenza fornita e richiesta dell'impianto al variare della temperatura esterna. (da Refrigerating Engineering, KTH, Stockholm, 2011).

Con bassi valori della temperatura esterna le PDC ad aria forniscono meno energia alla sorgente calda (impianto) e pertanto, considerando la definizione introdotta nel paragrafo 1.3, hanno COP minore. Si nota che per temperature esterne di circa -15°C conviene spegnere la macchina (tratto ondulato della curva) a causa del fatto che l'elevato salto di pressione che il compressore deve fornire per soddisfare il maggiore ΔT tra le due sorgenti, porta inevitabilmente a potenze termiche e COP troppo

bassi. In questi casi, con condizioni climatiche invernali particolarmente sfavorevoli, è necessaria la presenza di una fonte di calore supplementare in grado di integrare o fornire interamente la quantità di calore necessaria al riscaldamento degli ambienti che la pompa di calore ad aria non riesce a soddisfare.

Nel seguito di questo documento si farà riferimento solamente alle pompe di calore aria-acqua in quanto le simulazioni svolte hanno preso in considerazione una macchina evaporante ad aria.

1.6 L'accoppiamento pompa di calore - impianto

Alle condizioni climatiche tipiche delle nostre latitudini (Pianura Padana, zona climatica E) gli impianti di riscaldamento vengono dimensionati per una potenza massima riferita ad una temperatura esterna di -5° C.

L'impianto di riscaldamento installato negli ambienti quando il calore è prodotto con una pompa di calore è normalmente funzionante a media o bassa temperatura. Facendo riferimento esclusivamente a impianti di piccola potenza che utilizzano come fluido vettore acqua, le soluzioni adottate più frequentemente si riducono a due:

- impianti a ventilconvettori che richiedono temperature di mandata mediamente di 45°C;
- impianti a pannelli radianti che utilizzano temperature di mandata di circa 35°C.

La condensazione del refrigerante, tramite la quale il calore viene trasferito calore alla sorgente calda (impianto), può avvenire in diversi tipi di scambiatori di calore nei quali normalmente l'acqua dell'impianto scambia calore in contro corrente rispetto al refrigerante stesso che cambia di fase. Negli impianti di piccola potenza si utilizzano prevalentemente scambiatori a piastre nei quali il fluido frigorigeno condensa ad temperatura costante di circa 5°C superiore rispetto alla temperatura di mandata dell'impianto.

La temperatura di condensazione influenza a sua volta le prestazioni della macchina in quanto fissa la pressione p_1 al quale il compressore deve portare il fluido aspirato all'uscita dall'evaporatore. La figura 4.1 descrive gli andamenti della potenza in kW fornita alla sorgente calda $\dot{Q}_1$ e del consumo del compressore $\dot{E}_k$ [kW] al variare della temperatura di evaporazione t_2 , parametrici rispetto alla temperatura di condensazione t_1 .

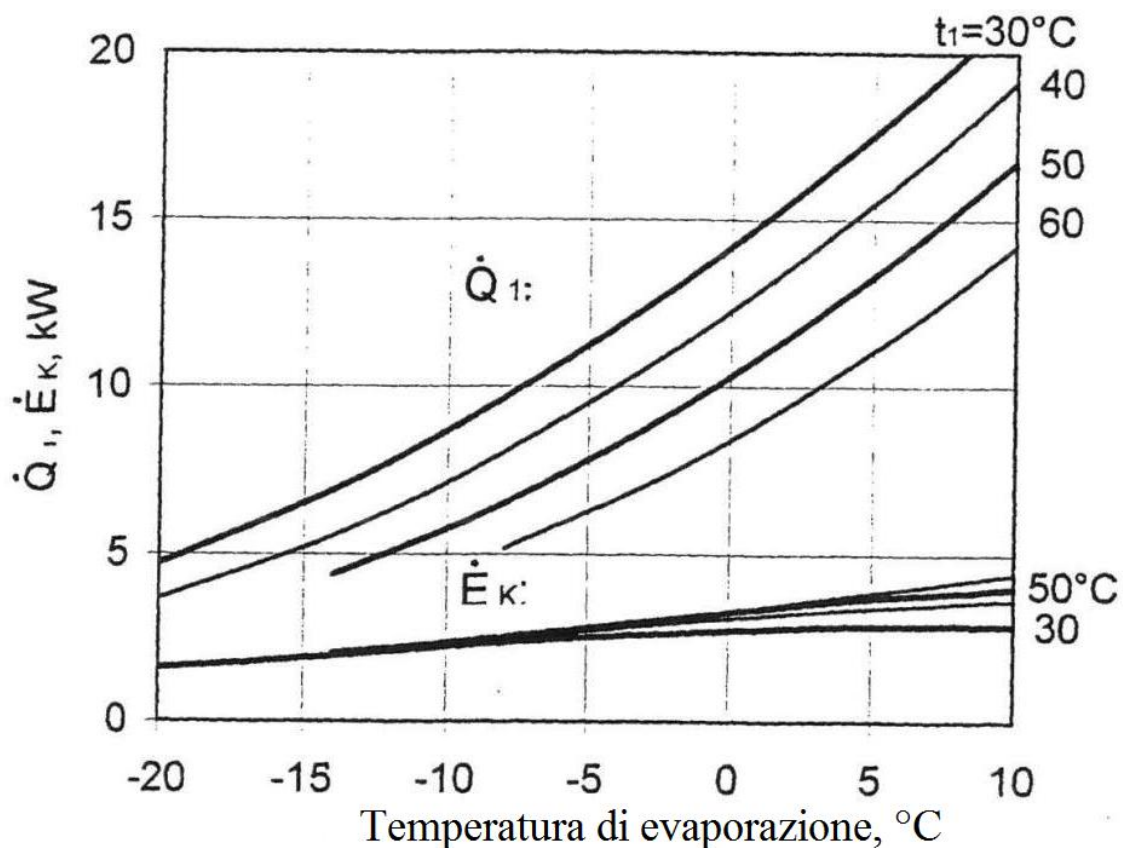


Figura 4.1 Influenza della temperatura di condensazione sulle potenze resa. (da Refrigerating Engineering, KTH, Stockholm, 2011).

Si vede che tanto più elevata è la temperatura richiesta dall'impianto tanto minore è la potenza ad esso fornita e tanto maggiore è, invece, quella consumata dal compressore e quindi la potenza elettrica (si suppone che la macchina sia mossa da motore elettrico, caso più frequente).

Analogamente la figura 5.1 riporta la variazione del COP sempre in funzione della temperatura di evaporazione, parametrizzato sulla temperatura di condensazione. In questo caso l'influenza dall'aumento di

quest'ultima è più marcato sulla diminuzione del COP in quanto con essa diminuisce la potenza resa e aumenta la potenza del compressore (si ricorda che $COP = \frac{Q_1}{E}$).

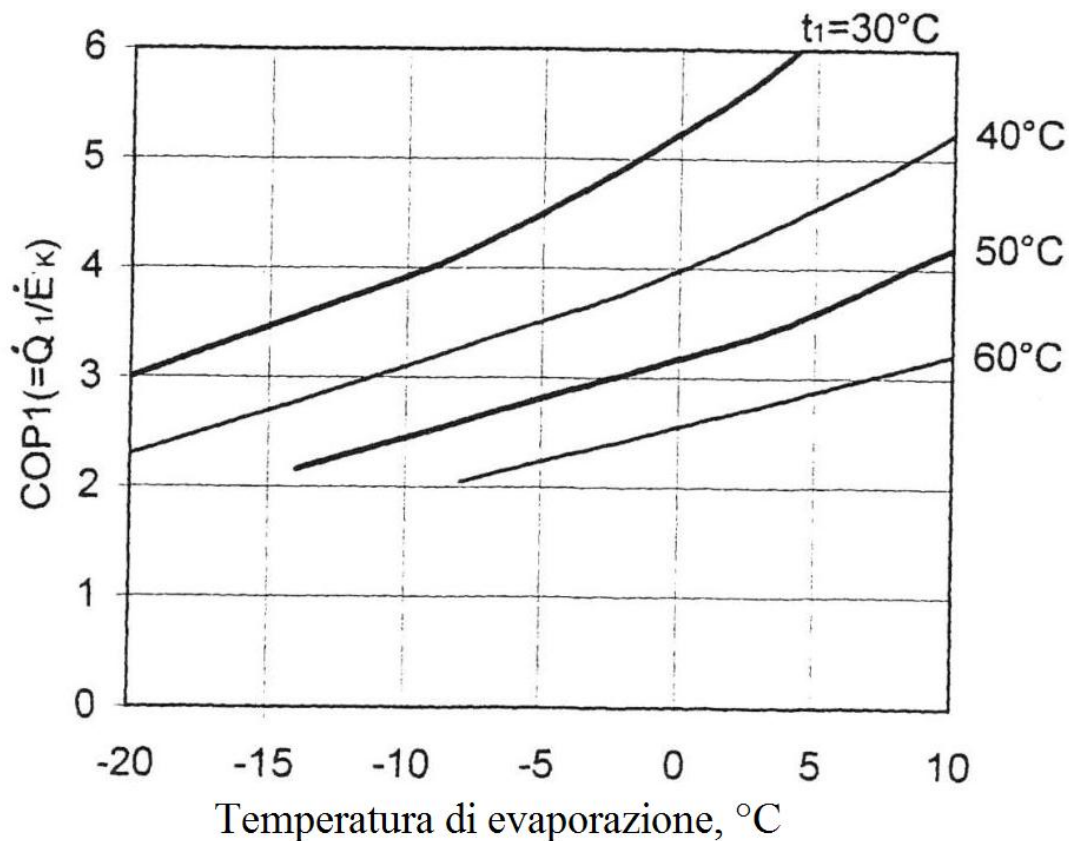


Figura 5.1. Influenza della temperatura di condensazione sul COP. (da Refrigerating Engineering, KTH, Stockholm, 2011).

La scelta della taglia della pompa di calore che possa soddisfare la richiesta termica per il riscaldamento degli ambienti può essere operata basandosi su differenti criteri:

1. *Pompa di calore che soddisfa l'intero fabbisogno energetico termico:*
in questo caso la macchina viene scelta in modo da poter soddisfare l'intera potenza termica richiesta alla temperatura di progetto, tipicamente di -5°C alle nostre latitudini. Il vantaggio di questa scelta sta nel fatto che non è necessario installare un generatore di calore (per esempio una caldaia a condensazione) da abbinare alla pompa di calore, risparmiando sull'investimento iniziale e sulla

complicazione impiantistica. Il principale svantaggio è quello di far lavorare la macchina alla potenza nominale per un periodo molto limitato dell'anno, mentre per la restante parte della stagione di riscaldamento essa lavorerà in condizioni di più o meno marcata parzializzazione. Se la macchina viene dimensionata anche per la produzione di acqua calda sanitaria il problema descritto sarà ancora più gravoso perché la potenza installata è ancora maggiore;

2. *Funzionamento alternato di pompa di calore e caldaia*: in questo caso la PDC si disattiva al raggiungimento di una certa temperatura (di balance point), al di sotto della quale viene attivato un generatore di calore fino al carico di progetto. In questo modo si può scegliere una macchina di taglia minore e farla lavorare solo alle temperature esterne a cui corrispondono i COP più elevati;
3. *Funzionamento in parallelo di PDC e caldaia*: la PDC non viene disattivata al raggiungimento della temperatura di balance point e viene attivato il generatore di integrazione per coprire il fabbisogno di calore residuo;
4. *Funzionamento parzialmente in parallelo*: la PDC non viene disattivata al raggiungimento della temperatura di balance point e per temperature più rigide viene attivato il generatore di integrazione per fornire la potenza residua. Ad una temperatura ancora inferiore (di cut-off) la PDC viene disattivata e il generatore fornisce tutta la potenza richiesta.

I criteri di scelta 2,3,4 permettono l'installazione di macchine di taglia più piccola e lo sfruttamento delle stesse con COP maggiori, risultando più vantaggiosi dal punto di vista energetico. Inoltre l'energia richiesta alla caldaia per integrare la PDC è abbastanza contenuta in quanto le condizioni climatiche più sfavorevoli si verificano per un numero limitato di ore rispetto al totale delle ore di riscaldamento necessarie durante l'anno. La figura 6.1 mette in luce i concetti espressi pur facendo riferimento a

condizioni climatiche più rigide (Svezia centrale). Si vede che, anche in queste condizioni, il numero di ore in cui è necessaria l'integrazione della caldaia (suppl. heating energy in figura) è molto limitato rispetto al periodo di riscaldamento.

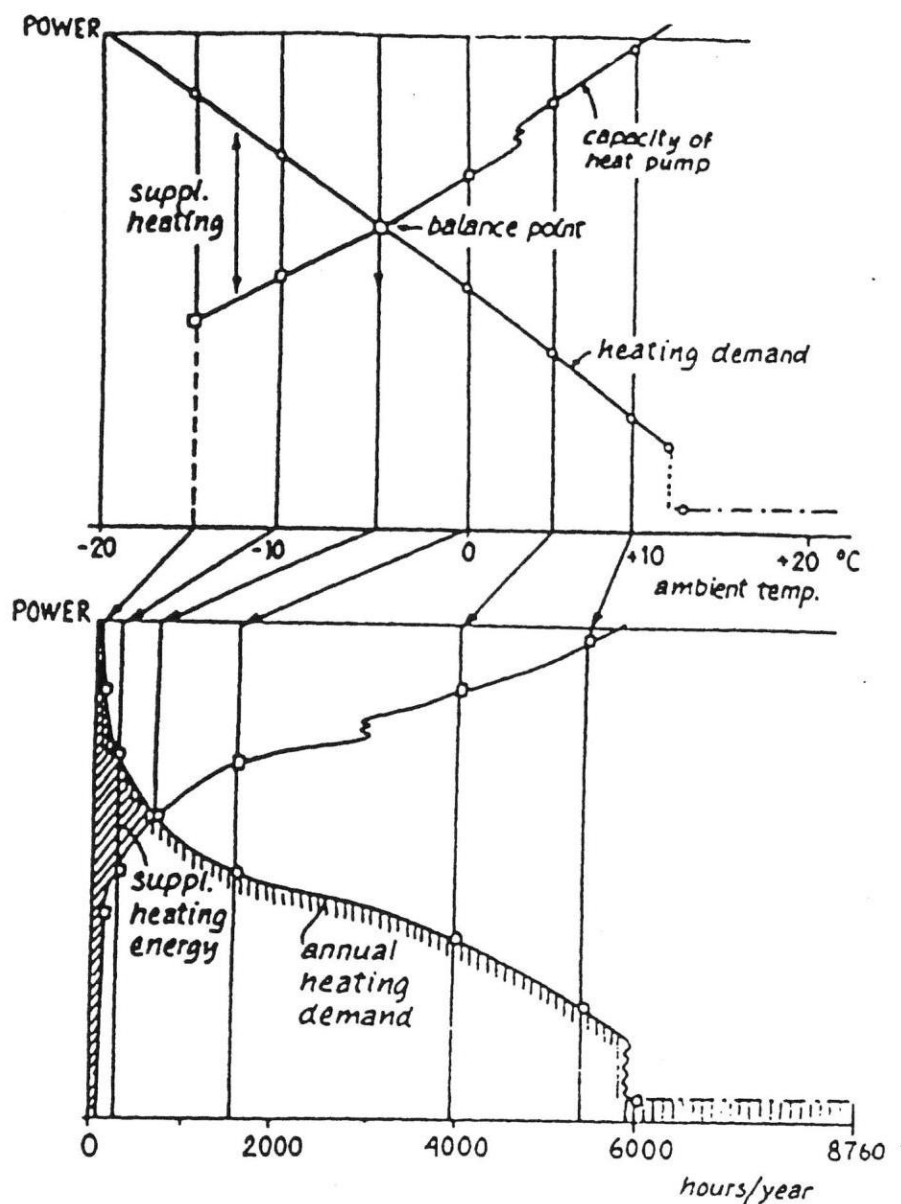


Figura 6.1. Pompa di calore accoppiata con generatore di calore suppletivo. (da Refrigerating Engineering, KTH, Stockholm, 2011).

Nell'ambito delle piccole potenze e alle nostre condizioni climatiche, tuttavia, la pompa di calore è spesso dimensionata sulla potenza termica massima dell'impianto in quanto la complicazione impiantistica e

l'investimento iniziale dovuti l'installazione di un generatore di calore di integrazione non rendono conveniente quest'ultima soluzione.

La PDC simulata in questa tesi, come descritto dettagliatamente più avanti, viene considerata dimensionata sulla potenza massima richiesta dall'impianto per le condizioni esterne di -5°C .

1.7 Gli evaporatori ad aria

Al fine di comprendere meglio la successiva trattazione relativa al brinamento dell'evaporatore e alla necessità di eseguire il defrosting dello stesso, vengono ora introdotti sinteticamente gli scambiatori di calore in cui avviene l'evaporazione del refrigerante.

Lo scambio termico con l'aria esterna permette al refrigerante bifase a bassa pressione (e temperatura) di evaporare prelevando calore all'aria stessa che si raffredda. L'aria è soffiata sull'evaporatore da un ventilatore, generalmente di tipo assiale per le piccole potenze, in modo da realizzare convezione forzata.

Gli scambiatori in cui avviene questo processo sono costituiti da banchi di tubi paralleli alettati, allineati o sfalsati, con alette continue. L'evaporazione del fluido frigorigeno avviene entro i tubi mentre la presenza delle alette aumenta la superficie di scambio lato aria in modo da innalzare i coefficienti convettivi. Gli evaporatori commerciali utilizzati in queste macchine sono normalmente costituiti da tubi in rame e alette in alluminio e hanno caratteristiche geometriche abbastanza standardizzate.

Le grandezze geometriche di principale interesse sono il diametro dei tubi (esterno ed interno), il passo tra i tubi p_t (in un piano normale al moto dell'aria), il passo tra i ranghi p_R (cioè tra righe di tubi, in un piano parallelo alla direzione del moto dell'aria), lo spessore dell'aletta s_A , il passo tra le alette p_A , il numero di ranghi N_R e le dimensioni frontali dello scambiatore.

L'aria sullo scambiatore si raffredda e, in particolari condizioni di temperatura e umidità relative esterne, può deumidificarsi. Negli evaporatori commerciali per macchine di piccola potenza solitamente si considera che la temperatura del refrigerante che evapora sia di circa 10°C inferiore rispetto a quella dell'aria in ingresso. Particolari accorgimenti permettono di migliorare lo scambio termico e ridurre questo ΔT tuttavia, allo stato dell'arte attuale per gli evaporatori standard, questa differenza di temperatura può essere considerata mediamente quella che meglio rispecchia la realtà nelle condizioni medie di funzionamento.

In figura 7.1 sono rappresentati lo schema di funzionamento e l'aspetto tipico di un evaporatore di una pompa di calore ad aria.

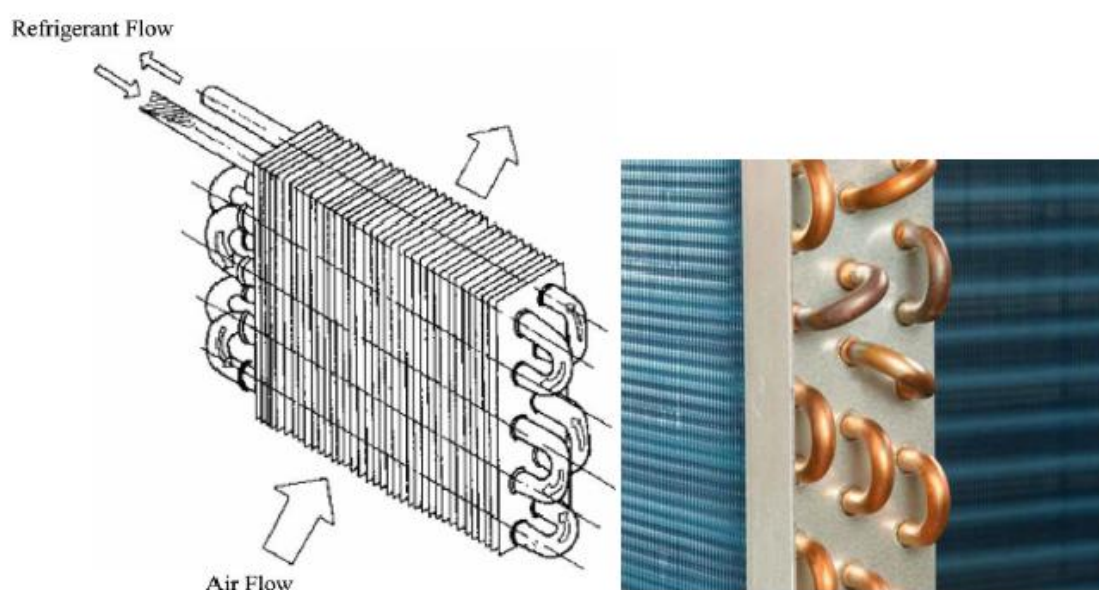


Figura 7.1. Tipico evaporatore ad aria. (da Modello semplificato per la valutazione dello sbrinamento all'evaporatore di pompe di calore, Maicol Franco, Tesi Magistrale, Università degli Studi di Padova).

1.8 Il brinamento dell'evaporatore

Molti problemi nel funzionamento delle pompe di calore ad aria sono causati dalle questioni legate al brinamento dell'evaporatore. Questo processo è collegato al fenomeno dell'aria umida: l'aria atmosferica, come noto, contiene vapore acqueo il quale condensa sulla superficie di scambio non appena la temperatura di quest'ultima risulta inferiore alla temperatura

di rugiada dell'aria. Se la temperatura della superficie dell'evaporatore è inferiore agli 0°C la condensa depositasi brina: la formazione di uno strato di ghiaccio sulla superficie di scambio è dannosa in quanto peggiora notevolmente le prestazioni dell'evaporatore e di conseguenza della pompa di calore.

Senza entrare oltremodo nel dettaglio delle proprietà dell'aria umida, si forniscono le relazioni di principale interesse per lo studio del fenomeno nel campo delle pompe di calore.

La pressione di saturazione del vapore acqueo p'' in bar può essere espressa come funzione della temperatura t (°C) con le seguenti correlazioni numeriche (Ekroth-Granryd, 1994):

$$\text{Per } 0 < t < 100^{\circ}\text{C} : p'' = e^{\left[12,030 - \frac{4025}{235+t}\right]}$$

$$\text{Per } -40^{\circ}\text{C} < t < 0^{\circ}\text{C} : p'' = e^{\left[17,391 - \frac{6142,83}{273,15+t}\right]}$$

L'errore che si rileva utilizzando queste relazioni rispetto ai dati contenuti nelle tabelle del vapor d'acqua è sempre minore dello 0,2%.

La tendenza a condensare del vapor d'acqua contenuto nell'aria pertanto dipende dalla temperatura e dall'umidità dell'aria stessa in ingresso all'evaporatore e dalla temperatura della superficie di scambio. I parametri di interesse nella valutazione del brinamento pertanto sono:

- Temperatura dell'aria esterna (Text) all'ingresso dell'evaporatore;
- Umidità relativa dell'aria esterna (RH);
- Temperatura della superficie di scambio.

L'umidità specifica x (g_v/kg_{as}) contenuta nell'aria a pressione atmosferica varia con la temperatura come indicato nel diagramma psicrometrico di figura 8.1. Si nota che al diminuire della temperatura esterna, mantenendo costante l'umidità relativa, la quantità di vapore contenuta nell'aria diminuisce. Pertanto in condizioni di temperatura esterna molto rigida la quantità di vapore che condensa sull'evaporatore sarà minore rispetto a quando la temperatura è più mite, a parità di RH. La quantità di ghiaccio

che eventualmente si deposita è quindi più rilevante quando le condizioni esterne sono più miti e l'umidità relativa è elevata.

DIAGRAMMA PSICROMETRICO
($p = 101,325 \text{ kPa}$)

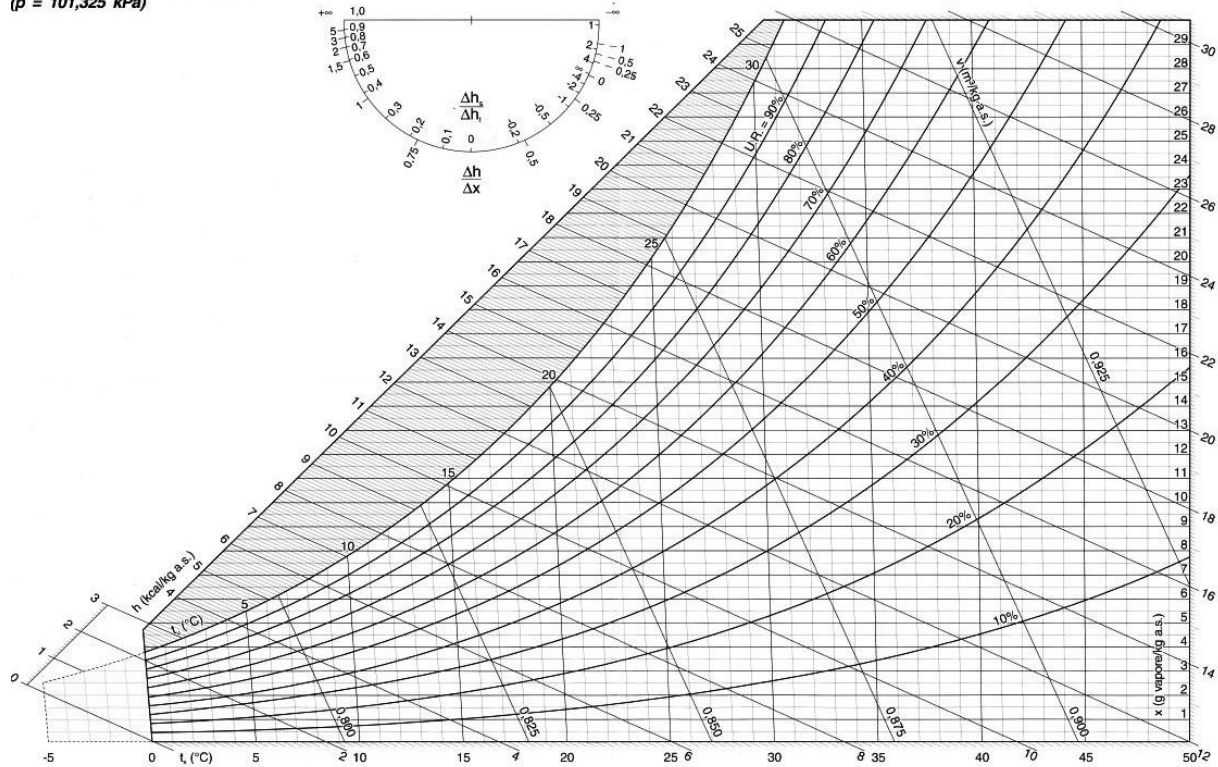


Figura 8.1. Diagramma psicrometrico dell'aria a pressione atmosferica.

1.9 Influenza della brina sullo scambio termico

Il deterioramento dello scambio termico in condizioni di presenza di brina sulla superficie di scambio dell'evaporatore è dovuto principalmente a due fenomeni:

1. Riduzione della portata d'aria sullo scambiatore a causa della riduzione dell'aria di passaggio tra le alette e dell'aumento delle perdite di carico;
2. Riduzione del coefficiente di scambio dovuto all'effetto isolante dello strato di ghiaccio.

Il primo dei due fenomeni è quello che ha l'impatto più significativo sull'efficienza dell'evaporatore, specialmente per evaporatori con piccolo passo tra le alette p_A .

Il design dell'evaporatore ha influenza sulla sua sensibilità al ghiaccio: scambiatori di dimensioni compatte con passo tra le alette piccolo possono sopportare quantità di ghiaccio modeste prima che le prestazioni si impoveriscano notevolmente. Per temperature esterne di poco superiori agli 0°C e passo tra le alette di 1,5-2 mm non è possibile far lavorare l'evaporatore per più di un'ora prima che sia necessario il processo di defrosting.

La riduzione del coefficiente di scambio complessivo per l'effetto isolante dello strato di ghiaccio può essere calcolata una volta noti il coefficiente di scambio globale k_0 e lo spessore di ghiaccio dx sulla superficie. Tale coefficiente in condizioni di presenza di brina k_{frost} può essere ottenuto con la seguente espressione:

$$\frac{1}{k_{frost}} = \frac{1}{k_0} + \frac{dx}{\lambda} \quad \text{ovvero} \quad k_{frost} = \frac{1}{\frac{1}{k_0} + \frac{dx}{\lambda}}$$

in cui λ è la conduttività termica effettiva del ghiaccio.

Assumendo, a titolo esemplificativo, un spessore di brina $dx = 1 \text{ mm}$ la cui conduttività termica sia $\lambda = 0,15 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ e che il coefficiente totale di scambio termico tra aria e refrigerante sia $k_0 = 20 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ si ottiene che il coefficiente di scambio in condizioni di presenza di brina diventa:

$$k_{frost} = 17,6 \text{ [W/(m}^2 \cdot \text{K)]}$$

Pertanto si ha una riduzione di circa il 10% dello scambio termico.

Come accennato l'influenza dello strato di ghiaccio è molto più dannosa per quanto riguarda l'aumento delle perdite di carico sullo scambiatore: considerando sempre un $dx = 1 \text{ mm}$ sulla superficie di due alette adiacenti e assumendo che il passo tra le alette sia di 4 mm, si ha facilmente che l'aria di passaggio diventa la metà. Se dovesse passare la stessa portata attraverso lo scambiatore la velocità dell'aria dovrebbe raddoppiare e pertanto le perdite di carico (che dipendono dal quadrato della velocità) aumenterebbero di un fattore 4.

L'ultima considerazione fatta mette in luce l'influenza delle caratteristiche del ventilatore sulle prestazioni che l'evaporatore garantisce in condizioni di brinamento: se il punto di lavoro del ventilatore viene scelto in modo che la portata d'aria non sia molto influenzata dal salto di pressione allora gli intervalli tra due defrosting consecutivi risulteranno maggiori.

Per concludere questo primo capitolo e fornire una visione più chiara sugli effetti negativi del brinamento sulle prestazioni delle pompe di calore ad aria, si riportano i risultati grafici di una ricerca scientifica effettuata presso il centro nazionale svizzero WTZ di Winterthur-Töss. Si riportano gli andamenti del COP misurato per due diverse temperature della sorgente (T_{supply}) a cui la macchina fornisce il calore al variare della temperatura esterna (figura 9.1). La linea nera più spessa rappresenta il valore medio e l'area grigia la dispersione dei valori misurati rispetto alla media.

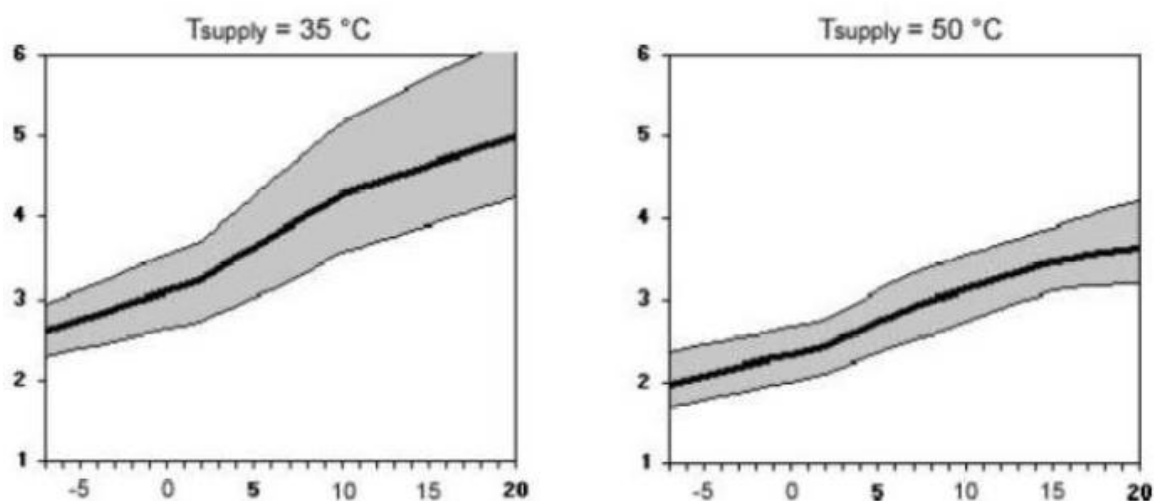


Figura 9.1. COP al variare di Text (in ascissa) e T di condensazione (da centro nazionale svizzero WTZ, ricerca di Winterthur-Töss).

Si è già discusso a proposito dell'andamento del COP in funzione delle temperature delle due sorgenti. Quello su cui è importante focalizzare l'attenzione è la variazione della pendenza che entrambe le curve presentano quando la temperatura esterna è in un range compreso tra poco meno di 10°C e poco meno di 0°C. Si vede che in questa area dei grafici il COP decresce in maniera molto più netta con la Text rispetto che

a temperature maggiori o minori. La spiegazione del fenomeno è proprio dovuta al fatto che in questo range di temperature sono più penalizzanti gli effetti del brinamento dell'evaporatore sullo scambio termico: l'umidità contenuta nell'aria in queste condizioni è ancora rilevante ed essendo, come anticipato, la temperatura di evaporazione di circa 10°C inferiore rispetto alla temperatura esterna, si ha che la condensa formatasi tenderà a formare uno strato di brina sulla superficie. Le prestazioni dello scambiatore degradano e la macchina dovrà arrestarsi per procedere allo sghiacciamento dell'evaporatore utilizzando energia elettrica che non viene fornita alla sorgente calda ma bensì allo scambiatore esterno per sciogliere la brina. Si ha quindi un doppio effetto che danneggia le prestazioni della macchina:

- penalizzazione dello scambio termico;
- utilizzo di energia a intervalli periodici per il defrosting.

Lo scopo di questo lavoro di tesi è proprio quello di minimizzare l'energia necessaria al defrosting per cui, nella trattazione che segue, il peggioramento dello scambio termico non sarà più considerato e ci si focalizzerà sull'effetto che il ciclo di defrosting ha sulle prestazioni della pompa di calore.

In conclusione di questo paragrafo dedicato al brinamento si fornisce l'immagine di un evaporatore brinato in modo da comprendere meglio, anche dal punto di vista visivo, la necessità di svolgere il ciclo di defrosting, argomento del capitolo che segue. L'immagine della figura 10.1 è tratta da una tesi di laurea magistrale dell'Università degli Studi di Padova dal titolo "Modello semplificato per la valutazione dello sbrinamento all'evaporatore di pompe di calore", di Maicol Franco, relatore Prof. Michele De Carli.

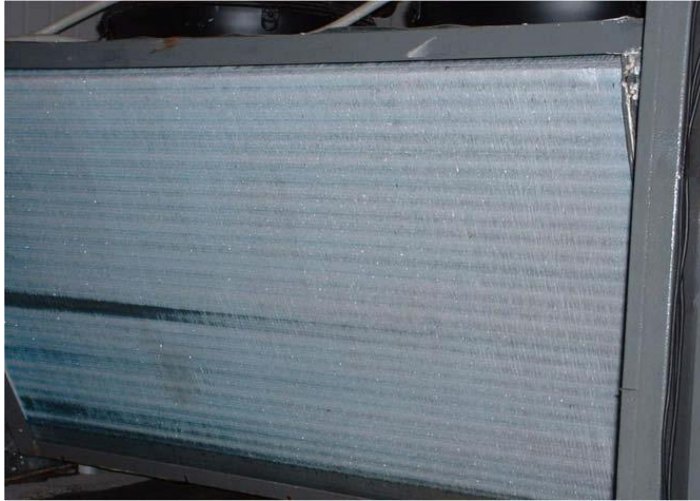


Figura 10.1. Evaporatore alettato fortemente brinato. (da Modello semplificato per la valutazione dello sbrinamento all'evaporatore di pompe di calore, Maicol Franco, Tesi Magistrale, Università degli Studi di Padova).

Capitolo 2

Il ciclo di defrosting

Nel precedente capitolo si sono spiegati i motivi per cui le pompe di calore ad aria hanno la necessità di effettuare lo sghiacciamento periodico dell'evaporatore. In questo capitolo verranno descritti i possibili metodi per eseguire il defrosting e le relative strategie di controllo. Si farà inoltre riferimento alla letteratura scientifica per stimare l'energia che la macchina spende per il ciclo di defrosting e le prestazioni che fornisce durante il ciclo stesso.

2.1 I metodi di defrosting

Lo sbrinamento dell'evaporatore può essere svolto in diversi modi: in genere il processo avviene riscaldando la superficie dell'evaporatore a temperature superiori a 0°C in modo da sciogliere il ghiaccio. Tuttavia sono stati sperimentati anche metodi alternativi per rimuovere la brina: tra questi, uno applicabile a livello di evaporatori industriali è quello di utilizzare un flusso d'aria ad elevata pressione per spazzare via il ghiaccio periodicamente; in questo modo la restrizione della sezione di passaggio dell'aria tra le alette in corrispondenza del primo rango di tubi può essere rimossa e si possono aumentare gli intervalli di defrosting. Un altro metodo, sperimentato però con scarsi risultati, è quello di utilizzare ultrasuoni per far vibrare il ghiaccio e rimuoverlo.

Con temperatura dell'aria esterna superiore agli 0°C (in realtà di parecchi gradi superiori) è possibile ricorrere al *self defrosting*. Il procedimento sostanzialmente è quello di fermare il funzionamento della macchina e lasciare che il ventilatore soffi l'aria sull'evaporatore aspettando che avvenga lo scioglimento del ghiaccio. Questo metodo non è quasi mai

utilizzato per le pompe di calore perché richiede tempi molto lunghi durante i quali la macchina non può fornire calore all'impianto di riscaldamento.

I metodi più utilizzati per compiere il defrosting in una PDC ad aria prevedono tutti l'erogazione di calore all'evaporatore e sono i seguenti:

- a) Defrosting con resistenze elettriche;
- b) Hot gas defrosting con inversione di ciclo;
- c) Hot gas defrosting senza inversione di ciclo.

In figura 11.2 è rappresentato schematicamente il defrosting con resistenze elettriche. L'evaporatore prevede al suo interno delle resistenze elettriche che vengono attivate per sbrinarlo sfruttando l'effetto Joule.

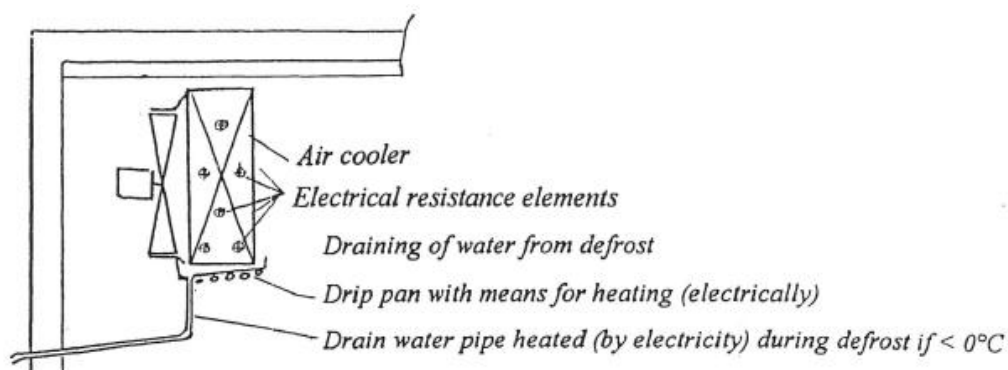


Figura 11.2. Defrosting con resistenze elettriche. (da Refrigerating Engineering, Part II, Eric Granryd, KTH, Stockholm, 2005).

Le resistenze possono essere attaccate allo scambiatore in diversi modi: il metodo più diffuso per gli evaporatori alettati è quello di lasciare alcuni tubi inattivi e aperti alle estremità, inserendo le resistenze all'interno di questi tubi. La potenza per le resistenze elettriche normalmente è di circa 100 W/m^2 (di area di scambio lato aria). Questo metodo garantisce tempi di defrosting contenuti ma è costoso sia dal punto di vista dell'investimento iniziale (maggior costo dell'evaporatore) sia da quello dei costi operativi (elevata energia dissipata nelle resistenze).

La procedura b) è illustrata in figura 12.2 ed è la più utilizzata nelle pompe di calore di piccola potenza: utilizzando una valvola a 4 vie (Four way valve in figura) è possibile invertire il ciclo termodinamico "scambiando" i ruoli di evaporatore e condensatore. Nel defrosting con inversione di ciclo (RCD -

reverse cycle defrosting) la macchina sottrae calore alla sorgente interna (impianto di riscaldamento) per fornire all'evaporatore l'energia necessaria allo scioglimento della massa di ghiaccio depositatisi.

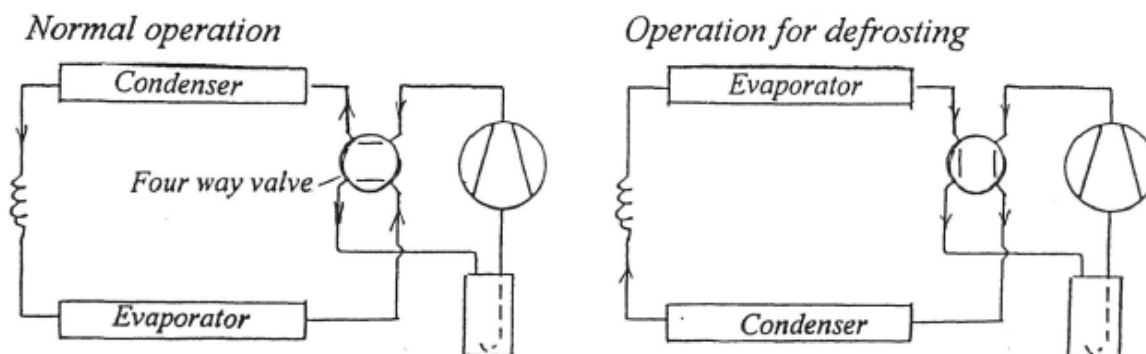


Figura 12.2. Defrosting con inversione di ciclo. (da Refrigerating Engineering, Part II, Eric Granryd, KTH, Stockholm, 2005).

Il RCD garantisce defrosting molto rapidi (inferiori ai 5 minuti, nella maggior parte dei casi di circa 3 minuti) offrendo il vantaggio di sfruttare un ciclo pompa di calore anche in fase di defrosting: la macchina riesce a fornire all'evaporatore un quantità di potenza termica maggiore di quella che fornisce il compressore in quanto preleva energia dalla sorgente interna. Lo svantaggio di questa soluzione è che durante il defrosting la macchina oltre a non fornire calore all'impianto (o all'accumulo dello stesso), preleva parte dell'energia di defrost da quest'ultimo. Questo fatto porta a due inconvenienti:

- a defrosting completato, quando la macchina ricomincia a funzionare in condizioni di progetto essa dovrà non solo integrare il calore che non ha fornito durante il tempo del ciclo di defrosting ma anche l'energia che è stata prelevata dal ciclo di sbrinamento stesso;
- durante il periodo di defrost la temperatura di mandata dell'impianto idronico diminuisce e questo può creare fenomeni di discomfort termico negli ambienti, in particolar caso se l'impianto è a bassa inerzia termica e utilizza, per esempio, ventilconvettori per il riscaldamento. In questi casi è preferibile spegnere l'impianto

durante il ciclo di defrost ma ciò può causare fluttuazione della temperatura degli ambienti.

Il metodo di defrosting c) può risultare pertanto preferibile dal punto di vista dell'impianto termico. L'hot gas defrosting senza inversione di ciclo consiste nell'inviare il gas ad alta pressione e temperatura alle condizioni di mandata del compressore direttamente all'evaporatore in modo da fornire il calore necessario allo sbrinamento. Non operando secondo un ciclo termodinamico inverso, la potenza inviata all'evaporatore è minore che nel RCD ma in questo modo non si sottrae ulteriore energia all'impianto termico. Il raffreddamento della temperatura di mandata di quest'ultimo, durante il ciclo di defrost, è dovuta soltanto al fatto che il condensatore viene bypassato dal refrigerante: la macchina quindi non fornisce energia all'impianto durante il defrosting. Lo svantaggio principale dell'hot gas defrosting è la durata del ciclo stesso: essendo minore la potenza fornita il ciclo di defrosting risulta più lungo rispetto alla soluzione con inversione di ciclo.

La pompa di calore simulata nella trattazione che verrà esposta nei capitoli successivi esegue il ciclo di defrosting secondo il metodo di inversione di ciclo che risulta essere il più utilizzato dalle macchine esistenti sul mercato. Si ritiene tuttavia necessario confrontare in questa fase i metodi di RCD e quello HGBD (hot gas bypass defrosting) attraverso la presentazione di un articolo scientifico che mette a confronto i due metodi dal punto di vista sperimentale.

2.2 Confronto tra defrosting con inversione di ciclo e hot gas defrosting

In questo paragrafo si riportano i risultati più significativi della pubblicazione scientifica "Comparison between hot-gas bypass defrosting

and reverse-cycle defrosting methods on an air-to-water heat pump" di Dong Huang, Quanxu Li, Xiuling Yuan.

L'esperimento è condotto su una pompa di calore aria - acqua di 55 kW di potenza nominale in riscaldamento. Vengono messe in luce le principali differenze operative tra l'HGBD e il RCD.

Le prove sono state effettuate in alcune notti invernali nella regione del Fiume Giallo della Cina: durante i test la temperatura media dell'aria è stata di $2,0 \pm 0,2$ °C e l'umidità relativa dell'80% con una fluttuazione massima del 5%. Come è già stato messo in luce queste sono condizioni particolarmente propizie al brinamento dell'evaporatore.

Il ciclo di defrosting è stato fatto iniziare manualmente quando la potenza fornita dalla macchina scendeva all'80% del valore di picco. Quando il defrosting è stato eseguito con il metodo RCD, cambiando la posizione della valvola a 4 vie, il ventilatore della macchina esterna è stato spento. Nel caso di HGBD, invece, non vi è stata alcun cambiamento di posizione della valvola e si è lasciata circolare l'acqua nello scambiatore a piastre dell'impianto di riscaldamento. Il defrosting è stato terminato in entrambi in casi quando la temperatura del refrigerante all'uscita del scambiatore alettato raggiungeva i 10°C.

Il primo risultato di interesse è che il tempo medio per eseguire il defrosting con il metodo di inversione di ciclo è stato 2,89 volte minore di quello impiegato dalla soluzione con hot gas defrosting (94 s contro 272 s).

Il confort negli ambienti è risultato invece migliore per il metodo HGBD con una minor fluttuazione della temperatura dell'aria nell'ambiente, minor rumore e nessun percezione di aria fredda quando il ciclo di defrosting è terminato ed è ricominciato il ciclo di riscaldamento della pompa di calore.

In figura 13.2 si riportano gli andamenti, in funzione del tempo, delle temperature di mandata e di ritorno nello scambiatore a piastre interno refrigerante - acqua: si nota che con il metodo di RCD la temperatura dell'acqua in mandata raggiunge un valore minimo molto basso (circa

28°C) in corrispondenza della fine del ciclo di defrosting (94 s). A fine sbrinamento con l'hot gas defrosting (272 s) la temperatura di mandata dell'acqua risulta ancora superiore ai 36°C e di solo 5°C circa inferiore a quella pre-defrosting (circa 41,5°C).

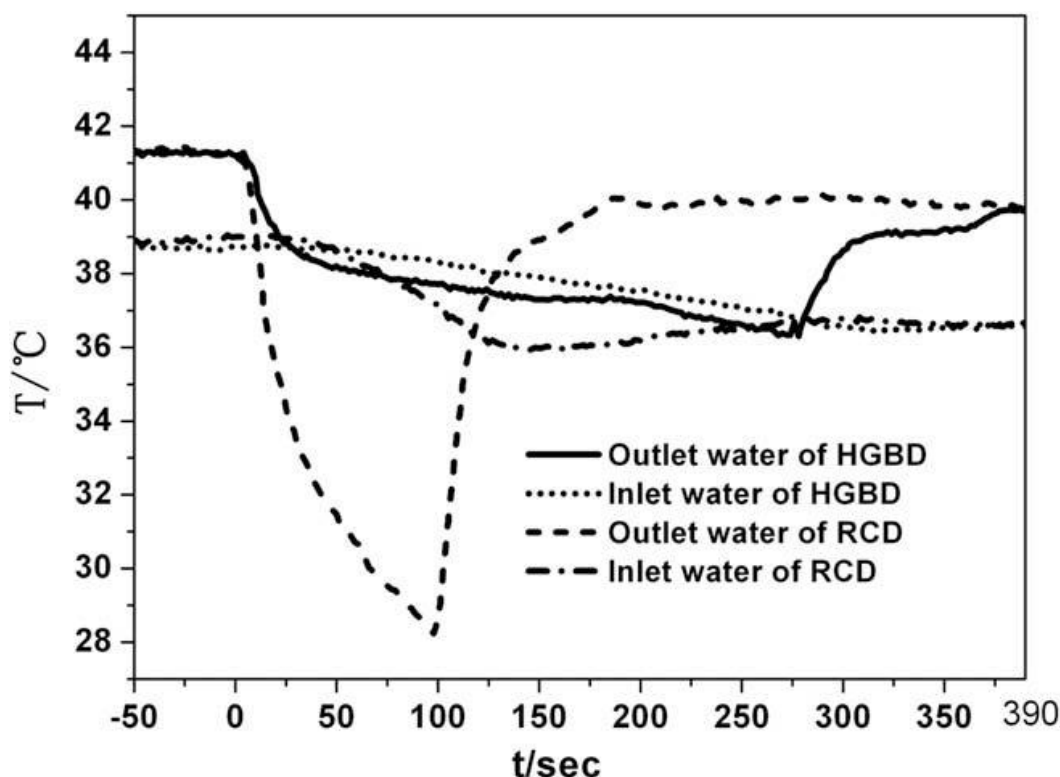


Figura 13.2. Fluttuazione della temperatura di mandata e di ritorno dell'acqua con i metodi di defrosting HGBD e RCD. (da "Comparison between hot-gas bypass defrosting and reverse-cycle defrosting methods on an air-to-water heat pump" di Dong Huang, Quanxu Li, Xiuling Yuan).

Uno degli scopi della macchina con accumulo in sottoraffreddamento studiata in questo lavoro di tesi è quello di alleviare gli effetti negativi del defrosting sull'impianto di riscaldamento resi espliciti dai risultati dell'esperimento scientifico appena descritto.

2.3 Controllo del defrosting ed intervalli di defrosting

Dal momento che ogni ciclo di defrosting rappresenta un spesa energetica extra per la macchina, è opportuno che ogni sequenza di sbrinamento sia controllata nel modo più vicino possibile al punto di ottimizzazione. Questo comporta:

- di terminare il defrosting nel momento esatto in cui tutto il ghiaccio è stato rimosso;
- di iniziare il defrosting ad intervalli di tempo opportuni.

Il primo proposito è relativamente semplice da realizzare: un sensore di temperatura può essere utilizzato per stabilire quando la superficie dell'evaporatore è di alcuni gradi maggiore di 0°C. Tuttavia rimane il problema di conoscere quale sia il punto più critico della scambiatore in quanto non è detto che il ghiaccio sia sciolto anche nelle zone più distanti dal sensore. Per ovviare al problema in alcuni sistemi di defrosting si utilizza una misurazione di pressione all'interno dei tubi. Occorre sempre avere la certezza di aver eliminato tutta la brina presente sull'evaporatore in quanto se è rimasto del ghiaccio, dopo l'operazione di defrosting, non solo si avrà un peggioramento delle prestazioni della macchina nel successivo ciclo di pompa di calore ma sarà necessario anticipare l'inizio della sequenza di defrosting successiva, con tutti gli effetti negativi dal punto di vista dell'efficienza energetica descritti.

E' inoltre opportuno sottolineare che le perdite termiche durante il defrosting dell'evaporatore devono essere le più piccole possibili. Nelle giornate con clima ventoso queste perdite possono essere rilevanti a causa del raffreddamento della superficie di scambio che esse determinano. Nelle pompe di calore ad aria è bene prevedere delle protezioni per il vento in modo da poter svolgere lo sbrinamento nel modo più efficiente possibile anche nelle situazioni di forte corrente d'aria.

La scelta dell'intervallo di defrosting che garantisca l'ottimizzazione tra buone prestazioni medie della macchina e minima energia spesa per lo sbrinamento ha diverse soluzioni. Le macchine in commercio utilizzano metodi differenti per determinare l'istante di tempo in cui iniziare il ciclo di sbrinamento:

- defrosting a intervalli di tempo regolari;
- controllo basato sul deterioramento dello scambio termico globale;

- controllo basato sull'innalzamento del salto di pressione lato aria dovuto al deposito di ghiaccio sulla superficie;
- controllo basato sulla richiesta elettrica del ventilatore (che aumenta man mano che si deposita la brina);
- controllo basato sulle rilevazioni dello spessore di brina misurato con sensori ottici.

Nessun metodo è ideale. Quello che per lungo tempo è stato più utilizzato è il primo in cui il defrosting viene avviato a intervalli di tempo regolari quando la temperatura dell'aria esterna è al di sotto di un certo valore (solitamente tra i 5 e i 7°C). Per aumentare il risparmio energetico sarebbe opportuno che la macchina potesse variare gli intervalli di defrosting al variare della temperatura e dell'umidità dell'aria esterna.

Lo scopo di questo lavoro non è quello di ottimizzare gli intervalli di defrosting bensì quello di minimizzare l'energia complessiva che la macchina spende nelle condizioni climatiche in cui è necessario lo sbrinamento. Si è scelta pertanto una strategia di controllo del defrosting a intervalli di tempo costanti e una durata fissa del ciclo di sbrinamento (di 4 minuti). La macchina, quando la temperatura esterna è $\leq 5^{\circ}\text{C}$, inverte il ciclo ogni 30 minuti per effettuare il defrosting che impiega 240 s per essere portato a termine, a prescindere dalle diverse condizioni climatiche considerate in fase di simulazione.

2.4 Energia richiesta per il defrosting

L'energia che la macchina deve fornire all'evaporatore durante una sequenza di defrost per sciogliere la brina formatasi viene di seguito indicata con $E_{defrost}$ [kJ] e può essere calcolata come:

$$E_{defrost} = \dot{m}_{frost} \cdot t_{before_defrosting} \cdot S$$

in cui:

- $\dot{m}_{\text{frost}}$ [kg/s] è la portata di massa di ghiaccio che si accumula sull'evaporatore per unità di tempo durante il funzionamento della pompa di calore;
- $t_{\text{before_defrosting}}$ [s] è il tempo di funzionamento della macchina prima dell'inizio del ciclo di defrosting;
- S [kJ/kg] è il calore latente di scioglimento del ghiaccio.

Per il calcolo di $\dot{m}_{\text{frost}}$ [kg/s] si è seguito il procedimento semplificato proposto dal testo Refrigerating Engineering, Eric Granryd et al., KTH, Stoccolma 2011. Secondo questo metodo la portata di massa di ghiaccio che si accumula sull'evaporatore per unità di tempo si può calcolare con la formula seguente:

$$\dot{m}_{\text{frost}} = \delta \cdot A \cdot \Delta p_{H_2O}$$

in cui:

- δ è un coefficiente di diffusione [kg/(s·m²·bar)];
- A è la superficie di scambio lato aria dell'evaporatore [m²];
- Δp_{H_2O} [bar] è la differenza tra la pressione parziale del vapore nell'aria esterna e la pressione di saturazione del vapore alla temperatura di parete.

La temperatura di parete dell'evaporatore, assunta con buona approssimazione pari a quella del refrigerante che evapora nei tubi si è considerata di 10°C inferiore a quella dell'aria esterna.

Il coefficiente di diffusione δ è calcolabile come:

$$\delta = \frac{M_{H_2O}}{M_{\text{air}}} \cdot \frac{1}{p \cdot c_p} \cdot \alpha_c$$

dove:

- M_{H_2O} è il peso molecolare del vapore;
- M_{air} è il peso molecolare dell'aria;

- p è la pressione parziale dell'aria (valore medio tra quello nell'ambiente esterno e quello nelle vicinanze della superficie di scambio);
- c_p è il calore specifico dell'aria;
- α_c è il coefficiente di scambio convettivo tra la superficie e l'aria.

Idealmente l'energia necessaria al defrosting dovrebbe essere quella sufficiente a sciogliere il sottile strato di brina più prossimo alla superficie per poi far scivolare via la restante parte di ghiaccio. Nella pratica, tuttavia, tutto il ghiaccio deve essere sciolto. Inoltre è necessario fornire ulteriore energia per l'asciugamento (draining) della superficie di scambio in quanto la presenza di acqua, dovuta allo scioglimento della brina, accelererebbe il successivo brinamento dell'evaporatore. Dalla letteratura scientifica "An experimental study on defrosting heat supplies and energy consumptions during a reverse cycle defrost operation for an air source heat pump", Jiankai Dong et al., si può stimare che l'energia necessaria per lo scioglimento del ghiaccio è circa il 60% di quella totale che deve essere fornita per il defrosting e il draining dello scambiatore. L'energia $E_{defrost}$, calcolata con la formula precedente, va dunque aumentata utilizzando un appropriato coefficiente correttivo che tenga anche conto del transitorio che si verifica negli istanti immediatamente successivi all'inversione di ciclo tramite la valvola a 4 vie.

2.5 Prestazioni della macchina durante il defrosting

La letteratura scientifica non fornisce un metodo analitico per definire un COP medio durante la fase di defrosting con il metodo RCD. La ragione di questa mancanza è probabilmente dovuta al fatto che le trasformazioni che il refrigerante subisce durante il ciclo di sbrinamento sono soggette a variazione continua e non si può ipotizzare un funzionamento quasi statico. Ciò che è noto è l'energia che deve essere fornita sotto forma di calore e,

nel caso in esame in questo lavoro, anche la durata del ciclo di defrosting, ipotizzata costante: si conosce dunque la potenza. Avendo a disposizione un COP di defrosting medio è dunque possibile calcolare la potenza (e l'energia) che la macchina preleva dalla sorgente interna. La macchina, infatti, durante un RCD lavora come una pompa di calore che estrae l'energia E_2 dall'accumulo interno per fornire l'energia di defrosting E_1 all'evaporatore. Si ha che:

$$COP_{medio_defrosting} = \frac{E_1}{E_e}$$

dove E_e è l'energia elettrica spesa dal compressore durante il defrosting.

Inoltre si ha che $E_2 = E_1 - E_e$ ed è quindi possibile calcolare l'energia sottratta all'accumulo dell'impianto termico per un singolo ciclo di defrosting.

Dei vari studi in letteratura che trattano sperimentalmente le prestazioni della macchina durante il ciclo di defrosting il più interessante è "An experimental investigation on reverse-cycle defrosting performance for an air source heat pump using an electronic expansion valve" di Minglu Qu et al. La pubblicazione confronta le performance di una pompa di calore ad aria di 6,5 kW di potenza termica durante il defrosting variando la strategia di gestione della valvola di laminazione elettronica (EEV). Senza entrare troppo nel merito dell'esperimento svolto e del funzionamento della valvola che esulano dagli scopi di questo lavoro, si riportano i risultati ottenuti in termini di $COP_{medio_defrosting}$: con la valvola tutta aperta si ottiene un $COP_{medio_defrosting}$ di circa 4 mentre variando l'apertura della valvola in modo continuo per mantenere costante il surriscaldamento del vapore in aspirazione al compressore, il valore scende a poco meno di 3.

2.6 Proprietà della brina e tasso di crescita del ghiaccio

La brina che si deposita su una superficie più fredda dell'aria circostante presenta una struttura molto complessa. Normalmente, a scopi ingegneristici, ci si accontenta, senza commettere grossi errori, di considerare le proprietà medie dello strato di ghiaccio.

I molti studi reperibili in letteratura sull'argomento dimostrano che le proprietà della brina sono fortemente influenzate dalle condizioni durante le quali essa si forma. Per esempio la densità della brina è minore quando la brina si forma su superfici a temperatura molto bassa. Le varie proprietà sono funzione sia della temperatura che dell'umidità dell'aria. Lo strato di ghiaccio che si forma su una superficie ha una diversa struttura a seconda della profondità dello stesso e presenta densità maggiore nei pressi della superficie di scambio e minore sul lato in cui è lambito dall'aria.

Il meccanismo di formazione e accrescimento della brina prevede una fase iniziale in cui si forma ghiaccio con aspetto di aghi che iniziano ad aumentare man mano la loro dimensione. Gli aghi formati sono sempre più vicini tra loro man mano che il brinamento procede. Col passare dei minuti gli aghi crescono in spessore e si allungano alle estremità. Avvengono anche dei processi di ricristallizzazione che provocano le differenze di proprietà alle varie profondità. Queste differenze sono tanto più marcate tanto più si permette allo strato di brina di crescere.

Senza entrare troppo nel merito della questione, descritta approfonditamente negli studi di Mälhammar (1986) e Andersson (1992), ci si limita a fornire il valore medio della densità del ghiaccio ρ_{frost} che per le applicazioni riguardanti le pompe di calore può essere assunto pari a 150 kg/m³.

Il tasso di crescita del ghiaccio sulla superficie dello scambiatore può essere calcolato con la formula seguente:

$$\dot{z}_{frost} = \frac{\dot{m}_{frost}}{A \cdot \rho_{frost}}$$

Il calcolo del tasso di crescita del ghiaccio non è un parametro di interesse nel calcolo dell'energia necessaria al processo di defrosting, in quanto è sufficiente conoscere la massa di ghiaccio depositatasi sull'evaporatore. Tuttavia il calcolo di $\dot{z}_{frost}$ permette di capire se, nel tempo impostato prima di iniziare il defrosting, l'area di passaggio dell'aria sia completamente ostruita o meno. Nel primo caso la capacità di scambio termico dell'evaporatore sarebbe del tutto compromessa.

La verifica da questo punto di vista è abbastanza semplice da svolgere analiticamente:

$$se: \dot{z}_{frost} \cdot t_{before_defrosting} \cdot 2 \geq p_A$$

allora l'area di passaggio è completamente ostruita ed è necessario ridurre $t_{before_defrosting}$ oppure scegliere un evaporatore con passo tra le alette maggiore. Si osserva che lo spessore di brina è moltiplicato per un fattore 2 al fine di considerare che la crescita avviene sulla superficie di due alette adiacenti e distanziate tra loro di un valore p_A .

Capitolo 3

La pompa di calore analizzata

3.1 La macchina senza sottoraffreddatore

In questo paragrafo si forniscono i dati tecnici della macchina presa in considerazione e se ne descrive il funzionamento. Per la nostra simulazione è stata scelta una pompa di calore esistente in commercio e si è ipotizzato il suo funzionamento nelle condizioni tipiche di installazione nell'ambito residenziale. Alcune semplificazioni sono state introdotte al fine di evidenziare il comportamento della macchina durante il defrosting e saranno descritte nel dettaglio.

3.1.1 Dati tecnici della macchina

La PDC, il cui funzionamento si è simulato, è stata scelta dal catalogo Daikin, nella sezione delle macchine aria-acqua. Si tratta di una macchina reversibile da 11,32 kW di potenza termica in condizioni nominali di targa (temperatura dell'aria esterna di 7°C e temperatura dell'acqua di mandata dell'impianto di 35°C).

I dati tecnici della pompa di calore modello Daikin ERHQ011AAW1 sono riportati in tabella 2.3. Come si può notare la macchina è mossa da un compressore regolato da inverter. Nelle simulazioni svolte tuttavia si riterrà che la macchina lavori in ON_OFF. Questa semplificazione è dovuta principalmente a due motivi:

1. lo scopo di questa tesi non è quello di considerare i miglioramenti di efficienza durante il funzionamento della pompa di calore in riscaldamento ma quello di analizzare le sue prestazioni durante il

defrosting e l'influenza di quest'ultimo sull'impianto di riscaldamento;

- la possibilità di pensare la macchina in modalità tutto acceso ha permesso di non introdurre troppe approssimazioni sulle condizioni di lavoro della stessa durante le simulazioni.

DATI TECNICI (ERHQ011AAW1)			
Prestazioni in condizioni di targa (Text=7°C; Tmandata=35°C)	Potenza termica fornita	[kW]	11,32
	Potenza elettrica assorbita	[kW]	2,54
	COP		4,46
Refrigerante	Tipo		R410A
Compressore	Quantità		1
	Tipologia		Scroll Ermetico
	Avviamento		Controllo Ad Inverter
	Potenza	W	2200
Controllo di capacità	Metodo		Inverter
Evaporatore	Tipo		Pacco alettato
	Lunghezza	[mm]	857
	N° di ranghi		2
	Passo tra le alette	[mm]	1,4
	N° di passaggi		5
	Superficie frontale	[m²]	1,131
	Trattamento alette		Anticorrosione
Valvola di laminazione	Tipologia		Valvola di espansione elettronica (EEV)
Defrosting	Metodo		Livellatore di pressione
	Controllo		Sensore di temperatura su scambiatore esterno

Tabella 2.3. Dati tecnici pompa di calore senza accumulo in sottoraffreddamento.

Rispetto a quanto riportato in tabella è stata fatta un'altra semplificazione che è stata già introdotta nei capitoli precedenti: il controllo del defrosting nel resto di questo lavoro sarà di tipo temporale. La macchina lavora per un periodo prefissato di 30 minuti e poi inverte il ciclo per fare defrosting

per 4 minuti tutte le volte che la temperatura dell'aria esterna è minore o uguale a 5°C. Questo metodo di controllo del defrosting, ormai superato, è stato per anni il più utilizzato nelle pompe di calore ad aria. Ai fini del nostro lavoro, inoltre, è conveniente ipotizzare questo tipo di strategia in quanto sarà poi più immediato evidenziare le differenze nel funzionamento tra le due macchine simulate.

Nella scheda tecnica della pompa di calore vengono fornite anche le prestazioni della macchina al variare delle temperature esterna e di mandata dell'acqua dell'impianto. Nella tabella 3.3 si riportano i dati presenti per le temperature esterne di interesse nel nostro lavoro e per una temperatura di mandata dell'acqua di 45°C. I valori prestazionali sono da considerarsi in condizioni nominali al netto del defrosting. Si ha:

- Text: temperatura dell'aria esterna in °C
- Pt: potenza termica fornita in kW
- Pe: potenza elettrica assorbita in kW

Temperatura di mandata acqua	45°C		
ERHQ011AAW1	Text [°C]	Pt [kW]	Pe [kW]
	7	10,98	3,15
	2	9,52	3,15
	-2	8,50	3,14
	-7	7,39	3,11

Tabella 3.3 Dati prestazionali della macchina in condizioni nominali

3.1.2 Schema della PDC

In questo paragrafo si descrive lo schema funzionale della macchina senza accumulo in sottoraffreddamento. La macchina si è pensata installata per fornire calore ad un impianto di riscaldamento con temperatura di mandata dell'acqua di quest'ultimo di 45°C. La macchina fornisce il calore all'impianto tramite uno scambiatore a piastre nel quale avviene da un lato la condensazione del refrigerante in uscita dal compressore. Dall'altro lato si riscalda l'acqua dell'impianto idronico. Per avvicinarsi il più possibile alle

condizioni reali di installazione di queste macchine si è pensato che l'impianto fosse provvisto di un serbatoio di accumulo di acqua.

Con macchine di queste potenze la capacità dell'accumulo termico dell'impianto è normalmente dell'ordine dei 100/150 litri. L'inerzia termica dell'accumulo permette di:

- ridurre gli attacchi e stacchi del compressore;
- far funzionare l'impianto anche quando la macchina sta facendo defrosting e quindi non fornisce calore bensì ne sottrae all'accumulo stesso;
- far funzionare l'impianto quando la PDC non sta fornendo calore all'accumulo perché sta lavorando per produrre acqua calda sanitaria.

In molte installazioni impiantistiche non è tuttavia prevista la presenza dell'accumulo per ragioni economiche e di spazio. In questi impianti quando la macchina esegue il ciclo di defrosting può essere necessario fermare l'impianto per non esporre gli ambienti a fenomeni di discomfort termico: ciò avviene principalmente quando i terminali dell'impianto sono ad aria (ventilconvettori o fan coil) oppure quando la pompa di calore è accoppiata ad un impianto di riscaldamento a tutta aria.

Lo schema della macchina, riportato in figura 14.3, permette di visualizzare i componenti principali di seguito descritti:

- Evaporatore a pacco di tubi alettati con le caratteristiche descritte in tabella 2.3;
- Condensatore di tipo a piastre;
- Compressore con le specifiche di tabella 2.3;
- Valvola di laminazione;
- Valvola a 4 vie per l'inversione di ciclo, riportata in figura nella posizione di funzionamento pompa di calore;

- Separatore di liquido, posto a monte del compressore, la cui funzione è quella di evitare che in mandata siano presenti goccioline di refrigerante in fase liquida;
- Accumulo inerziale dell'impianto (supposto di capacità 120 litri)
- Pompa dedicata all'accumulo: preleva l'acqua da quest'ultimo e la invia al condensatore a piastre nel quale scambia calore con il refrigerante che cambia di fase.

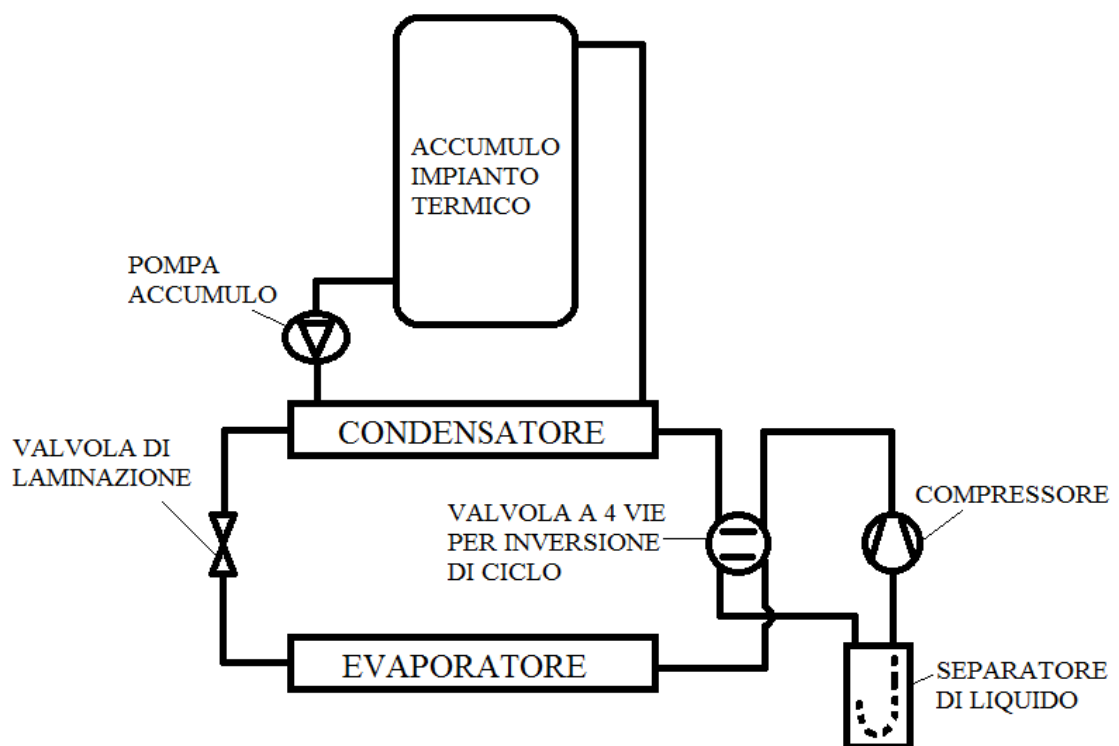


Figura 14.3. Schema funzionale della macchina senza accumulo in sottoraffreddamento.

3.1.3 Il ciclo reale di funzionamento

In questo paragrafo ci si sofferma sul funzionamento della pompa di calore dal punto di vista tecnico, in condizioni reali di utilizzo.

La figura 15.3 mostra il ciclo a compressione di vapore nei diagrammi T-s e p-h. Come già accennato la maggior parte del ciclo si svolge nella zona bifase in cui il refrigerante è sottoposto a vaporizzazione e condensazione. Il compressore e la valvola di laminazione mantengono un lato ad alta

pressione p_1 e uno a bassa pressione p_2 le cui corrispondenti temperature di condensazione ed evaporazione sono indicate rispettivamente con T_1 e T_2 . Si osserva che per semplicità le pressioni p_1 e p_2 sono considerate costanti durante il processo nonostante il fluido refrigerante adottato (R410A) sia una miscela zeotropica e pertanto presenti un glide di temperatura durante il cambiamento di fase. Tuttavia per l'R410A questo glide è molto contenuto e si considera pertanto che i cambiamenti di fase avvengono in condizioni di temperatura e pressione costanti.

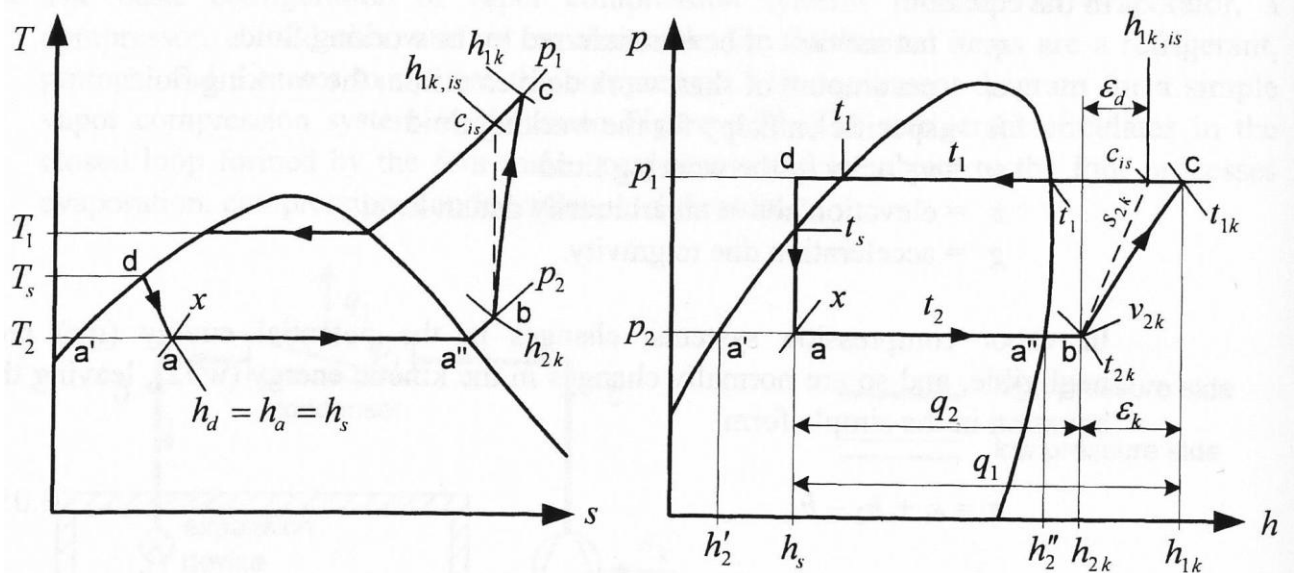


Figura 15.3. Ciclo reale di funzionamento nei diagrammi T-s e p-h. (da Refrigerating Engineering, KTH, Stockholm, 2011).

Con riferimento allo schema della macchina di figura 14.3 si descrivono le trasformazioni a cui il refrigerante è sottoposto mentre percorre il ciclo utilizzando la simbologia di figura 15.3:

- *condensazione (c-d)*: il refrigerante che all'uscita dal compressore si trova in condizioni di vapore surriscaldato alla pressione p_1 e temperatura t_{1k} (punto c), entra nel condensatore dove scambia calore con l'acqua dell'accumulo nello scambiatore a piastre, riscaldandola. Il processo avviene in 3 fasi: desurriscaldamento (da c fino al punto di intersezione con la curva limite superiore) in cui il vapore surriscaldato passa dalla temperatura t_{1k} alla temperatura di

saturazione t_1 ; condensazione in cui avviene il cambiamento di fase a pressione e temperatura costanti; sottoraffreddamento in cui dalle condizioni di liquido saturo il fluido viene sottoraffreddato di alcuni gradi fino alla temperatura t_s . La maggior parte dello scambio di calore avviene a temperatura costante, ovvero alla temperatura di condensazione. Il calore fornito alla sorgente calda dal condensatore è uguale alla somma del calore sottratto all'ambiente esterno Q_2 e del lavoro reale fornito al refrigerante dal compressore E_k . Considerando i valori di entalpia indicati in figura, la quantità di calore ceduta dal condensatore (ovvero l'effetto utile della pompa di calore) per unità di massa è $q_1 = h_{1k} - h_s$. Considerando la portata di massa di refrigerante $\dot{m}$ si ha: $\dot{Q}_1 = \dot{m} \cdot (h_{1k} - h_s)$, scritta in termini di potenza.

- *laminazione (d-a)*: la linea di liquido porta il refrigerante dal condensatore all'organo di laminazione. Come noto in un processo di laminazione l'entalpia rimane costante. Essendo sia il calore scambiato che il lavoro nulli nel processo si ha: $h_d = h_a$. Gli scopi della valvola di laminazione sono essenzialmente due: 1) mantenere la differenza di pressione tra condensatore ed evaporatore; 2) regolare la portata di refrigerante che va all'evaporatore.
- *evaporazione (a-b)*: nell'evaporatore vi è un processo a temperatura e pressione costanti, indicato dalla linea a-a" nei diagrammi. In ingresso, punto a, il refrigerante consiste in una miscela di liquido saturo e vapore saturo avente entalpia media h_s . L'evaporazione del liquido avviene prelevando calore all'aria esterna e quindi la miscela in ingresso si trasforma in vapore saturo. Nella pratica il vapore saturo continua ad assorbire calore e diventa vapore surriscaldato prima di lasciare l'evaporatore. Questo surriscaldamento ha ragioni più che altro tecnologiche in quanto evita il rischio che all'aspirazione del compressore arrivino gocce di liquido con conseguenti danni al

compressore stesso. La presenza del separatore di liquido, descritto nello schema della macchina, è quella di evitare che questa situazione dannosa si verifichi anche nelle condizioni più sfavorevoli, per esempio nei transitori a cui la PDC è sottoposta quando avviene l'inversione di ciclo. All'uscita dall'evaporatore, punto b, l'entalpia è h_{2k} . L'energia prelevata dall'esterno, per unità di massa, è pertanto $q_2 = h_{2k} - h_s$ a cui corrisponde la potenza $\dot{Q}_2 = \dot{m} \cdot (h_{2k} - h_s)$.

- *compressione (b - c)*: il lavoro fornito dal compressore al refrigerante permette che il calore assorbito nell'evaporatore possa essere innalzato ad un più alto livello di temperatura dove può essere trasferito all'accumulo dell'impianto. Nel ciclo teorico la compressione è assunta isoentropica, ipotizzando che sia trascurabile lo scambio di calore con l'ambiente circostante. In un processo isoentropico l'entropia s è costante e la linea $b - c_{is}$ è quindi un'isoentropica nel diagramma p-h che parte dal punto b e finisce alla pressione di condensazione p_1 , punto c_{is} . Il compressore fornisce lavoro al vapore quindi l'entalpia del refrigerante aumenta da h_{2k} a $h_{1k,is}$. Il lavoro richiesto all'unità di massa in una compressione isoentropica è $\varepsilon_d = h_{1k,is} - h_{2k}$ e in termini di potenza risulta: $\dot{E}_d = \dot{m} \cdot \varepsilon_d$. Nella realtà è richiesto più lavoro rispetto alla compressione isoentropica per compensare gli attriti meccanici e del fluido e a causa di altre perdite nel compressore. Si introduce pertanto l'efficienza isoentropica del compressore: $\eta_k = \varepsilon_d / \varepsilon_k$ nella quale ε_k è il lavoro reale che deve essere fornito all'albero del compressore; la potenza reale del compressore è: $\dot{E}_k = \dot{m} \cdot \varepsilon_d / \eta_k$. L'efficienza η_k è solitamente compresa tra 0,6 e 0,8 e pertanto si può posizionare nei grafici lo stato del refrigerante all'uscita del compressore, punto c, una volta note le condizioni di ingresso b. La linea di scarico del compressore conduce il vapore ad alta pressione

e alta temperatura al condensatore: il refrigerante ha compiuto un giro completo del ciclo e si trova di nuovo nel punto c in figura.

3.2 La richiesta termica dell'utenza

In fase di progetto dell'impianto, la potenza installata per il riscaldamento degli ambienti viene scelta, secondo normativa, in base alla zona climatica della località. Considerando il clima di Padova e facendo riferimento alla norma UNI10349 si ha che la temperatura esterna di progetto è di -5°C .

In questo lavoro si è considerato che la pompa di calore fosse dimensionata in modo da coprire l'intera potenza termica dell'utenza da riscaldare. Si è inoltre ipotizzato che la macchina dovesse fornire anche l'energia termica necessaria alla produzione dell'acqua calda sanitaria.

Per quanto riguarda l'impianto si è presa in esame una temperatura di mandata di 45°C che pertanto sarà anche la temperatura dell'accumulo in condizioni nominali di funzionamento. L'accumulo dell'impianto si è considerato adiabatico e ideale ovvero senza stratificazione.

Si è pertanto proceduto come segue:

1. dalla scheda tecnica della macchina si è risaliti alla potenza termica P_t che la pompa di calore fornisce nelle condizioni di -5°C di temperatura esterna e 45°C di temperatura di mandata;
2. si è considerato che il 25% della potenza P_t fosse la quota parte dovuta alla produzione di acqua calda sanitaria;
3. la potenza necessaria all'utenza termica per il riscaldamento è pertanto calcolabile come $P_{t,solo_riscaldamento} = 0,75 \cdot P_t$.

Le simulazione svolte alle varie temperature hanno pertanto tenuto conto che l'utenza richiedesse, nelle condizioni più gravose di temperatura esterna, la $P_{t,solo_riscaldamento}$. Le potenze richieste al variare della temperatura esterna sono state calcolate per interpolazione lineare, ipotizzando che la curva della richiesta termica dell'impianto variasse linearmente con la temperatura stessa.

3.3 La macchina con accumulo in sottoraffreddamento

In questo paragrafo viene descritta la soluzione impiantistica proposta in questa tesi al fine di migliorare le prestazioni della macchina soggetta periodicamente al ciclo di defrosting. Si fornisce lo schema della pompa di calore, se ne illustra il funzionamento e infine si spiegano le principali differenze con la macchina tradizionale introdotta nei paragrafi precedenti.

3.3.1 Schema della macchina

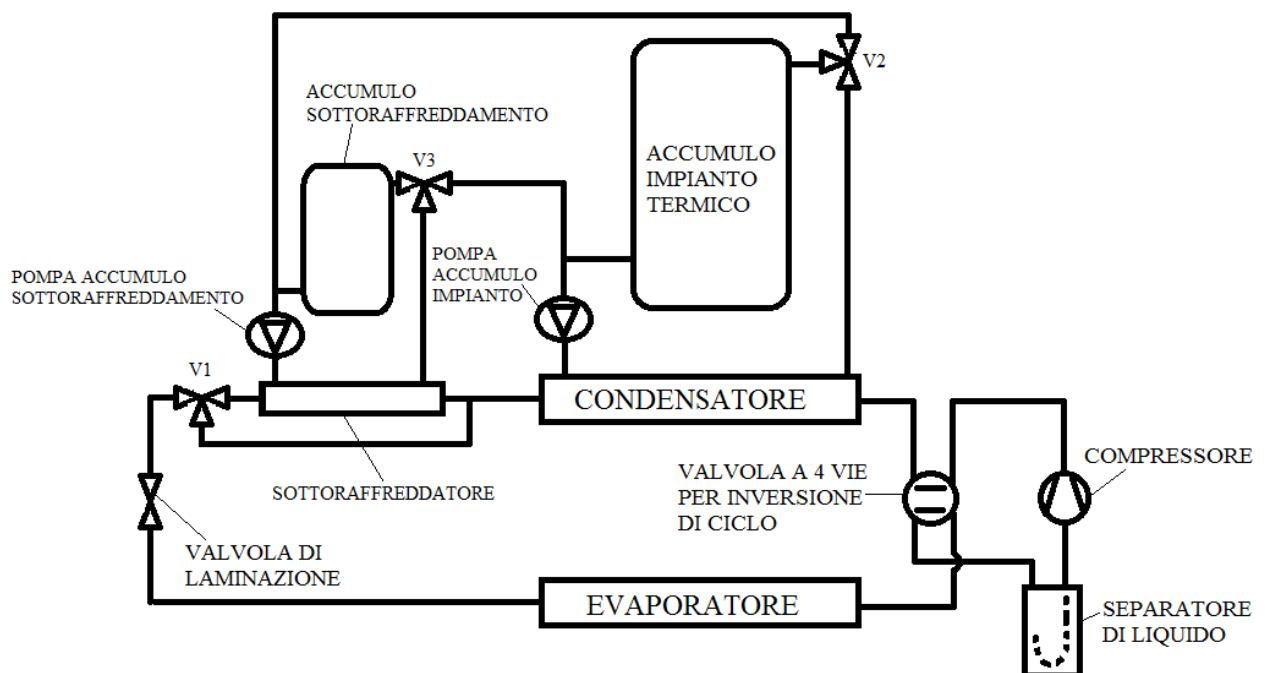


Figura 16.3. Schema della pompa di calore con accumulo in sottoraffreddamento.

La macchina in figura 16.3 mette in luce la presenza di:

- *sottoraffreddatore*: è uno scambiatore a piastre in cui il refrigerante sottoraffreddato in uscita dal condensatore scambia calore con acqua tecnica, contenuta in un accumulo ad essa dedicato.
- *accumulo sottoraffreddamento*: è un recipiente di acqua tecnica che viene riscaldato durante il funzionamento della pompa di calore dal refrigerante che si sottoraffredda. Durante il defrosting la sua inerzia termica viene sfruttata come pozzo freddo per il funzionamento della

macchina che in questo modo non preleva energia dall'accumulo dell'impianto.

- *pompa dell'accumulo in sottoraffreddamento*: spinge l'acqua tecnica nello scambiatore a piastre durante il funzionamento della pompa di calore. Durante il defrosting essa è spenta in quanto la macchina usa la pompa dell'impianto termico per scambiare calore con l'accumulo di sottoraffreddamento.

Rispetto allo schema di figura 14.3 si nota la presenza di alcune complicazioni impiantistiche lato idronico e la presenza di 3 valvole a tre vie deviatrici. Questa scelta viene spiegata illustrando il funzionamento del sistema durante la fase di riscaldamento e durante la fase di defrosting.

Durante il funzionamento della pompa di calore in modo diretto la macchina riscalda sia l'accumulo dell'impianto tramite il condensatore che l'accumulo di sottoraffreddamento tramite il sottoraffreddatore. Entrambe le pompe sono in funzione con le rispettive portate di acqua dell'impianto termico e di acqua tecnica dell'accumulo di sottoraffreddamento. Le valvole V2 e V3 sono posizionate in modo che lo scambio termico al condensatore avvenga solo con la portata d'acqua dell'accumulo dell'impianto. La valvola V1 è invece regolata in modo che sia impedito il bypass del refrigerante sottoraffreddato: tutta la portata di liquido attraversa quindi il sottoraffreddatore.

Durante la fase di defrosting viene cambiata la posizione della valvola a 4 vie e il ciclo viene percorso al contrario. Il sottoraffreddatore in questo caso è completamente bypassato tramite la valvola V1 e la pompa relativa all'accumulo ad esso dedicato è spenta. Per far avvenire l'evaporazione del refrigerante si utilizza lo scambiatore a piastre (condensatore nel funzionamento diretto), mentre le valvole V2 e V3 fanno in modo che lo scambio termico avvenga con l'acqua tecnica dell'accumulo di sottoraffreddamento. In questo modo l'accumulo dell'impianto risulta "isolato" da ogni tipo di scambio termico con il refrigerante durante lo

sbrinamento, in quanto tutta la portata è prelevata dall'accumulo di sottoraffreddamento.

Le pompe relative ai due accumuli sono supposte a portata costante per cui durante la fase di sbrinamento la portata prelevata dall'accumulo di sottoraffreddamento sarà in generale diversa (maggiore) da quella durante la ricarica dello stesso.

3.3.2 Confronto con la pompa di calore tradizionale

Le principali differenze operative con la pompa di calore tradizionale sono le seguenti:

1. durante il defrosting la presenza dell'accumulo di sottoraffreddamento fa sì che non venga prelevato calore dal serbatoio dell'impianto di riscaldamento per eseguire lo sbrinamento;
2. durante la successiva fase di riscaldamento pertanto la macchina dovrà fornire minor energia all'accumulo perché deve integrare solo l'energia prelevata dall'impianto all'accumulo. La PDC senza accumulo in sottoraffreddamento dovrà invece anche integrare l'energia termica sottratta per effettuare lo sbrinamento e di conseguenza spendere una maggior potenza elettrica;
3. durante il funzionamento in pompa di calore la macchina lavorerà con un consistente sottoraffreddamento del refrigerante prima che esso venga laminato. Si è supposto che le condizioni di uscita dal condensatore siano le stesse per le due macchine: quando l'accumulo di sottoraffreddamento è scarico dal punto di vista termico (dopo la fine di ogni defrosting), il sottoraffreddamento sarà molto elevato e man mano diminuirà con il progressivo riscaldamento dell'accumulo stesso;
4. l'aumento del sottoraffreddamento causa un diverso (minore) titolo di vapore in ingresso all'evaporatore, una volta avvenuta la laminazione: la quantità di calore necessario a far avvenire la

completa evaporazione sarà pertanto maggiore. Essendo costanti temperatura, portata e velocità dell'aria sull'evaporatore ciò necessita una maggior area di scambio di quest'ultimo. L'attenta osservazione della scheda tecnica della macchina in esame ha messo in luce che lo stesso scambiatore esterno viene adoperato anche per le pompe di calore della stessa serie con potenze termiche superiori (da 14,50 e 16,05 kW) senza che vengano variate le condizioni di velocità e portata dell'aria. Si è pertanto concluso che l'evaporatore si sufficientemente sovradimensionato per questa macchina e tale da non dover richiedere un aumento della superficie di scambio quando viene utilizzato l'accumulo di sottoraffreddamento. Tuttavia questo problema potrebbe non essere sempre di così facile soluzione e per alcune applicazioni potrebbe essere richiesto un evaporatore di dimensioni maggiori per questa soluzione impiantistica;

5. il COP di defrosting della macchina sarà in generale minore di quello della macchina tradizionale: la differenza è dovuta al fatto che l'accumulo di sottoraffreddamento è a temperatura inferiore rispetto a quello dell'impianto. E' minore quindi la temperatura (e pressione) a cui avviene l'evaporazione durante il ciclo di sbrinamento. Di questa situazione si è tenuto conto nelle simulazioni svolte introducendo due $COP_{defrosting}$ diversi per le due pompe di calore confrontate;
6. il costo della macchina è maggiore rispetto alla PDC tradizionale in quanto prevede più componenti e più complicazione impiantistica. Anche lo spazio occupato risulta maggiore e di ciò va tenuto conto considerando che le applicazioni in ambito residenziale spesso trovano delle limitazioni importanti da questo punto di vista.

I punti 1, 2 e 3 rappresentano i principali vantaggi della macchina studiata in questo lavoro rispetto alla pompa di calore tradizionale. I punti 4,5 e 6

invece ne rappresentano le principali criticità. Nei capitoli successivi, in cui vengono descritte le simulazioni eseguite per confrontare le due macchine e i risultati numerici ottenuti, si cercherà di rendere più chiari i benefici e i limiti della PDC con accumulo in sottoraffreddamento rispetto alle macchine classiche presenti sul mercato.

Capitolo 4

Descrizione delle simulazioni eseguite

4.1 Le condizioni climatiche esterne

Il brinamento dell'evaporatore della pompa di calore è soggetto alla variabilità delle condizioni climatiche esterne. I due parametri di influenza sono, come anticipato, la temperatura e l'umidità relativa dell'aria.

Al di sotto di una certa temperatura dell'aria in ingresso il deposito di brina sullo scambiatore è inevitabile e lo spessore dello stesso è direttamente proporzionale all'umidità relativa.

Per comprendere meglio il fenomeno si riporta in figura 17.4 un grafico che riassume i risultati di una ricerca scientifica dell'Università di Pechino che ha lo scopo di individuare le condizioni climatiche per cui il processo di brinamento dell'evaporatore è più o meno gravoso. La pubblicazione scientifica da cui è tratta l'immagine è "A novel Temperature-Humidity-Time defrosting control method based on a frosting map for air-source heat pumps" di Jiahe Zhe et al.

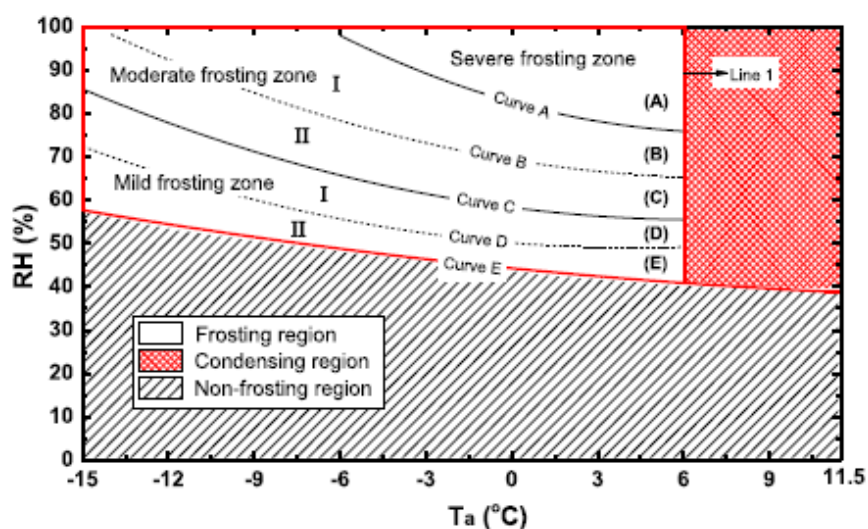


Figura 17.4. Mappa del brinamento in funzione di temperatura (T_a) e umidità relativa (RH) esterne. (da "A novel Temperature-Humidity-Time defrosting control method based on a frosting map for air-source heat pumps" di Jiahe Zhe et al.).

Si riconoscono tre zone principali di seguito descritte:

- *condensing region* (rossa): per temperature esterne superiori ai 6°C non si sviluppa il fenomeno del brinamento, a prescindere dall'umidità dell'aria. Si forma solo condensa che però non ghiaccia sulla superficie in quanto la temperatura della stessa è troppo elevata;
- *Non-frosting region* (bianca e nera): quando RH è al di sotto del 40% circa per le temperature più elevate fino a circa il 55% per le temperature più rigide (-15°C in questo caso), non si forma brina sulla superficie dello scambiatore. L'umidità specifica contenuta nell'aria per temperature di diversi gradi al di sotto dello zero è molto bassa pertanto, anche se la superficie è molto al di sotto del punto di congelamento dell'acqua, non vi è sufficiente massa di liquido per far avvenire il brinamento;
- *frosting region (bianca)*: è la zona del grafico di maggior interesse per questa tesi. E' divisa in tre sottoregioni: 1) zona di brinamento leggero (*mild frosting zone*) compresa tra le curve "E" e "C"; 2) zona di brinamento moderato (*moderate frosting zone*) tra le curve "C" ed "A"; 3) zona di brinamento severo (*severe frosting zone*) al di sopra della curva "A", indica le condizioni più critiche per la formazione della brina. Anche in questa regione si vede come temperatura e umidità abbiano influenza diversa sul fenomeno: alle temperature più rigide (al di sotto dei -6°C) non si raggiungono mai le condizioni più critiche per il brinamento, nemmeno in condizioni di RH 100%; per temperature più miti (nell'intorno dei 5°C), invece, la zona di brinamento severo comincia già quando l'umidità relativa è di circa l'80% e quella di brinamento moderato al 60% circa di RH.

La descrizione delle condizioni climatiche più critiche per il brinamento dell'evaporatore serve per comprendere la scelta delle condizioni climatiche che sono state impostate per le simulazioni svolte.

Si sono scelte 3 temperature dell'aria esterna e 4 condizioni diverse dell'umidità relativa. Le condizioni al contorno sono pertanto le seguenti:

- temperature esterne: 5°C, 0°C, -5°C;
- umidità relative: 55%, 65%, 75%, 85%.

Sono quindi state analizzate 12 differenti condizioni dell'aria esterna combinando ogni temperatura con le umidità relative indicate. Di seguito si è calcolata la massa di brina che si deposita sull'evaporatore, ipotizzando un funzionamento continuo della macchina per 30 minuti per tutte le situazioni prima che abbia inizio il ciclo di sbrinamento.

Ipotizzando una durata del defrosting costante di 4 minuti si è poi simulato il funzionamento del sistema in ognuna delle 12 condizioni per una durata di 8 ore, in modo da avere una ciclicità del processo di pompa di calore più ciclo di defrosting.

4.2 L'energia richiesta per il defrosting

L'energia richiesta alle due macchine per lo sbrinamento dell'evaporatore è stata calcolata, per ognuna delle 12 condizioni al contorno descritte, nel modo che segue:

1. si è stabilito che la temperatura di parete dell'evaporatore fosse in media costante e pari alla temperatura dell'aria in ingresso meno 10°C. Con le correlazioni di Ekroth-Granryd (cfr. § 1.8) si sono quindi calcolate le pressioni di saturazione p'' alle temperature di parete di -5°C, -10°C e -15°C.
2. si sono calcolate le pressioni parziali del vapore alle condizioni dell'aria esterna p' moltiplicando le pressioni di saturazione del vapore alle

temperature dell'aria esterna per le umidità relative RH dell'aria in centesimi. Per cui:

$$\text{Per } T_{ext} = 5^{\circ}\text{C} : p' = \frac{RH}{100} \cdot e^{\left[12,030 - \frac{4025}{235 + T_{ext}}\right]}$$

$$\text{Per } T_{ext} = 0^{\circ}\text{C e } T_{ext} = -5^{\circ}\text{C}: p' = \frac{RH}{100} \cdot e^{\left[17,391 - \frac{6142,83}{273,15 + T_{ext}}\right]}$$

3. si sono calcolati i valori di Δp_{H_2O} per tutte le 12 condizioni come:

$$\Delta p_{H_2O} = p' - p''$$

4. con i dati riportati nella scheda tecnica della macchina (cfr. § 3.1.1) si è calcolata la superficie di scambio lato aria A dell'evaporatore;

5. si è calcolato il coefficiente di diffusione $\delta = \frac{M_{H_2O}}{M_{air}} \cdot \frac{1}{p \cdot c_p} \cdot \alpha_c$

assumendo:

- $M_{H_2O} = 18 \left[\frac{\text{g}}{\text{mol}}\right]$;
- $M_{air} = 29 \left[\frac{\text{g}}{\text{mol}}\right]$;
- $p = 1,013 \text{ [bar]}$;
- $c_p = 1,0057 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right]$;
- $\alpha_c = 25 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right]$, assunto come coefficiente di scambio convettivo medio nei 30 minuti di funzionamento della pompa di calore.

6. si è calcolata la portata di brina $\dot{m}_{\text{frost}}$ che si deposita sull'evaporatore con il procedimento esposto nel paragrafo 2.4:

$$\dot{m}_{\text{frost}} = \delta \cdot A \cdot \Delta p_{H_2O}$$

7. considerando che la portata di brina sia costante lungo tutta l'altezza dell'evaporatore, si sono calcolate le energia per lo scioglimento del ghiaccio durante un singolo ciclo di defrosting con la:

$$E_{\text{defrost}} = \dot{m}_{\text{frost}} \cdot t_{\text{before_defrosting}} \cdot S$$

in cui:

- $t_{\text{before_defrosting}} = 30 \text{ min}$, per tutte le condizioni al contorno;

- $S = 333,5 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$, calore latente di fusione del ghiaccio.

8. assumendo che la durata del ciclo di defrosting $t_{defrosting}$ sia costante e pari a 240 secondi, si sono calcolate le potenze necessarie allo scioglimento della brina depositatasi:

$$P_{defrost} = \frac{E_{defrost} [\text{kJ}]}{t_{defrosting} [\text{s}]}$$

9. per considerare l'effetto dell'energia necessaria all'asciugamento dell'evaporatore (cfr. § 2.4) e del funzionamento transitorio nei primi secondi dell'inversione di ciclo, si è moltiplicata l'energia necessaria per lo scioglimento de ghiaccio $E_{defrost} [\text{kJ}]$ per un coefficiente correttivo di 1,5. Lo stesso è stato fatto per la potenza:

$$E_{defrosting_totale} = 1,5 \cdot E_{defrost}$$

$$P_{defrostig_totale} = 1,5 \cdot P_{defrost}$$

A questo punto si è considerata la ciclicità del processo consistente in 30 minuti di funzionamento della pompa di calore in modalità riscaldamento e in 4 minuti di defrosting e si è calcolata l'energia in kWh necessaria al processo di sbrinamento in 8 ore di funzionamento della macchina.

4.3 Le prestazioni delle due macchine

In questo lavoro si è considerato che le due pompe di calore studiate fornissero le stesse prestazioni nominali durante il funzionamento in riscaldamento.

In tabella 3.3 (cfr. § 3.1.1) sono state riportate le prestazioni nominali in termini di potenza termica fornita e potenza elettrica assorbita dichiarate dal costruttore. Le temperature esterne prese in esame in questo lavoro differiscono leggermente da quelle della scheda tecnica. Si è provveduto, con buona approssimazione, a calcolare le potenze termiche ed elettriche per le temperature in esame con interpolazione lineare. In tabella 4.4 vengono forniti i valori di queste potenze e i relativi COP.

Taria ext	T_mandata_acqua	$\dot{Q}_1$ [kW]	Pe [kW]	COP
5	45	10,40	3,15	3,30
0		9,01	3,145	2,86
-5		7,83	3,122	2,51

Tabella 4.4 Potenze termica ($\dot{Q}_1$), elettrica (Pe) e COP delle due macchine alle condizioni in esame.

Per quanto riguarda il calcolo della portata di refrigerante si sono dapprima considerate le condizioni di targa fornite nella scheda tecnica: $T_{ext} = 7^\circ\text{C}$, $T_{mandata} = 35^\circ\text{C}$. In queste condizioni la macchina fornisce una potenza termica di 11,36 kW, assorbendo una potenza elettrica di 2,54 kW. A questo punto si è ipotizzato che la temperatura di evaporazione (t_2) fosse di circa -3°C ($= T_{ext} - 10^\circ\text{C}$) e la temperatura di condensazione (t_1) di 40°C ($= T_{mandata} + 5^\circ\text{C}$). Per comprendere meglio la trattazione che segue si riportano nuovamente i grafici del ciclo termodinamico sui diagrammi T-s e p-h nella figura che segue.

A questo punto è stato possibile calcolare la pressione di saturazione p_2 nell'evaporatore e il conseguente valore dell'entalpia h''_2 nelle condizioni di vapore saturo. La determinazione di valori delle grandezze termodinamiche nei vari punti del ciclo è stata effettuata utilizzando uno specifico programma, in particolare REFPROP del NIST.

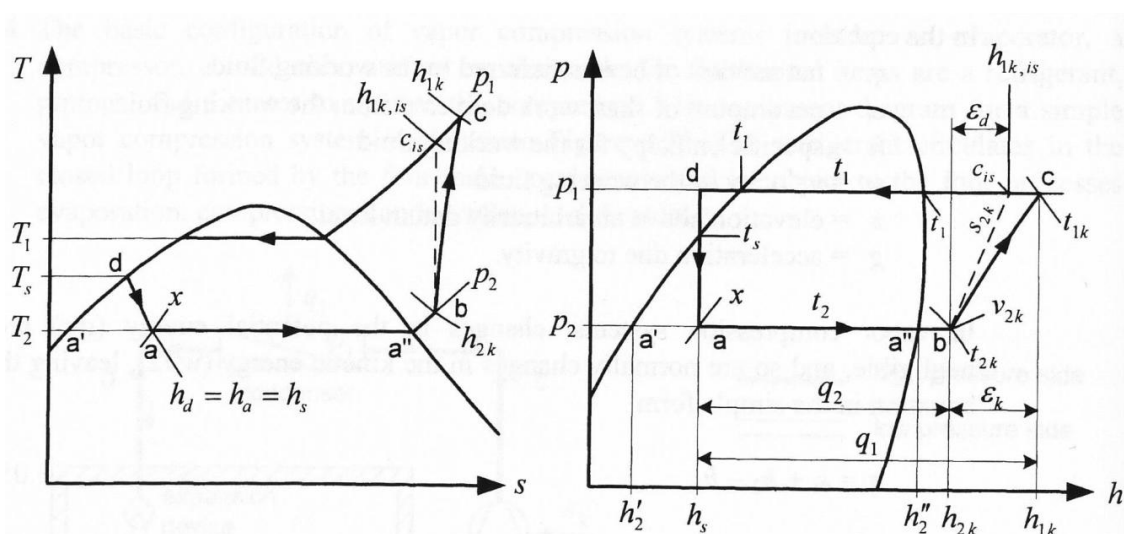


Figura 18.4 Ciclo termodinamico nei diagrammi T-s e p-h. (da Refrigerating Engineering, KTH, Stockholm, 2011).

Ipotizzando un surriscaldamento di 5°C si sono potute calcolare tutte le grandezze dello stato termodinamico "b" in figura, ovvero all'aspirazione del compressore.

In modo analogo a quanto descritto precedentemente si è calcolata la pressione di saturazione p_1 del vapore alla temperatura t_1 di condensazione. Nota quindi la pressione di mandata e ipotizzando inizialmente la compressione isoentropica si è determinato lo stato del punto " c_{is} " in figura. A questo punto si è stimato un valore del rendimento isoentropico del compressore η_k pari a 0,75 e si sono quindi potute definire tutte le grandezze del punto "c". Dall'equazione della potenza termica introdotta nel paragrafo precedente $\dot{Q}_1 = \dot{m} \cdot (h_{1k} - h_s)$ è possibile determinare la portata di refrigerante una volta nota anche l'entalpia h_s del refrigerante all'uscita dal condensatore. Per risalire al valore di questa entalpia si è stimato un sottoraffreddamento del refrigerante di 5°C, determinando così completamente lo stato termodinamico del punto "d". La portata di massa di refrigerante in condizioni di targa è risultata di 0,053 kg/s.

Per computare le portate di massa del refrigerante in condizioni nominali per le temperature in esame in questo lavoro si è operato in modo simile a quanto descritto per le condizioni di targa considerando:

- temperatura di evaporazione t_2 sempre di 10°C inferiore rispetto alla a quella dell'aria esterna;
- temperatura di condensazione t_1 sempre di 5°C al di sopra della rispetto a quella di mandata dell'acqua;
- surriscaldamento all'uscita dell'evaporatore di 5°C;
- sottoraffreddamento all'uscita del condensatore di 5°C.

Noti tutti i punti del ciclo per le tre temperature in esame ed i rispettivi stati termodinamici si è potuto calcolare la portata di massa di refrigerante $\dot{m}$ nelle varie condizioni ottenendo i seguenti valori:

Taria ext	T_mandata_acqua	$\dot{m}$ [kg/s]
5	45	0,050
0		0,042
-5		0,036

Tabella 5.4. Portate di massa del refrigerante nelle condizioni studiate.

Si nota che la portata di massa del refrigerante diminuisce con la temperatura dell'aria. Ciò è dovuto al fatto che l'abbassamento della pressione di evaporazione causa un aumento del volume specifico v_{2k} in aspirazione al compressore. La portata volumetrica del compressore è costante e pari a $\dot{V}_2 = \dot{m} \cdot v_{2k}$, per cui all'aumento di v_{2k} deve per forza corrispondere una riduzione della portata di massa.

Il procedimento descritto è stato svolto tenendo conto del funzionamento della macchina senza accumulo in sottoraffreddamento. Le portate di massa del refrigerante $\dot{m}$ di tabella 5.4 sono d'ora in poi considerate quelle effettive anche per la macchina con sottoraffreddatore.

4.4 La richiesta termica dell'impianto

In accordo con quanto esposto nel paragrafo 3.2 si descrive ora il procedimento utilizzato per stimare la potenza termica dell'impianto alle temperature esterne considerate:

1. si è stimato che la potenza termica necessaria all'impianto in condizioni di progetto ($T_{ext} = -5^\circ\text{C}$) sia pari al 75% della potenza $\dot{Q}_1$ fornita dalla macchina alla corrispondente temperatura esterna (cfr. tabella 4.4);
2. si è ipotizzato che la temperatura di comfort degli ambienti riscaldati sia pari a 20°C , pertanto a questa temperatura esterna la potenza richiesta dall'impianto è pari a zero;

3. si è stabilito che la curva della richiesta termica dell'impianto abbia andamento lineare tra il valore 0 corrispondente a 20°C e il valore calcolato per i -5°C;
4. per interpolazione lineare si sono quindi calcolati i valori delle potenze necessarie all'impianto per le temperature esterne di 5°C e di 0°C.

Le potenze richieste dall'impianto calcolate con il metodo descritto sono riportate nel grafico di figura 19.4.

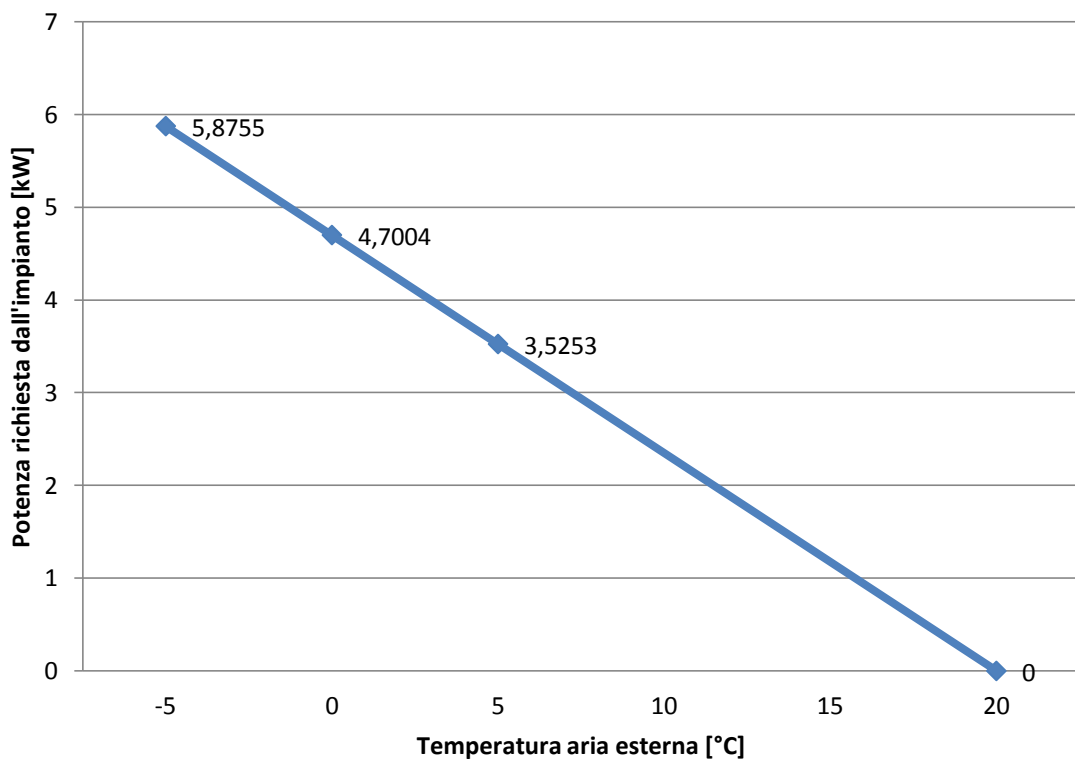


Figura 19.4. Richieste termiche dell'impianto al variare della temperatura dell'aria esterna.

4.5 COP delle due macchine durante il defrosting

Nel paragrafo 4.2 è stato descritto in modo dettagliato il procedimento analitico per trovare l'energia totale $E_{\text{defrosting_totale}}$ che le due PDC devono fornire allo scambiatore esterno durante il ciclo di sbrinamento.

Il defrosting eseguito con inversione di ciclo consiste nel far funzionare la macchina "al contrario" rispetto al classico ciclo della pompa di calore: l'evaporazione del refrigerante avviene prelevando energia al serbatoio

interno e la condensazione avviene fornendone allo scambiatore allettato esterno. Il compressore fornisce il lavoro necessario ad innalzare la pressione del refrigerante dal valore di evaporazione a quello di condensazione.

E' interessante, per gli scopi di questa ricerca, conoscere il valore dell'energia sottratta alla sorgente interna durante il ciclo di defrosting, che chiameremo $E_{2_defrosting}$. Il modo migliore per conoscere questo valore sarebbe quello di eseguire dei test in laboratorio, alle varie condizioni climatiche di interesse, focalizzando l'attenzione sulle prestazioni reali che la macchina fornisce mentre effettua lo sbrinamento. Risulta piuttosto complicato infatti stabilire istante per istante i parametri termodinamici del ciclo durante il defrosting avendo a disposizione soltanto i dati esposti nella scheda tecnica della pompa di calore.

Quello che si è potuto fare durante le simulazioni del funzionamento delle due macchine è stato ipotizzare un COP medio del ciclo di defrosting, basandosi su alcune ricerche scientifiche disponibili in letteratura (cfr. § 2.5).

Le due macchine studiate, come già introdotto, sottraggono l'energia $E_{2_defrosting}$, a due sorgenti diverse. La macchina tradizionale sottrae il calore all'accumulo dell'impianto di riscaldamento che si è ipotizzato essere alla temperatura di 45°C nel momento in cui ha inizio il ciclo di defrosting. La PDC con accumulo in sottoraffreddamento utilizza l'inertanza termica di questo serbatoio per prelevare l'energia $E_{2_defrosting}$. In generale la temperatura di questo serbatoio è minore di quella dell'accumulo dell'impianto in quanto esso è riscaldato dal sottoraffreddamento del refrigerante dopo che al condensatore è già stato fornito il salto di entalpia necessario a mantenere il serbatoio dell'impianto alla temperatura di 45°C. Si è già discusso a proposito della variazione delle prestazioni del ciclo in rapporto alla temperatura della sorgente fredda a cui la macchina sottrae il calore. In questo caso l'accumulo di sottoraffreddamento, come verrà

illustrato nel dettaglio nei paragrafi successivi, si trova a circa 30°C a inizio sbrinamento e ha una capacità minore di quello dell'impianto. Si è deciso quindi di ipotizzare un COP medio di defrosting minore per la macchina con sottoraffreddatore rispetto a quella tradizionale.

Per rimanere in vantaggio di sicurezza e per conteggiare le approssimazioni fatte sui parametri non noti elencati precedentemente, si è deciso di ipotizzare dei COP medi di defrosting leggermente inferiori rispetto a quelli della ricerca descritta nel paragrafo 2.5. Si ha:

- Macchina tradizionale: $\overline{COP}_{defrosting} = 2,8$;
- Macchina con sottoraffreddatore: $\overline{COP}_{defrosting} = 2,5$.

Questi valori sono stati considerati costanti al variare della temperatura dell'aria esterna in quanto la condensazione del refrigerante all'interno dei tubi del pacco alettato, durante l'inversione di ciclo, avviene con ventilatore spento.

Dalla teoria sulle pompe di calore si ha che:

$$\overline{COP}_{defrosting} = \frac{E_{defrosting_totale}}{E_{elettrica_defrosting}}$$

dalla quale è possibile calcolare l'energia elettrica spesa dal compressore durante un ciclo di defrosting per ognuna delle 12 condizioni climatiche studiate, per entrambe le PDC.

In generale quindi la macchina con sottoraffreddatore spende più energia elettrica durante la fase di defrosting rispetto a quella tradizionale, a parità di condizioni climatiche esterne.

Per calcolare l'energia sottratta all'accumulo utilizzato come sorgente fredda si può utilizzare la seguente formula:

$$E_{2_defrosting} = E_{defrosting_totale} - E_{elettrica_defrosting}$$

Si sono ottenuti in questo modo 12 valori dell'energia sottratta all'accumulo dell'impianto durante il ciclo di sbrinamento per la macchina tradizionale e altrettanti (diversi) valori di energia prelevata dal serbatoio del sottoraffreddatore per la macchina provvista di questo dispositivo.

Con lo stesso procedimento è stato possibile ottenere i dati in termini di potenze prelevate dai due accumuli durante il defrosting per le due pompe di calore.

4.6 Potenza termica prelevata dall'impianto durante il defrosting

Per compiere il ciclo di sbrinamento le due macchine analizzate invertono il funzionamento per 4 minuti durante i quali prelevano l'energia dalla sorgente interna per fornirla allo scambiatore esterno.

In questo periodo di tempo la due PDC in esame non sono in grado di fornire energia all'accumulo dell'impianto di riscaldamento. Quest'ultimo continua a funzionare per soddisfare la richiesta termica dell'utenza (cfr. § 4.4), sottraendo energia dal serbatoio e causandone il raffreddamento.

La macchina senza sottoraffreddatore utilizza l'energia dell'accumulo dell'impianto di riscaldamento come sorgente fredda per svolgere il ciclo di defrosting. Pertanto nella simulazione della pompa di calore tradizionale vi è una sovrapposizione di due effetti che contribuiscono al decremento della temperatura dell'accumulo durante la fase di sbrinamento.

La macchina con il sottoraffreddatore utilizza l'energia del serbatoio ad esso dedicato per il defrosting. Il calo di temperatura nell'accumulo dell'impianto risulterà in generale più contenuto in quanto, nei 4 minuti in cui viene eseguito lo sbrinamento, esso deve far fronte soltanto al carico termico richiesto dall'utenza.

In questo paragrafo verranno descritti i procedimenti utilizzati per:

- simulare la variazione della temperatura dell'accumulo dell'impianto di riscaldamento durante il defrosting;
- dimensionare l'accumulo di sottoraffreddamento;
- calcolare le temperatura dei due accumuli per la macchina con sottoraffreddatore durante il processo di sbrinamento.

4.6.1 Variazione della temperatura dell'impianto di riscaldamento durante il defrosting per la PDC tradizionale

Il primo passo per la valutazione della fluttuazione della temperatura dell'acqua del serbatoio dell'impianto di riscaldamento è stato quello di calcolare la portata dell'acqua della pompa ad esso dedicata (cfr. figura 14.3). La pompa è stata ipotizzata a portata costante ed è stata pensata dimensionata per soddisfare la richiesta termica nelle condizioni di progetto, ovvero per temperatura dell'aria esterna di -5°C .

In queste ipotesi è stato sufficiente un semplice bilancio termico al condensatore per determinare la portata della pompa. Sono infatti noti a questo punto i seguenti parametri:

- portata di massa del refrigerante $\dot{m}$ alle condizioni di temperatura esterna di -5°C (cfr. tabella 5.4);
- salto entalpico Δh al condensatore nelle stesse condizioni di temperatura (cfr. § 3.3);
- temperatura dell'acqua di mandata all'uscita dallo scambiatore a piastre ($T_{mandata,acqua} = T_{accumulo} = 45^{\circ}\text{C}$).

Si è infine ipotizzato che il ΔT_{acqua} tra ingresso e uscita dello scambiatore a piastre sia di 5°C quindi $T_{ingresso,acqua} = 40^{\circ}\text{C}$.

La portata di acqua della pompa dell'impianto $\dot{m}_{acqua}$ si è calcolata quindi dal seguente bilancio energetico:

$$\dot{m}_{acqua} \cdot c_p \cdot \Delta T_{acqua} = \dot{m} \cdot \Delta h$$

in cui c_p è il calore specifico dell'acqua che si è assunto pari a quello medio tra le temperature di ingresso e di uscita.

La portata di acqua della pompa dell'accumulo calcolata come descritto è risultata pari a $\dot{m}_{acqua} = 0,4 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$.

Nota la portata dell'acqua nello scambiatore a piastre è stato possibile sviluppare un modello per simulare la variazione della temperatura dell'accumulo nella macchina senza sottoraffreddatore durante il ciclo di

defrosting. Il modello tiene conto del fatto che viene sottratta energia dall'accumulo contemporaneamente dal ciclo di defrosting e dall'impianto di riscaldamento.

Si sono ipotizzate condizioni quasi statiche nell'accumulo, assenza di stratificazione e perfetta miscelazione.

La simulazione è stata svolta per tutte e 12 le condizioni climatiche in analisi, di temperatura e umidità relativa dell'aria esterne. L'energia sottratta al serbatoio per il defrosting $E_{2_defrosting}$ risulta diversa per ogni condizione, mentre l'energia prelevata dall'impianto $E_{impianto}$ varia solo con la temperatura esterna (cfr. § 4.4), mentre l'umidità non la influenza.

Si è diviso l'intervallo di defrosting di 240 secondi in sotto intervalli della durata di 5 s, ipotizzando che la temperatura in ingresso dell'acqua nello scambiatore in ogni intervallo fosse uguale alla temperatura dell'accumulo nell'istante precedente. La temperatura di ingresso del primo step temporale è dunque di 45°C.

Per ognuna delle condizioni climatiche considerate si è dapprima considerato l'effetto dell'energia sottratta all'accumulo dal ciclo di defrosting nello step temporale e poi a questa si è sommato l'effetto della potenza assorbita dall'impianto di riscaldamento. La differenza tra l'energia contenuta nell'accumulo all'inizio dello step temporale e quella prelevata dal doppio effetto nei 5 secondi, è l'energia totale contenuta nell'accumulo alla fine di ogni intervallo di tempo. A questo punto, con un bilancio energetico, si è calcolata la temperatura media dell'accumulo alla fine dell'i-esimo step temporale: questa temperatura sarà la temperatura di ingresso dell'acqua nello scambiatore a piastre nello sotto intervallo di tempo successivo. Ripetendo il procedimento per tutti i sotto intervalli di tempo considerati si è giunti alla determinazione della temperatura dell'acqua nel serbatoio alla fine del ciclo di defrosting.

I risultati delle simulazioni vengono esposti e commentati nel capitolo 5.

4.6.2 Dimensionamento dell'accumulo di sottoraffreddamento

La presenza di un sottoraffreddatore posto a valle del condensatore e di un accumulo ad esso dedicato rappresenta l'idea nuova di questa ricerca. Il serbatoio relativo al sottoraffreddatore deve contenere un'inerzia termica tale da poter fornire tutta l'energia $E_{2_defrosting}$ alla macchina mentre svolge il ciclo di defrosting. Si ricorda che durante il defrosting lo scambio termico avviene nello scambiatore a piastre che nel funzionamento della pompa di calore rappresenta il condensatore, mentre il sottoraffreddatore è bypassato; allo stesso modo per lo sbrinamento si utilizza la pompa dell'accumulo dell'impianto per prelevare il calore dal serbatoio di sottoraffreddamento. In figura 20.4 si riporta la configurazione della macchina in fase di defrosting.

Le frecce rosse rappresentano il percorso del refrigerante nel ciclo, mentre quelle azzurre indicano il tragitto dell'acqua tecnica dell'accumulo di sottoraffreddamento. La parte annerita delle valvole indica l'ostruzione totale del passaggio del refrigerante (valvola V1) o dell'acqua (V2 e V3).

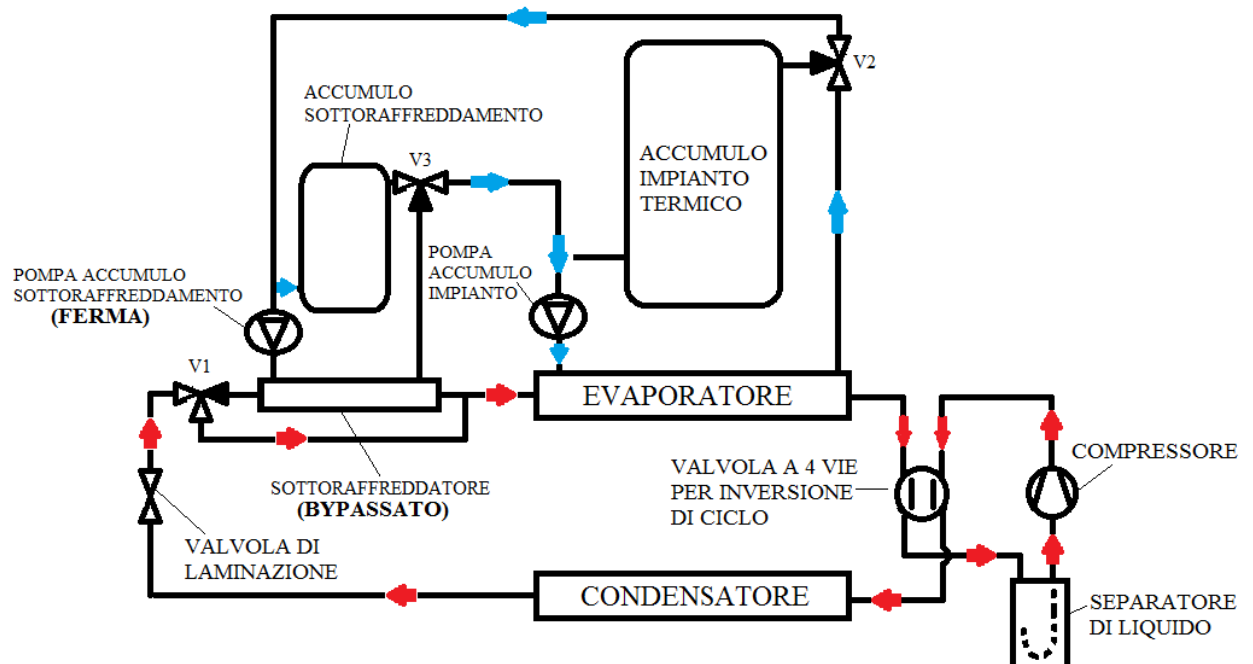


Figura 20.4. Configurazione della macchina con sottoraffreddatore in modalità defrosting.

La puntualizzazione fatta serve per comprendere al meglio il procedimento seguito per la determinazione della volume dell'accumulo di sottoraffreddamento.

Il serbatoio è stato dimensionato per poter far fronte a tutta l'energia richiesta per il defrosting nelle peggiori condizioni di formazione di brina sullo scambiatore esterno. La $E_{2_defrosting}$ massima calcolata, con il procedimento descritto nel paragrafo 4.5, è quella per le condizioni esterne di 5°C e umidità relativa dell'85%. Questo valore ammonta a 1521,65 kJ per singolo defrosting.

A questo punto si è calcolata la capacità dell'accumulo di sottoraffreddamento $M_{sottoraffreddamento}$ [kg] con il bilancio energetico seguente:

$$E_{2_defrosting}(\max) = M_{sottoraffreddamento} \cdot \bar{c}_p \cdot \Delta T_{acqua}$$

in cui:

- ΔT_{acqua} è la differenza tra la temperatura del serbatoio a inizio defrosting $T_{iniziale,accumulo}$ e la temperatura dello stesso a fine sbrinamento $T_{finale,accumulo}$
- $T_{iniziale,accumulo}$ è stata ipotizzata di 30°C;
- $T_{finale,accumulo}$ è stata ipotizzata di 15°C;
- $\bar{c}_p \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$ è il calore specifico medio dell'acqua dell'accumulo tra la condizione iniziale e quella finale.

Il valore ottenuto per $M_{sottoraffreddamento}$ è di circa 25 kg. Per tener conto delle approssimazioni fatte si è provveduto ad aumentare di circa un 20% il volume dell'accumulo trovato, in modo da essere in vantaggio di sicurezza. Il serbatoio di acqua tecnica di sottoraffreddamento è quindi stato considerato della capacità di 30 litri, quindi:

$$M_{sottoraffreddamento} = 29,92 \text{ kg}$$

4.6.3 Temperature dei due serbatoi durante il defrosting

La macchina provvista di accumulo in sottoraffreddamento non sottrae calore al serbatoio dell'impianto di riscaldamento per l'operazione di defrosting. L'energia termica necessaria al ciclo di sbrinamento è sottratta al contenuto di acqua tecnica dell'accumulo di sottoraffreddamento, come ampiamente descritto nei paragrafi precedenti.

Durante il defrosting, l'impianto termico continua a prelevare energia dall'accumulo ad esso dedicato per soddisfare la richiesta dell'utenza.

In questo paragrafo si descrive il procedimento utilizzato nelle simulazioni per verificare l'andamento della temperatura dei due accumuli durante il funzionamento della macchina secondo il ciclo inverso di defrosting.

Per quanto riguarda la diminuzione di temperatura del serbatoio relativo all'impianto l'analisi è abbastanza immediata: a differenza della macchina senza sottoraffreddatore, la temperatura, in questo caso, cala per il solo effetto della potenza prelevata dall'impianto.

Avendo a disposizione i valori delle potenze prelevate dall'impianto alle 3 temperature esterne considerate (cfr. figura 19.4), si è calcolata la temperatura del serbatoio dopo i 4 minuti di defrosting nel modo che segue:

1. si è considerato che all'inizio del ciclo di defrosting la temperatura dell'accumulo dell'impianto si quella di progetto: $T_{iniziale_acc} = 45^{\circ}\text{C}$
2. la capacità dell'accumulo M_{acc} è nota e ammonta a 120 kg;
3. per il calore specifico dell'acqua si è considerato un valore medio $\overline{cp}$ tra quello relativo alla condizione iniziale di 45°C e quella finale;
4. l'energia termica assorbita dall'impianto è uguale alla potenza richiesta dallo stesso per la durata del ciclo di defrosting:

$$E_{assorbita_impianto} = P_{termica, impianto} \cdot 240[s]$$

5. con un semplice bilancio termico si è calcolata la temperatura dell'accumulo dell'impianto a fine defrosting:

$$T_{finale_acc} = T_{iniziale_acc} - \frac{E_{assorbita_impianto}}{\bar{c}_p \cdot M_{acc}}$$

Si osserva che anche in questo caso si è supposta perfetta miscelazione e condizioni quasi statiche nell'accumulo.

Col procedimento descritto si ottengono tre valori di T_{finale_acc} per le tre condizioni di temperatura esterna considerate. La temperatura dell'accumulo a fine defrosting non cambia al variare dell'umidità relativa dell'aria esterna perché quest'ultima ha influenza soltanto sulla quantità di brina che si forma e quindi sull'energia per il defrosting. Come detto la PDC con sottomantellatore utilizza l'altro serbatoio di cui dispone per fornire questo calore al processo, durante l'inversione di ciclo.

I risultati ottenuti, che saranno esposti dettagliatamente nel capitolo 5, evidenziano, come prevedibile, che la temperatura dell'acqua nell'accumulo dell'impianto a fine defrosting è sensibilmente maggiore per la pompa di calore che utilizza la soluzione del sottomantellatore.

L'energia contenuta nell'accumulo di sottomantellamento svolge la funzione di sorgente termica per il ciclo di defrosting. La macchina preleva l'energia $E_{2defrosting}$ dal serbatoio per fornire allo scambiatore esterno il calore $E_{defrosting_totale}$ necessario al completo sbrinamento e asciugamento dell'evaporatore.

L'accumulo di sottomantellamento è quindi soggetto ad una fluttuazione di temperatura abbastanza rilevante durante il funzionamento della macchina. In fase di funzionamento del ciclo pompa di calore esso si caricherà fino ad una temperatura che inizialmente è stata supposta di 30°C sfruttando il sottomantellamento del refrigerante. In fase di defrosting la temperatura dell'accumulo invece diminuisce in quanto vi viene prelevata l'energia necessaria all'evaporazione del refrigerante stesso.

Il metodo per verificare la diminuzione della temperatura dell'acqua tecnica nel serbatoio di sottomantellamento è di seguito illustrato:

1. si è considerato l'accumulo perfettamente miscelato, privo di stratificazione e si è considerato il processo quasi statico;
2. la portata di acqua tecnica sullo scambiatore a piastre è nota in quanto viene utilizzata la stessa pompa dell'accumulo dell'impianto (cfr. figura 20.4): $\dot{m}_{acqua} = 0,4 \left[\frac{kg}{s} \right]$;
3. dalla trattazione nei paragrafi precedenti sono noti, a questo punto, i 12 valori di energia $E_{defrosting_totale}$ e di potenza $P_{defrosting_totale}$ che vengono sottratti al contenuto dell'accumulo per l'operazione di defrosting, nelle condizioni climatiche analizzate;
4. il volume d'acqua nell'accumulo è $M_{sottoraffreddamento} = 29,92 \text{ kg}$;
5. la temperatura dell'accumulo $T_{iniziale,acc,sottoraffr}$ ad inizio del ciclo di defrosting è stata considerata di 30°C per tutte le condizioni climatiche;
6. si è suddiviso l'intervallo necessario a svolgere lo sbrinamento (240 secondi) in step temporali della durata di 5 s;
7. la temperatura di ingresso dell'acqua nello scambiatore a piastre è, per ogni step temporale, uguale alla temperatura media dell'accumulo nello step temporale precedente;
8. la temperatura di uscita dell'acqua dallo scambiatore a piastre, in ogni step temporale i è ricavabile da un semplice bilancio termico:

$$T_{uscita}(i) = T_{acc,sottoraffr}(i-1) - \frac{P_{defrosting_totale}}{\dot{m}_{acqua} \cdot c_p}$$

9. la temperatura media finale dell'accumulo per ogni step temporale è stata calcolata con la proporzione seguente:

$$T_{acc,sottoraffr}(i) = \frac{T_{uscita}(i) \cdot \dot{m}_{acqua}}{M_{sottoraffreddamento}} +$$

$$+ \frac{T_{acc,sottoraffr}(i-1) \cdot (M_{sottoraffreddamento} - \dot{m}_{acqua} \cdot \text{step temporale})}{M_{sottoraffreddamento}}$$

Iterando il procedimento per tutti gli step temporali si sono calcolati i valori della temperatura finale $T_{finale,acc,sottoraffr}$ dell'accumulo di sottoraffreddamento dopo il processo di defrosting, per tutte e 12 le condizioni climatiche in analisi.

4.7 Ricarica dell'accumulo di sottoraffreddamento

Alla termine di ogni sbrinamento, la macchina inverte nuovamente il ciclo e ricomincia a fornire calore ai due accumuli. Le condizioni iniziali sono diverse da quelle nominali di progetto in quanto:

- il serbatoio dell'impianto di riscaldamento si trova ad una temperatura inferiore ai 45°C e precisamente alla T_{finale_acc} ;
- l'accumulo di sottoraffreddamento si trova alla $T_{finale,acc,sottoraffr}$.

La macchina deve quindi integrare il calore sottratto dall'impianto all'accumulo ad esso dedicato e nel contempo sfruttare il sottoraffreddamento del refrigerante per ricaricare il serbatoio di acqua tecnica raffreddato dal ciclo di defrosting.

Le condizioni lavoro risultano abbastanza variabili almeno fino al momento in cui l'accumulo dell'impianto non viene riportato alla temperatura di progetto.

Dal momento che il defrosting viene eseguito con controllo temporale è noto che il tempo di funzionamento della macchina che ammonta a 30 minuti, prima che abbia inizio un nuovo ciclo di sbrinamento. In questo lasso di tempo la PDC deve riportare il più velocemente possibile la temperatura di mandata dell'impianto alla temperatura di progetto per poi riprendere il funzionamento in condizioni nominali.

La ricarica dell'accumulo di sottoraffreddamento invece dura per tutti i 30 minuti: è importante verificare che la macchina sia in grado di fornire sufficiente energia a questo accumulo perché esso sia in grado di fungere da sorgente termica per il ciclo di defrosting successivo.

In questa fase le pompe dei due accumuli sono entrambe attive e il sottoraffreddatore ha il compito di riscaldare il serbatoio di sua competenza sfruttando l'energia del refrigerante in uscita dal condensatore. In figura 20.4 è rappresentato il funzionamento della macchina in questa situazione. Le frecce rosse indicano il percorso del refrigerante nel ciclo, quelle verdi il percorso dell'acqua dell'accumulo dell'impianto e quelle azzurre il tragitto dell'acqua tecnica dell'accumulo di sottoraffreddamento. La parte annerita delle valvole indica l'ostruzione del relativo passaggio.

Per simulare il processo di ricarica dell'accumulo di sottoraffreddamento è necessario in primis stimare la portata d'acqua in circolo.

La pompa è stata dimensionata per le condizioni in cui l'acqua tecnica contenuta nell'accumulo risulta più fredda tra le 12 condizioni climatiche in esame: analizzando i risultati ottenuti si è visto che ciò avviene nel caso in cui la temperatura dell'aria esterna è di 5°C e l'umidità dell'85%. E' nota quindi la temperatura dell'acqua in ingresso al sottoraffreddatore quando ha inizio il processo di ricarica.

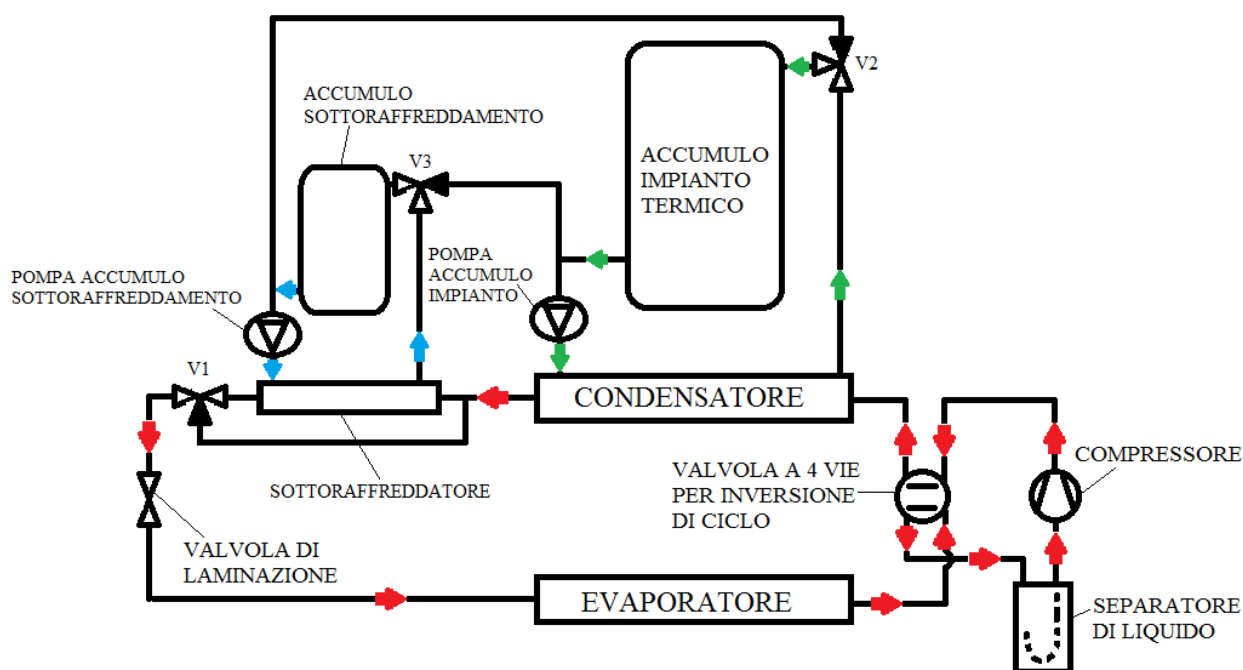


Figura 21.4 Funzionamento della PDC in modalità riscaldamento e ricarica accumulo di sottoraffreddamento.

Le condizioni di ingresso del refrigerante nel sottoraffreddatore sono quelle di liquido sottoraffreddato di 5°C rispetto alla temperatura di condensazione.

Avendo ipotizzato un ΔT di 5°C tra la temperatura dell'accumulo dell'impianto e quella di condensazione è possibile calcolare i parametri termodinamici di ingresso del refrigerante nel sottoraffreddatore a inizio defrosting.

La portata di massa del refrigerante è nota (cfr. tabella 5.4).

Non conoscendo le caratteristiche dimensionali e i coefficienti di scambio del sottoraffreddatore si è ipotizzato che lo scambiatore a piastre fosse stato progettato in modo tale che in queste condizioni:

- il ΔT tra l'acqua in ingresso e il refrigerante in uscita sia di 10°C;
- il ΔT tra l'acqua in uscita e l'acqua in ingresso fosse di circa 5°C.

Con il bilancio di potenza termica seguente si quindi è stabilita la portata nella pompa del sottoraffreddatore $\dot{m}_{water,sottoraffr}$:

$$\dot{m}_{water,sottoraffr} \cdot c_p \cdot \Delta T_{water,sottoraffr} = \dot{m} \cdot \Delta h_{refr,sottoraffr}$$

La portata è stata poi aumentata di circa un 10% per essere in vantaggio di sicurezza. La portata della pompa di sottoraffreddamento è:

$$\dot{m}_{water,sottoraffr} = 0,12 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Si descrivere ora il procedimento seguito per simulare la contemporanea ricarica termica dei due accumuli. Anche in questo caso si sono ipotizzate condizioni di perfetta miscelazione dell'acqua nei due serbatoi, no stratificazione e condizioni di funzionamento quasi statiche.

La durata del periodo di funzionamento della pompa di calore è di 30 minuti ed è stata suddivisa in step temporali di 15 secondi.

Il processo di riscaldamento dell'accumulo dell'impianto ha influenza sullo scambio termico al sottoraffreddatore: l'entalpia del refrigerante in ingresso allo scambiatore di sottoraffreddamento è infatti uguale a quella di uscita dallo scambiatore dell'impianto termico.

Viceversa il calore fornito al serbatoio dell'impianto di riscaldamento non risente della presenza del sottoraffreddatore in quanto lo scambio termico dipende solo dalle condizioni di mandata del compressore e dalla temperatura dell'acqua nell'accumulo.

Durante la ricarica l'impianto di riscaldamento sta continuando a sottrarre potenza dall'accumulo e pertanto la macchina deve essere in grado di fornire sia l'energia necessaria all'impianto che quella utile a riportare il serbatoio alla temperatura nominale.

Per quanto riguarda il sottoraffreddamento si è ipotizzata un'efficienza $\varepsilon = 0,6$ dello scambiatore a piastre e si sono calcolate per ogni intervallo di tempo le proprietà termodinamiche del refrigerante (con REFPROP): in questo modo si possono calcolare il C_{min} , il C_{max} e di conseguenza lo scambio termico effettivo in ogni intervallo di tempo considerato.

Schematicamente si è proceduto come segue:

- a) dalla T dell'accumulo dell'impianto all'istante i sono calcolabili la temperatura, la pressione e l'entalpia del refrigerante all'uscita dal condensatore all'istante $i+1$;
- b) a questo punto si è potuto calcolare il Δh medio al condensatore per ogni intervallo di tempo;
- c) nota la portata di refrigerante $\dot{m}$ (cfr.tabella 5.4) si è calcolata la potenza che la macchina fornisce all'accumulo per ogni intervallo di tempo;
- d) si è sottratto il valore della potenza assorbita dall'impianto (cfr. § 4.4) al valore della potenza calcolato al punto c, calcolando la potenza netta per la ricarica termica del serbatoio;
- e) con un bilancio termico si è calcolata temperatura media dell'acqua immessa nell'accumulo per ogni intervallo di tempo;
- f) la temperatura media dell'accumulo è stata calcolata con una proporzione tra la temperatura media contenuta all'istante

precedente e quantità d'acqua immessa nell'intervallo di tempo nelle condizioni del punto e;

- g) il procedimento è stato ripetuto finché la temperatura media dell'accumulo ha raggiunto i 45°C. Da quell'istante in poi la temperatura dell'accumulo dell'impianto è stata considerata costante;
- h) le condizioni di ingresso del refrigerante nel sottoraffreddatore per ogni step temporale sono state considerate pari a quelle di uscita dal condensatore;
- i) le condizioni di uscita del refrigerante sono state considerate inizialmente quelle corrispondenti alla stessa pressione in ingresso e alla temperatura di 10°C inferiore rispetto a quella dell'acqua dell'accumulo di sottoraffreddamento all'istante precedente;
- j) si sono calcolati i calori specifici del refrigerante alle condizioni di ingresso e di uscita per ogni intervallo di tempo e quindi il calore specifico medio di ogni step temporale in esame;
- k) si è calcolato il C_{min} per ogni step temporale;
- l) si è calcolato il calore effettivamente scambiato in ogni step temporale con la seguente formula:

$$Q_{effettivo} = \varepsilon \cdot Q_{max} = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{refr,out} - T_{acqua,in})$$

- m) dal $Q_{effettivo}$ si sono calcolate le temperature effettive del refrigerante e dell'acqua in uscita dal sottoraffreddatore alla fine di ogni step temporale;
- n) si è calcolata l'entalpia del refrigerante all'uscita dal sottoraffreddatore;
- o) la temperatura iniziale dell'acqua nel serbatoio per lo step temporale successivo è stata infine calcolata come proporzione tra la quantità d'acqua immessa nell'accumulo alle condizioni del punto m e la quantità d'acqua presente alla temperatura dello step temporale precedente;

p) si è calcolato il titolo di vapore del refrigerante in ingresso all'evaporatore in ogni step temporale, considerando la laminazione isoentalpica.

Con il procedimento descritto si sono potuti determinare, per ognuna delle condizioni di clima esterno considerate, i seguenti parametri di interesse per la ricerca effettuata:

1. il tempo impiegato dalla pompa di calore per riportare l'accumulo dell'impianto alla temperatura di progetto;
2. la temperatura dell'accumulo di sottoraffreddamento quando ha inizio il successivo ciclo di defrosting;
3. il titolo di vapore in ingresso all'evaporatore al variare delle condizioni di sottoraffreddamento.

Nel capitolo 5 vengono illustrati e commentati i risultati ottenuti facendo attenzione alle differenze di prestazioni della macchina con accumulo in sottoraffreddamento rispetto a quella tradizionale.

Capitolo 5

Analisi dei risultati ottenuti

5.1 Massa e spessore della brina sull'evaporatore

Il calcolo della massa di brina che si deposita sull'evaporatore durante il funzionamento delle due pompe di calore è di fondamentale importanza per il calcolo dell'energia necessaria al processo di defrosting.

Si riportano in figura 22.4 gli andamenti della massa totale di brina depositatasi sull'evaporatore durante i 30 minuti di funzionamento della macchina, in funzione dell'umidità relativa e della temperatura esterne. Il calcolo è stato effettuato con il procedimento descritto nel paragrafo 2.4 e poi moltiplicando il valore di $\dot{m}_{\text{frost}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$ ottenuto per la durata in secondi del periodo di lavoro della macchina.

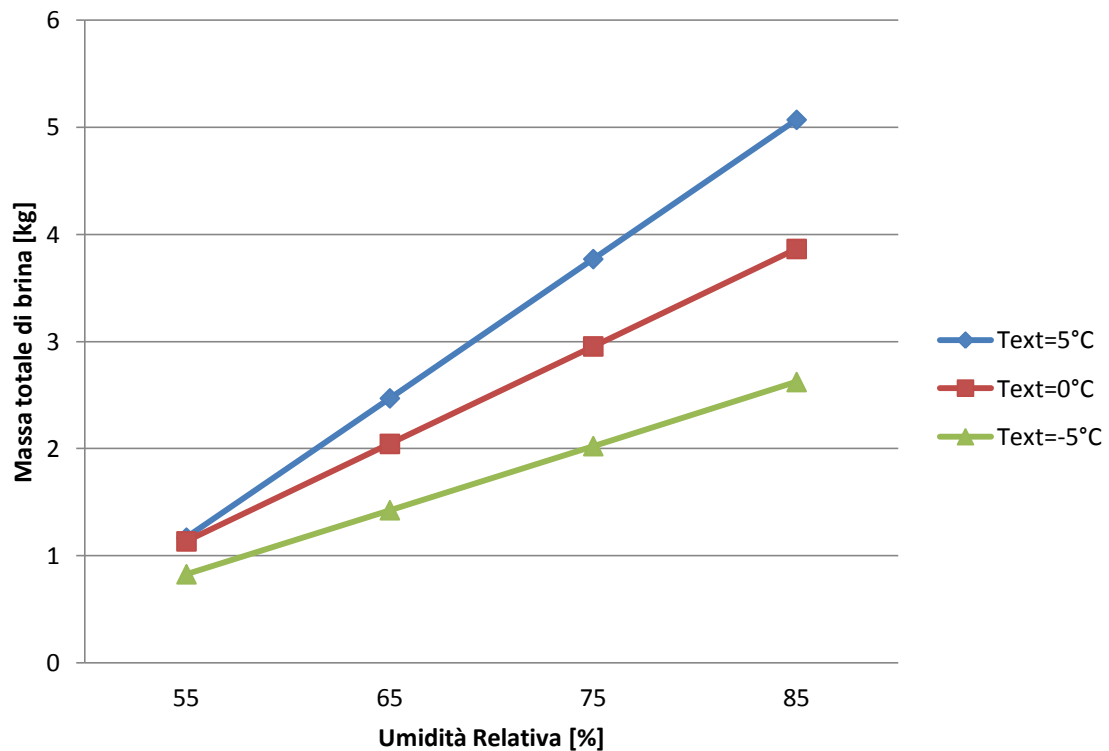


Figura 22.5. Massa di brina totale sull'evaporatore al variare di temperatura e umidità relativa esterne, in 30 minuti di funzionamento.

E' interessante osservare come le curve corrispondenti alle tre temperature esterne in esame tendano a valori molto simili quando l'umidità relativa è bassa per poi divergere in maniera significativa con l'aumento di RH. Il grafico di figura 22.5 quindi conferma le considerazioni fatte riguardo la variazione della massa di brina formatasi in relazione alla temperatura e all'umidità relativa dell'aria esterna.

E' interessante anche osservare l'andamento del tasso di crescita della brina $\dot{z}_{frost}$ [mm/s] sulla superficie dell'evaporatore (cfr. § 2.6). In tabella 6.5 si riportano i valori dello spessore del ghiaccio x (in millimetri) sulle alette dopo 30 minuti di funzionamento calcolati moltiplicando $\dot{z}_{frost}$ [m/s] per il $t_{before_defrosting}$ in secondi.

Spessore del ghiaccio x sulla superficie dell'evaporatore [mm]				
	Umidità Relativa RH [%]			
Text [°C]	55	65	75	85
5	0,146	0,308	0,471	0,633
0	0,142	0,255	0,369	0,483
-5	0,103	0,178	0,253	0,328

Tabella 6.5. Spessore del ghiaccio sulla superficie dell'evaporatore dopo 30 minuti di lavoro della PDC.

Ricordando che il passo tra due alette contigue nello scambiatore preso in esame è di 1,4 mm si può verificare l'area di passaggio rimasta libera dal ghiaccio quando ha inizio il defrosting. Dal momento che la brina si sviluppa sulle superficie di due alette adiacenti occorre moltiplicare per 2 i valori in tabella 6.4 e confrontarli col valore del passo tra le alette.

In figura 23.5 si riportano gli andamenti degli spessori tra due alette adiacenti rimasti liberi dal ghiaccio dopo 30 minuti di lavoro della macchina. Le curve sono funzione della temperatura e dell'umidità relativa dell'aria esterna. In viola è riportato il valore del passo tra le alette p_A costante in assenza di brina.

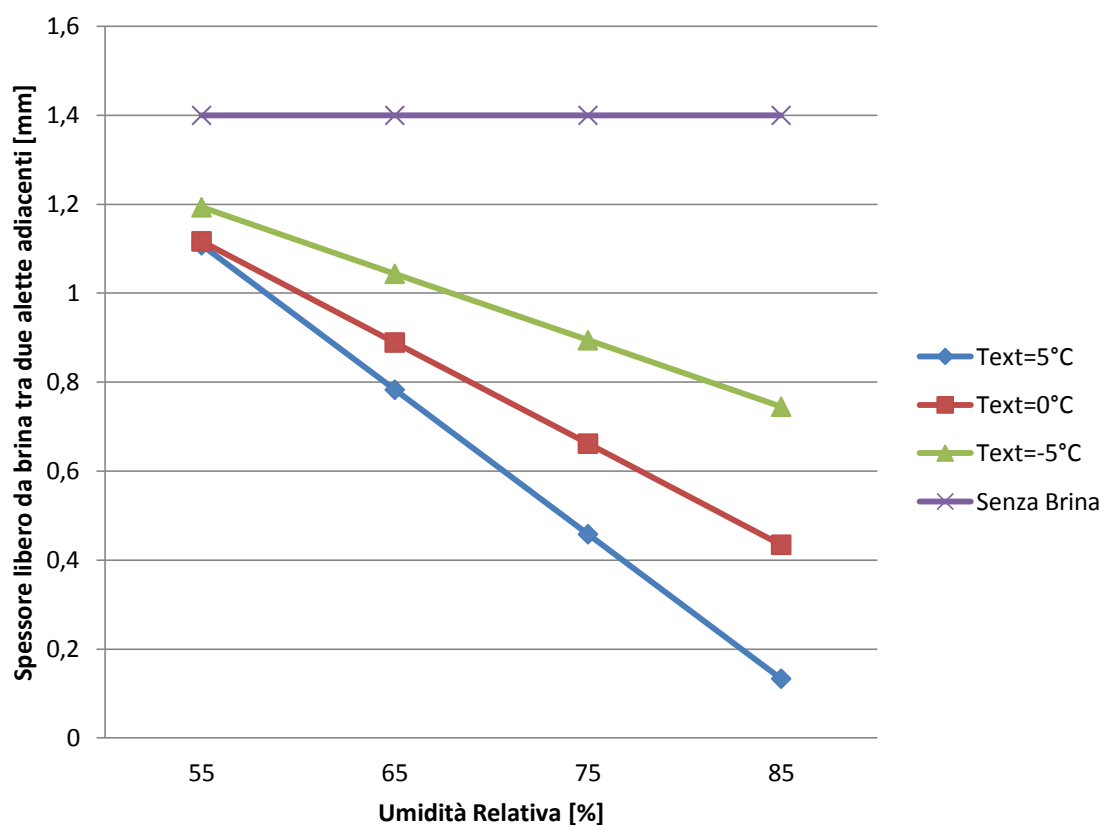


Figura 23.5. Spessore tra due alette adiacenti rimasto libero dalla brina dopo 30 minuti di funzionamento della pompa di calore.

Si nota che:

1. per le condizioni di Text = 5°C e RH = 85% l'area di passaggio lato aria è quasi completamente ostruita;
2. nei casi di Text = 5°C, RH = 75% e Text = 0°C, RH = 85% l'area di passaggio è ostruita per il 70% circa rispetto alla configurazione senza brina;
3. in tutti gli altri casi lo spessore di brina è ancora abbastanza contenuto e nei casi in cui RH è del 55% l'area di passaggio lato aria assume un valore prossimo a quello in condizioni di assenza di ghiaccio.

Si può dedurre che nelle condizioni dei punti 1 e 2 il processo di defrosting è assolutamente necessario dopo 30 minuti di funzionamento della macchina. In tutti gli altri casi l'inizio del ciclo di defrosting potrebbe essere

posticipato se si eseguisse un controllo del defrosting con un metodo più sofisticato rispetto a quello su base temporale.

5.2 Energie e potenze per il defrosting

Come anticipato nel paragrafo 4.2 l'energia e la potenza richieste alla macchina per lo sbrinamento e l'asciugamento dello scambiatore esterno sono strettamente legate alle condizioni climatiche dell'aria esterna.

L'energia totale richiesta dal singolo defrosting è uguale per le due tipologie di macchine perché non dipende dalla presenza o meno del sottoraffreddatore.

In tabella 7.5 si riportano i valori di $E_{\text{defrosting_totale}}$ in kJ calcolati per le 12 condizioni climatiche prese in esame.

$E_{\text{(defrosting_totale) [kJ]}}$				
	Umidità Relativa RH [%]			
Text [°C]	55	65	75	85
5	584,85	1235,26	1885,68	2536,09
0	567,34	1022,56	1477,78	1933,01
-5	413,78	713,021	1012,27	1311,51

Tabella 7.5. Energie necessarie per singolo defrosting al variare delle condizioni climatiche esterne.

Si può notare che l'energia da fornire all'evaporatore per sbrinarlo aumenta con l'umidità relativa, a parità di temperatura esterna, e diminuisce con la temperatura, a parità di RH.

Per quanto riguarda le potenze medie totali necessarie in kW il discorso è analogo e per ottenerle è sufficiente dividere i valori di energia di tabella 7.5 per la durata in secondi del ciclo di defrosting.

Un altro dato interessante è quello dell'energia totale che la macchina deve fornire per il defrosting nelle 8 ore di simulazione considerate. I dati sono riportati in tabella 8.5, in kWh.

E_(defrosting_totale_8ore) [kWh]				
	Umidità Relativa RH [%]			
Text [°C]	55	65	75	85
5	2,29	4,84	7,39	9,95
0	2,22	4,01	5,80	7,58
-5	1,62	2,80	3,97	5,14

Tabella 8.5. Energie totali necessarie al defrosting nelle 8 ore di simulazione.

I dati di tabella 8.5 rendono l'idea del problema del defrosting nelle pompe di calore ad aria: in 8 ore di lavoro, nelle condizioni climatiche di 5°C e RH 85%, la macchina deve fornire all'evaporatore quasi 10 kWh di energia per i cicli di defrosting. La seguente figura 24.5 riporta gli andamenti delle energie totali necessarie al defrosting nel tempo di simulazione in funzione di temperatura e umidità relativa esterne.

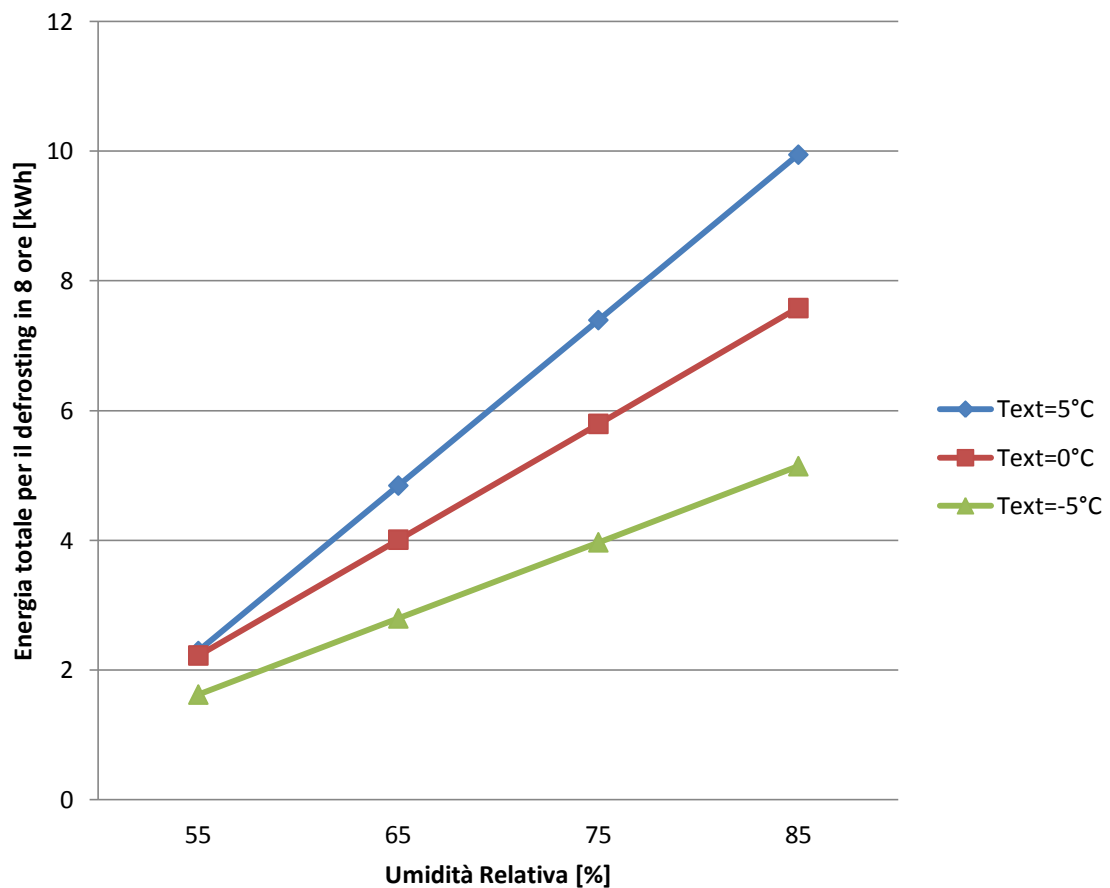


Figura 24.5. Energia totale richiesta per il ciclo di defrosting in 8 ore di simulazione.

In accordo con quanto esposto nel paragrafo 4.5, si sono utilizzati due COP medi di defrosting differenti per le due macchine. Ciò ha influenza sull'energia e sulla potenza media che le due macchine sottraggono alla sorgente interna per lo sbrinamento e sulla potenza elettrica utilizzata per il defrosting. Si espongono ora i risultati ottenuti, per le due pompe di calore studiate:

- *pompa di calore senza sottoraffreddatore*: le energie $E_{2_defrosting}$ di tabella 9.5 sono prelevate per ogni ciclo di defrosting dall'accumulo dell'impianto di riscaldamento. Le potenze elettriche di tabella 10.5 sono quelle assorbite dal compressore durante il ciclo di defrosting.

E2_(defrosting) [kJ]				
	Umidità Relativa RH [%]			
Text [°C]	55	65	75	85
5	375,97	794,10	1212,22	1630,34
0	364,72	657,36	950,00	1242,65
-5	265,99	458,37	650,74	843,11

Tabella 9.5. Energie prelevate dall'accumulo dell'impianto per singolo defrosting per la PDC tradizionale.

Potenza elettrica compressore [kW]				
	Umidità Relativa RH [%]			
Text [°C]	55	65	75	85
5	0,870	1,838	2,806	3,774
0	0,844	1,522	2,199	2,876
-5	0,616	1,061	1,506	1,952

Tabella 10.5 Potenze assorbite dal compressore per singolo ciclo di defrosting per la PDC tradizionale.

- *pompa di calore con accumulo in sottoraffreddamento*: le $E_{2_defrosting}$ di tabella 11.5 vengono in questo caso sottratte all'accumulo di sottoraffreddamento ad ogni processo di defrosting. In tabella 12.5 sono riportati invece i valori di potenza assorbita dal compressore durante il defrosting.

E2_(defrosting_totale) [kJ]				
	Umidità Relativa RH [%]			
Text [°C]	55	65	75	85
5	350,91	741,16	1131,41	1521,66
0	340,40	613,54	886,67	1159,80
-5	248,27	427,81	607,36	786,91

Tabella 11.5. Energia assorbita dall'accumulo di sottoraffreddamento durante il defrosting.

Potenza elettrica compressore [kW]				
	Umidità Relativa RH [%]			
Text [°C]	55	65	75	85
5	0,975	2,059	3,143	4,227
0	0,946	1,704	2,463	3,222
-5	0,690	1,188	1,687	2,186

Tabella 12.5. Potenze fornite dal compressore per singolo ciclo di defrosting dalla PDC con accumulo in sottoraffreddamento.

Da questo primo confronto tra le due macchine si nota che la PDC tradizionale assorbe meno potenza al compressore durante il ciclo di defrosting, potendo sfruttare una sorgente a più alta temperatura.

Questa spesa di energia elettrica maggiore per la macchina con sottoraffreddatore verrà compensata nella successiva fase di ricarica dei due accumuli: l'accumulo dell'impianto si troverà infatti a una temperatura maggiore rispetto alla macchina senza sottoraffreddatore e necessiterà quindi di meno calore per essere riportato alla temperatura nominale di esercizio.

5.3 Confronto delle due PDC dal punto di vista dell'impianto di riscaldamento

Il beneficio più rilevante della PDC con accumulo in sottoraffreddamento studiata in questo lavoro è quella di non prelevare energia all'accumulo dell'impianto di riscaldamento durante il ciclo di defrosting.

Questa peculiarità si traduce in due importanti benefici di cui uno prettamente energetico e l'altro legato alle prestazioni dell'impianto di riscaldamento a cui la macchina fornisce il calore. In questo paragrafo ci si focalizza sul secondo aspetto, andando a confrontare il comportamento delle due macchine dal punto di vista dell'accumulo dell'impianto termico. Nel capitolo 4.6.1 si è descritto il procedimento utilizzato per calcolare il valore della temperatura dell'accumulo dell'impianto di riscaldamento al termine del ciclo di defrosting per la macchina senza sottoraffreddatore. La tabella 13.5 riporta i valori calcolati per tutte le condizioni analizzate.

Temperatura accumulo impianto termico a fine defrosting [°C]				
	Umidità Relativa RH [%]			
Text [°C]	55	65	75	85
5	42,56	41,73	40,90	40,07
0	42,03	41,44	40,86	40,27
-5	41,66	41,28	40,89	40,51

Tabella 13.5. Temperature dell'accumulo dell'impianto a fine ciclo di defrosting per la macchina tradizionale.

Le temperature riportate in tabella tengono conto del doppio effetto sul contenuto termico del serbatoio: quello della potenza prelevata dall'impianto e quello dell'energia sottratta dal ciclo di defrosting.

Svolgendo le simulazioni si è visto che solo in tre casi l'effetto del defrosting contribuisce maggiormente al calo di temperatura dell'accumulo rispetto all'effetto del calore sottratto dall'impianto termico: sono i casi di temperatura dell'aria esterna di 5°C con RH del 85% e del 75% e temperatura dell'aria esterna di 0°C e RH del 85%. Per tutte le altre situazioni è l'impianto che contribuisce in modo più significativo alla diminuzione di energia termica nell'accumulo durante lo svolgimento del ciclo di defrosting.

Nella macchina con sottoraffreddatore, il ciclo di defrosting non contribuisce all'abbassamento del contenuto termico dell'accumulo dell'impianto di riscaldamento (cfr. § 4.6.3). E' solo l'impianto termico che

preleva energia: poiché la potenza richiesta dall'utenza è stata supposta funzione unica della temperatura esterna, non vi è influenza dell'umidità dell'aria sulla diminuzione della temperatura del serbatoio dell'impianto. Le temperature a cui si porta l'accumulo a fine defrosting sono le seguenti:

- 43,31°C per Text = 5°C
- 42,75°C per Text = 0°C
- 42,18°C per Text = -5°C

Il livello termico dell'accumulo è in tutti i casi più elevato rispetto alla pompa di calore tradizionale. Si ha l'evidente vantaggio che l'impianto termico può lavorare a temperatura più vicina a quella di progetto sia durante il ciclo di defrosting che, nel successivo ciclo di pompa di calore, per tutto il tempo che la macchina impiega a riportare l'accumulo dell'impianto alle condizioni di temperatura di progetto.

Il grafico di figura 25.5 confronta i valori delle temperature dell'accumulo dell'impianto a fine defrosting per le due soluzioni in analisi, in tutte le condizioni climatiche studiate. Le linee continue si riferiscono alla macchina con accumulo in sottoraffreddamento, quelle tratteggiate alla pompa di calore tradizionale.

Dal confronto tra il comportamento delle due macchine si può notare che i vantaggi della tecnologia con sottoraffreddatore sono maggiori per le condizioni di forte brinamento: per il caso 5°C e RH 85% vi sono più di 3 gradi di differenza tra la temperatura dell'accumulo nella macchina con sottoraffreddatore rispetto a quella tradizionale; per i casi 5°C e RH 75% e 0°C e RH 85% la differenza è di circa 2,5°C. Si tratta di valori piuttosto rilevanti se si considera che l'accumulo dell'impianto termico è stato considerato di capacità abbondante (120 litri).

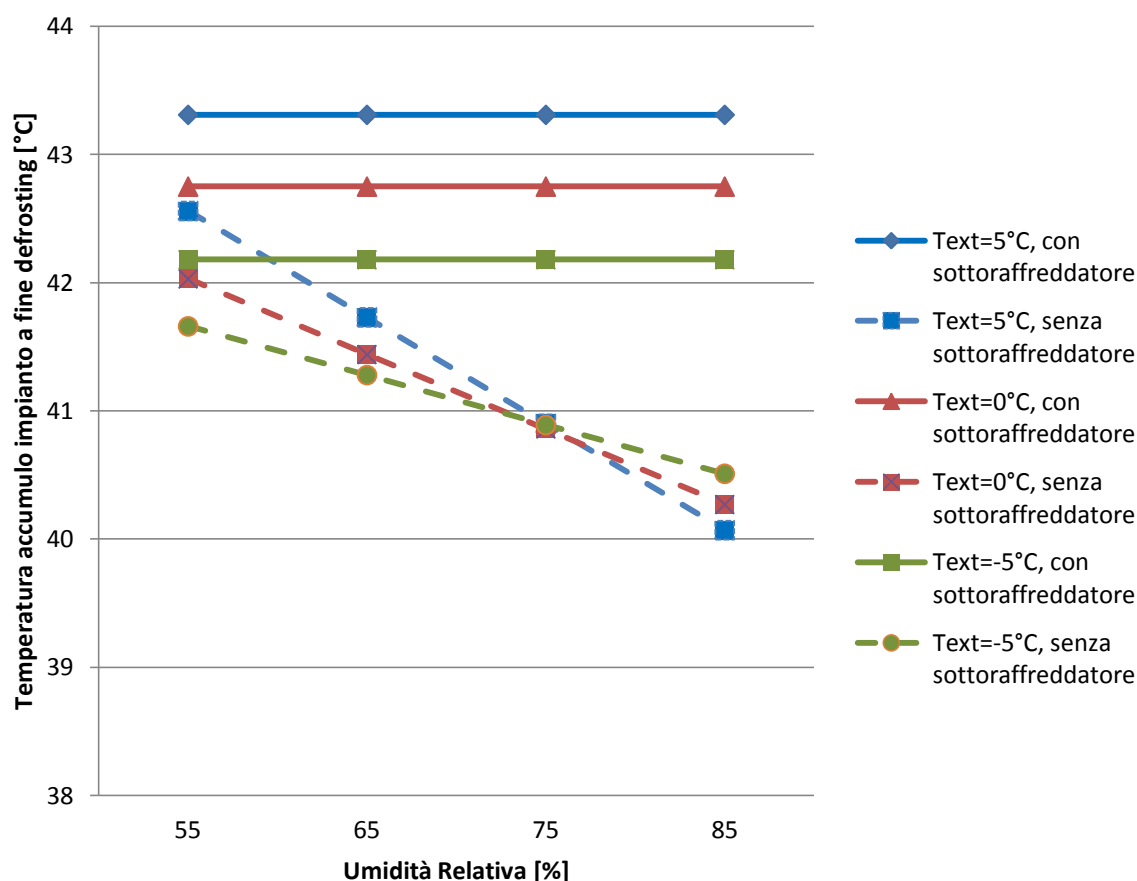


Figura 25.5. Temperatura dell'accumulo dell'impianto a defrosting completato per le due PDC studiate.

Per le temperature più rigide e per le umidità relative minori i vantaggi della macchina con sottoraffreddatore sono meno marcati. Su questo risultato influisce molto il fatto di aver considerato costante l'intervallo di defrosting: in queste situazioni la brina sull'evaporatore è minore e gli intervalli tra uno sbrinamento e l'altro potrebbero di certo essere aumentati utilizzando un metodo di controllo del defrosting più avanzato.

5.4 Risultati della simulazione del processo di ricarica termica dell'accumulo di sottoraffreddamento

I risultati esposti nel paragrafo 5.3 evidenziano in modo chiaro i benefici della macchina con sottoraffreddatore dal punto di vista del funzionamento dell'impianto di riscaldamento.

L'energia termica contenuta nell'accumulo di sottoraffreddamento è utilizzata come sorgente fredda dalla pompa di calore durante il defrosting. La temperatura del serbatoio di sottoraffreddamento al termine del defrosting è stata calcolata con il procedimento esposto nel paragrafo 4.6.3. I risultati per le 12 combinazioni di condizioni climatiche esterne prese in considerazione sono espone in tabella 14.5.

Temperatura accumulo di sottoraffreddamento termico a fine defrosting [°C]				
	Umidità Relativa RH [%]			
Text [°C]	55	65	75	85
5	27,20	24,08	20,96	17,85
0	27,28	25,10	22,92	20,74
-5	28,01	26,58	25,15	23,71

Tabella 14.5 Temperatura dell'acqua tecnica nell'accumulo di sottoraffreddamento a fine defrosting.

La temperatura dell'acqua nell'accumulo alla fine di ogni ciclo di sbrinamento è funzione dell'energia necessaria al ciclo di defrosting e quindi della quantità di ghiaccio depositatasi sull'evaporatore. Dall'analisi dei dati in tabella si vede che, quando le condizioni sono particolarmente favorevoli al brinamento, l'accumulo ha un notevole abbassamento temperatura durante il defrosting. Nei casi in cui si è formata poca brina sull'evaporatore, invece, il serbatoio di sottoraffreddamento subisce un calo di energia termica molto contenuto.

La situazione è facilmente spiegabile con il fatto che la capacità dell'accumulo è stata dimensionata (cfr. § 4.6.2) per le condizioni più critiche dal punto di vista del brinamento. Nei casi in cui è richiesta un energia molto bassa alla sorgente interna durante il processo di defrosting l'accumulo si scarica in maniera molto meno evidente e il suo potenziale termico risulta poco sfruttato dalla macchina. In questi casi, come anticipato nel paragrafo precedente, un metodo di controllo del defrosting più efficiente di quello temporale permetterebbe di utilizzare al meglio le

potenzialità fornite dalla presenza del sottoraffreddatore in questa pompa di calore.

La modalità in cui sono state effettuate le simulazioni della ricarica termica degli accumuli dell'impianto e di sottoraffreddamento a defrosting completato sono state descritte nel paragrafo 4.7. A questo punto sono stati calcolati, per la macchina con sottoraffreddatore, i seguenti parametri:

- temperatura dell'accumulo dell'impianto a fine ciclo di defrosting (cfr. § 5.3);
- temperatura dell'acqua tecnica nel serbatoio di sottoraffreddamento a termine del ciclo di defrosting (cfr. tabella 14.5).

L'entalpia del refrigerante in ingresso al sottoraffreddatore varia fino al momento in cui l'accumulo dell'impianto si è riportato alla temperatura di esercizio di 45°C. Da quel momento in poi le condizioni del refrigerante all'uscita dal condensatore sono state supposte costanti. Fino a quel momento la ricarica del serbatoio di acqua dell'impianto di riscaldamento ha influenza sui parametri termodinamici del refrigerante che entra nello scambiatore a piastre di sottoraffreddamento.

Il tempo impiegato dalla pompa di calore per ripristinare la temperatura di esercizio dell'accumulo dell'impianto di riscaldamento è un parametro di sicuro interesse per questa ricerca. Questo parametro dà informazioni sulla durata del periodo in cui l'impianto termico deve lavorare con una temperatura di mandata inferiore a quella di progetto.

La simulazione, come è stato descritto, è stata effettuata per step temporali, avendo considerato condizioni quasi statiche per l'accumulo. Ciò comporta che non è noto l'istante esatto in cui il serbatoio si riporta alla temperatura nominale bensì entro quale step temporale della durata di 15 secondi la temperatura dell'accumulo raggiunge nuovamente i 45°C. Durante il defrosting solo l'impianto termico ha prelevato calore al serbatoio per cui è solo la temperatura esterna che ha avuto influenza sul calore sottratto perché da essa dipende la richiesta termica dell'utenza. Allo

stesso modo, durante la ricarica, l'impianto termico sta continuando a sottrarre il calore necessario al riscaldamento degli ambienti per cui ancora una volta non vi è effetto dell'umidità relativa sui risultati: lo step temporale entro il quale l'acqua nell'accumulo torna a 45°C dipende quindi solo dalla temperatura esterna. I risultati ottenuti sono:

- per Text = 5°C, step temporale che vai dai 120 ai 135 secondi;
- per Text = 0°C, step temporale tra i 270 e i 285 secondi;
- per Text = -5°C, step temporale tra 675 e i 690 secondi.

Quando la temperatura esterna è di 5 gradi Celsius l'accumulo torna alle condizioni di progetto in poco più di 2 minuti, a prescindere dalla quantità di energia che la macchina ha dovuto fornire allo scambiatore esterno per il defrosting. Considerando che il ciclo di defrosting è stato assunto della durata 4 minuti, ciò comporta che l'impianto lavora con una temperatura di mandata inferiore a quella di progetto per poco più di sei minuti circa. Si ricorda che questa è la condizione in cui è richiesto un elevato quantitativo di energia per il defrosting quando l'RH esterna è elevata (cfr. tabella 9.5). Inoltre, durante la fase di sbrinamento, la temperatura del serbatoio dell'impianto era scesa soltanto a 43,31°C (cfr. § 5.3) quindi la temperatura di mandata dell'impianto è molto vicina a quella di progetto anche nei sei minuti circa in cui la temperatura fluttua tra il valore di progetto e quello minimo. La macchina con accumulo in sottoraffreddamento presenta quindi un evidente vantaggio dal punto di vista del funzionamento dell'impianto termico quando la temperatura esterna è mite e l'umidità relativa è elevata. Nella condizione esterna di 0°C la condizione nominale per la temperatura dell'accumulo è ripristinata in circa 4 minuti e mezzo. Anche in questo caso la macchina con sottoraffreddatore è vantaggiosa per il funzionamento dell'impianto specialmente nella situazione di umidità relativa dell'85%.

Nelle condizioni di clima esterno più rigide il tempo di ripristino è di circa 11 minuti. Si tratta di un valore inferiore a quello della macchina senza serbatoio di sottoraffreddamento ma i vantaggi dal punto di vista

dell'impianto sono minori soprattutto quando l'umidità esterna è bassa: nei casi di RH minore o uguale al 65% la temperatura dell'accumulo dell'impianto a fine ciclo di defrosting, per la macchina con sottoraffreddatore, è maggiore di meno di un grado Celsius rispetto alla pompa di calore tradizionale. In queste condizioni quindi l'impianto lavora in condizioni di temperatura di mandata non troppo diverse durante la fase di defrosting e nel successivo periodo di ricarica dell'accumulo nelle due macchine.

La ricarica dell'accumulo di sottoraffreddamento dalle condizioni di temperatura di tabella 14.5 prosegue per tutti i 30 minuti del funzionamento della pompa di calore. La temperatura dell'acqua tecnica è stata simulata come descritto in § 4.7: i risultati ottenuti sono utili per capire se l'accumulo è stato dimensionato in maniera corretta e quindi se il sottoraffreddamento del refrigerante ha l'energia sufficiente per essere sfruttato ai fini del defrosting.

La tabella 15.5 riporta i valori della temperatura dell'acqua tecnica nel serbatoio di sottoraffreddamento dopo 30 minuti di funzionamento della pompa di calore, partendo dalle condizioni iniziali di tabella 14.5.

Temperatura accumulo di sottoraffreddamento dopo 30 minuti di funzionamento [°C]				
	Umidità Relativa RH [%]			
Text [°C]	55	65	75	85
5	37,13	35,65	34,16	32,66
0	36,05	34,88	35,71	32,54
-5	35,33	34,50	33,65	32,80

Tabella 15.5. Temperatura dell'accumulo di sottoraffreddamento al termine del processo di ricarica.

Dall'analisi dei risultati ottenuti si può affermare che in tutte le situazioni analizzate il calore di sottoraffreddamento è sufficiente a riportare l'accumulo ad esso relativo ad una temperatura superiore di quella di 30°C inizialmente ipotizzata. In tutti i casi quindi è possibile utilizzare l'energia

termica dell'accumulo di sottoraffreddamento come sorgente fredda per il ciclo inverso di sbrinamento.

Nei casi in cui è richiesta maggiore energia al processo di defrosting si può quindi evitare di andare a scaricare l'accumulo dell'impianto termico per la fase di sbrinamento.

Nei casi in cui la macchina fornisce meno energia al condensatore perché la temperatura esterna è bassa, l'accumulo di sottoraffreddamento riesce a portarsi comunque ad di sopra dei 30°C.

L'accumulo di sottoraffreddamento e la portata della pompa ad esso dedicata sono stati dimensionati quindi in modo corretto.

Alla luce dei risultati ottenuti non si è ritenuto modificare la capacità dell'accumulo, riducendola, in quanto:

- la pompa di calore, supposta funzionante in modalità ON-OFF, potrebbe spegnere il compressore per alcuni periodi e non fornire energia al sottoraffreddatore. In questi casi il fatto che funzionando in maniera continua l'accumulo sia comunque sempre al di sopra dei 30°C, dà un vantaggio di sicurezza sul raggiungimento della temperatura di progetto nonostante lo spegnimento del compressore per la regolazione;
- si può prevedere la presenza di un termostato, collegato alla valvola a tre vie che regola il bypass del sottoraffreddatore, in modo che il flusso del refrigerante sia deviato quando dovesse presentarsi la situazione in cui l'accumulo di sottoraffreddamento sia a temperatura troppo elevata;
- le approssimazioni fatte sull'adiabaticità e sulla perfetta miscelazione dell'accumulo non sono perfettamente riproducibili in situazioni reali, per cui il processo di ricarica termica potrebbe portare a condizioni di temperatura leggermente inferiori di quelle riportate in tabella 15.5.

5.5 Confronto energetico tra le due pompe di calore

Fino a questo punto la macchina con sottoraffreddatore è stata confrontata con quella tradizionale ponendo maggiormente attenzione agli effetti del ciclo di defrosting sul funzionamento dell'impianto di riscaldamento.

Il confronto dal punto di vista energetico è stato condotto considerando un tempo di simulazione di 8 ore per tutte le 12 condizioni climatiche esterne in esame.

Nei paragrafi precedenti si è messo in evidenza che la pompa di calore con accumulo in sottoraffreddamento spende più energia elettrica al compressore durante ogni singolo ciclo di defrosting: le differenze sono evidenziate dal confronto tra le tabelle 10.5 e 12.5. La macchina tradizionale sfrutta una sorgente interna a temperatura più elevata per lo sbrinamento e pertanto lavora con un COP medio maggiore a parità di potenza da fornire allo scambiatore esterno durante il defrosting.

La tecnologia con accumulo in sottoraffreddamento offre il beneficio di non dover integrare l'energia, sottratta dal ciclo di defrosting, all'accumulo dell'impianto durante il successivo ciclo della pompa di calore in modalità riscaldamento. La ricarica dell'energia sottratta al serbatoio di sottoraffreddamento avviene infatti "gratuitamente" dal punto di vista della potenza elettrica assorbita al compressore: si sfrutta, come si è visto, il sottoraffreddamento del refrigerante in uscita dal condensatore.

La macchina tradizionale consuma meno energia elettrica durante i 4 minuti di defrosting ma ne deve spendere una quantità maggiore durante il ciclo pompa di calore per ripristinare l'energia prelevata dall'accumulo dell'impianto termico.

Entrambe le pompe di calore devono ripristinare la quota parte di energia sottratta dall'impianto al relativo accumulo durante il defrosting, quando non sono in grado di fornire potenza alla sorgente interna.

Il confronto svolto non tiene conto del progressivo brinamento dell'evaporatore durante il funzionamento per due ragioni:

- è difficile analizzare analiticamente il calo di prestazioni della macchina durante il progressivo brinamento dell'evaporatore in quanto non si hanno a disposizione le curve caratteristiche del ventilatore al variare del perdita di carico lato aria (cfr. § 1.9)
- le due macchine utilizzando lo stesso evaporatore per cui si è supposto che l'abbassamento delle prestazioni durante il progressivo brinamento sia sostanzialmente uguale per le due pompe di calore.

Considerando un generico ciclo di 34 minuti, costituito da 30 minuti di funzionamento della pompa di calore in riscaldamento e 4 minuti di ciclo di defrosting, l'energia elettrica assorbita dal compressore è pari a:

- *macchina con sottoraffreddatore*: energia spesa per il defrosting più energia spesa per il riscaldamento dell'accumulo dell'impianto: quest'ultima è la somma dell'energia spesa per ripristinare il calore sottratto dall'impianto durante il defrosting e quella poi necessaria a mantenere l'accumulo alla temperatura di progetto. i risultati ottenuti sono riassunti in tabella 16.5;

Energia elettrica spesa per ogni ciclo pompa di calore più defrosting [kJ]				
	Umidità Relativa RH [%]			
Text [°C]	55	65	75	85
5	5903,94	6164,10	6424,27	6684,44
0	5887,94	6070,03	6252,11	6434,20
-5	5785,11	5904,81	6024,51	6144,20

Tabella 16.5. kJ elettrici spesi dalla macchina con accumulo in sottoraffreddamento per ogni ciclo di pompa di calore più defrosting.

- *macchina tradizionale*: energia spesa per il defrosting più energia spesa per il riscaldamento dell'accumulo che comprende in questo caso la somma di tre effetti: ripristino del calore prelevato all'accumulo dal ciclo di defrosting, ripristino del calore sottratto dall'impianto durante lo sbrinamento e calore necessario a

mantenere l'accumulo alla temperatura di progetto. I risultati ottenuti sono riassunti nella tabella 17.5.

Energia elettrica spesa per ogni ciclo pompa di calore più defrosting [kJ]				
	Umidità Relativa RH [%]			
Text [°C]	55	65	75	85
5	5992,79	6351,78	6710,76	7069,74
0	5990,93	6255,66	6520,39	6785,11
-5	5873,38	6056,92	6240,46	6423,99

Tabella 17.5. kJ elettrici totali spesi dalla macchina tradizionale per ogni ciclo di pompa di calore più defrosting.

Dal confronto emerge che i risparmi più consistenti si ottengono per le umidità relative più elevate e per le temperature più miti: è questa la situazione dove il defrosting influisce di più sulle prestazioni della pompa di calore e quindi dove la tecnologia proposta in questa ricerca offre più benefici.

Per avere un quadro più generale si è eseguito anche un confronto sulle energie elettriche totali in kWh assorbite dalle due macchine in 8 ore di simulazione. La tabella 18.5 fornisce i rapporti tra i valori di spesa elettrica totale della macchina con accumulo in sottoraffreddamento rispetto a quella tradizionale.

Rapporti tra le energie elettriche spese dalla PDC con sottoraffreddatore rispetto a quella tradizionale in 8 ore di simulazione				
	Umidità Relativa RH [%]			
Text [°C]	55	65	75	85
5	0,985	0,970	0,957	0,945
0	0,983	0,970	0,959	0,948
-5	0,985	0,975	0,965	0,956

Tabella 18.5. Confronto tra la spesa elettrica della macchina con sottoraffreddatore e quella tradizionale in 8 ore di simulazione.

Si nota che dal punto di vista della spesa elettrica complessiva il vantaggio della tecnologia studiata è abbastanza contenuto. Il risparmio di energia elettrica supera il 5% solo per le condizioni di umidità relativa esterna

dell'85% con temperature dell'aria di 5°C e 0°C. Nelle altre condizioni il beneficio energetico è ancora più contenuto ed in particolare è minore al 2% quando l'RH dell'aria esterna è del 55%.

In figura 26.5 si riportano gli andamenti del risparmio energetico percentuale della macchina con sottoraffreddatore rispetto a quella tradizionale in 8 ore di lavoro, in funzione di temperatura e umidità relativa dell'aria esterna.

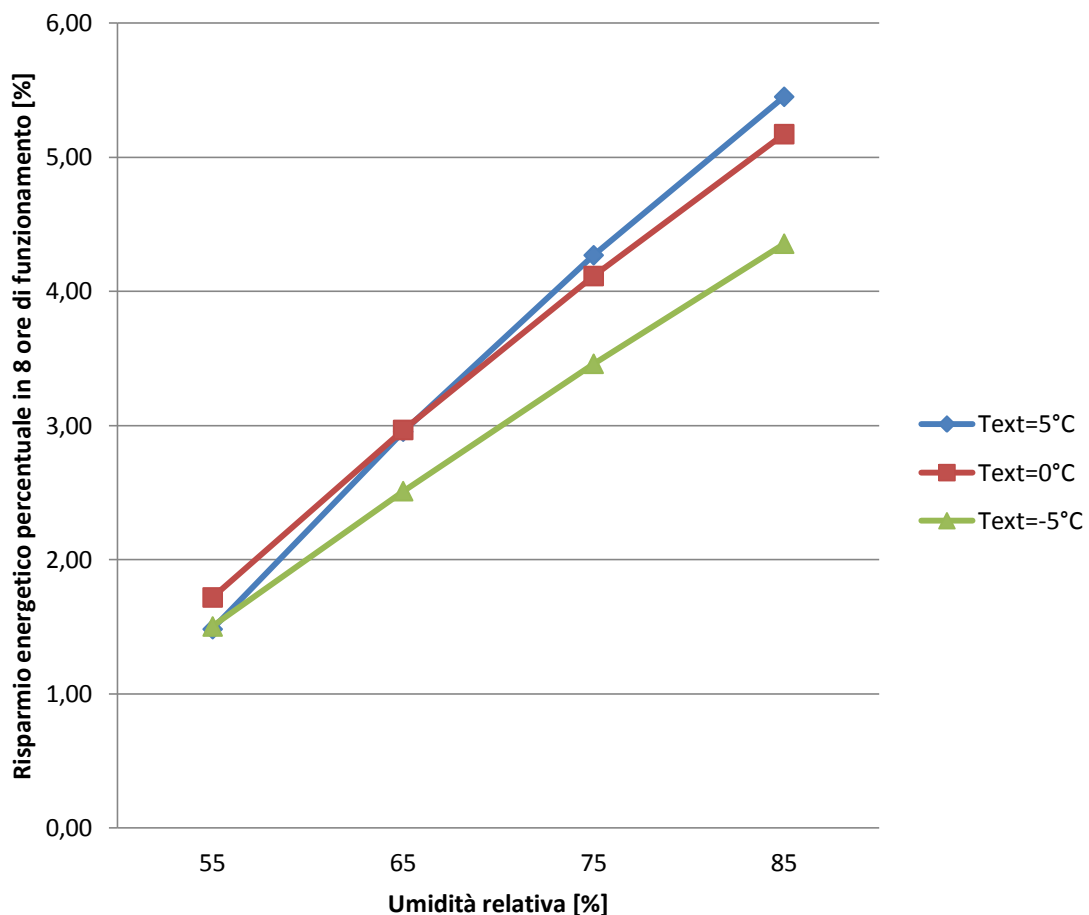


Figura 26.5. Risparmio energetico percentuale in 8 ore di simulazione della macchina con accumulo in sottoraffreddamento.

5.6 Salto entalpico all'evaporatore e COP integrale

In questa ricerca il processo di laminazione del refrigerante si è sempre ritenuto isoentalpico.

I parametri termodinamici in ingresso allo scambiatore a bassa pressione sono quindi sempre determinabili una volta nota la temperatura esterna e

l'entalpia in ingresso alla valvola di laminazione. Quest'ultima si è considerata pari a quella in uscita dal condensatore, o dal sottoraffreddatore per la macchina che ne fa uso, non considerando le perdite di carico nella linea di liquido a monte della valvola.

Per la pompa di calore tradizionale, in condizioni nominali di funzionamento, il salto entalpico all'evaporatore può essere ritenuto costante per ogni temperatura esterna considerata, una volta stabilito il grado di surriscaldamento voluto all'ingresso del compressore.

Pertanto quando la temperatura dell'accumulo dell'impianto è di 45°C è nota l'entalpia in ingresso all'evaporatore che è costante al variare della temperatura esterna (e quindi della pressione di evaporazione). Ciò che varia è il titolo di vapore del refrigerante in ingresso allo scambiatore che aumenta al diminuire della pressione di evaporazione (cfr. figura 15.3). Se l'evaporatore si considera privo di brina e il surriscaldamento fissato a 5°C, si può calcolare per ogni condizione il salto entalpico e di conseguenza la potenza scambiata alla sorgente fredda dalla macchina. In tabella 19.5 si forniscono i valori di entalpia e titolo di vapore del refrigerante in ingresso, e di salto entalpico complessivo all'evaporatore, calcolati in condizioni nominali per la macchina senza sottoraffreddatore.

Si nota che il titolo aumenta con la diminuzione della temperatura esterna mentre l'entalpia in ingresso è costante. Il salto entalpico varia molto poco nelle tre condizioni per cui è la portata di massa del refrigerante che influisce molto di più sulla potenza termica totale scambiata all'evaporatore.

Text [°C]	h_in_evap [kJ/kg]	x_in_evap [kg/kg]	Δh_evap [kJ/kg]
5	275,24	0,359	149,79
0	275,24	0,382	147,87
-5	275,24	0,404	145,82

Tabella 19.5. Parametri termodinamici all'evaporatore per la macchina senza accumulo in condizioni nominali di funzionamento.

La macchina con sottoraffreddatore, anche in condizioni nominali, lavora con condizioni sempre variabili di titolo di vapore ed entalpia in ingresso all'evaporatore. Il calore di sottoraffreddamento del refrigerante è utilizzato per la carica termica del relativo accumulo: l'entalpia in uscita dal sottoraffreddatore pertanto varia in modo continuo durante il processo. Di conseguenza, dopo la laminazione, il refrigerante entra nell'evaporatore con un titolo e un'entalpia diversi da quelli della macchina tradizionale. Avendo assunto la laminazione isoentalpica, l'entalpia dipende unicamente dallo scambio termico nel sottoraffreddatore mentre il titolo di ingresso all'evaporatore è funzione anche dalla pressione di evaporazione.

L'accumulo di sottoraffreddamento lavora con una temperatura abbastanza fluttuante durante ogni ciclo di pompa di calore. Le temperature iniziali e finali sono riportate nelle tabelle 14.5 e 15.5. Di conseguenza il sottoraffreddamento del refrigerante è più elevato durante le prime fasi di ricarica dell'accumulo e va via via diminuendo man mano che la temperatura dell'acqua tecnica nel serbatoio cresce. L'entalpia e il titolo in ingresso all'evaporatore sono quindi più bassi all'inizio e aumentano man mano che procede il processo di ricarica dell'accumulo. Vale quindi che il salto entalpico all'evaporatore è maggiore nelle prime fasi di funzionamento post defrosting e diminuisce poi man mano, pur mantenendosi superiore a quello disponibile per la macchina senza sottoraffreddatore.

Durante la simulazione del processo di ricarica termica del serbatoio di sottoraffreddamento si sono calcolati, per tutte le condizioni di temperatura e umidità dell'aria analizzate:

- i valori di entalpia in ingresso all'evaporatore al termine di ogni step temporale di 15 secondi in cui si è suddiviso il tempo di funzionamento della macchina;
- i valori del titolo di vapore all'ingresso dello scambiatore di bassa pressione al termine di ogni step temporale.

In tabella 20.5 si riportano i valori ottenuti dalla simulazione per le condizioni di 5°C e 85% di umidità dell'aria esterna, ovvero quelle più favorevoli al brinamento.

tempo	h_refr_in_evap	X_in_evap	Δh_evap
0			
15	244,32	0,225	180,71
30	244,69	0,226	180,34
45	245,06	0,228	179,97
60	245,43	0,229	179,60
75	245,80	0,231	179,23
90	246,18	0,233	178,85
105	246,55	0,234	178,48
120	246,93	0,236	178,10
135	247,33	0,238	177,70
150	247,51	0,238	177,52
165	247,70	0,239	177,34
180	247,88	0,240	177,15
195	248,06	0,241	176,97
210	248,24	0,242	176,79
225	248,42	0,242	176,61
240	248,60	0,243	176,44
255	248,77	0,244	176,26
270	248,95	0,245	176,08
285	249,12	0,245	175,91
300	249,30	0,246	175,74
315	249,47	0,247	175,56
330	249,64	0,248	175,39
345	249,81	0,248	175,22
360	249,98	0,249	175,05
375	250,15	0,250	174,88
390	250,32	0,251	174,72
405	250,48	0,251	174,55
420	250,65	0,252	174,39
435	250,81	0,253	174,22
450	250,97	0,254	174,06
465	251,13	0,254	173,90
480	251,30	0,255	173,74
495	251,45	0,256	173,58
510	251,61	0,256	173,42
525	251,77	0,257	173,26
540	251,93	0,258	173,11
555	252,08	0,258	172,95
570	252,24	0,259	172,80
585	252,39	0,260	172,64
600	252,54	0,260	172,49
615	252,70	0,261	172,34
630	252,85	0,262	172,19
645	253,00	0,262	172,04
660	253,15	0,263	171,89
675	253,29	0,264	171,74

690	253,44	0,264	171,59
705	253,59	0,265	171,45
720	253,73	0,265	171,30
735	253,87	0,266	171,16
750	254,02	0,267	171,02
765	254,16	0,267	170,87
780	254,30	0,268	170,73
795	254,44	0,269	170,59
810	254,58	0,269	170,45
825	254,72	0,270	170,31
840	254,86	0,270	170,18
855	255,00	0,271	170,04
870	255,13	0,272	169,90
885	255,27	0,272	169,77
900	255,40	0,273	169,63
915	255,53	0,273	169,50
930	255,67	0,274	169,37
945	255,80	0,274	169,24
960	255,93	0,275	169,10
975	256,06	0,276	168,97
990	256,19	0,276	168,85
1005	256,32	0,277	168,72
1020	256,44	0,277	168,59
1035	256,57	0,278	168,46
1050	256,70	0,278	168,34
1065	256,82	0,279	168,21
1080	256,95	0,279	168,09
1095	257,07	0,280	167,96
1110	257,19	0,281	167,84
1125	257,31	0,281	167,72
1140	257,43	0,282	167,60
1155	257,56	0,282	167,48
1170	257,67	0,283	167,36
1185	257,79	0,283	167,24
1200	257,91	0,284	167,12
1215	258,03	0,284	167,00
1230	258,14	0,285	166,89
1245	258,26	0,285	166,77
1260	258,38	0,286	166,66
1275	258,49	0,286	166,54
1290	258,60	0,287	166,43
1305	258,72	0,287	166,32
1320	258,83	0,288	166,21
1335	258,94	0,288	166,09
1350	259,05	0,289	165,98
1365	259,16	0,289	165,87
1380	259,27	0,290	165,76
1395	259,38	0,290	165,66
1410	259,48	0,291	165,55
1425	259,59	0,291	165,44
1440	259,70	0,291	165,34
1455	259,80	0,292	165,23

1470	259,91	0,292	165,13
1485	260,01	0,293	165,02
1500	260,12	0,293	164,92
1515	260,22	0,294	164,81
1530	260,32	0,294	164,71
1545	260,42	0,295	164,61
1560	260,52	0,295	164,51
1575	260,62	0,295	164,41
1590	260,72	0,296	164,31
1605	260,82	0,296	164,21
1620	260,92	0,297	164,11
1635	261,02	0,297	164,02
1650	261,11	0,298	163,92
1665	261,21	0,298	163,82
1680	261,31	0,298	163,73
1695	261,40	0,299	163,63
1710	261,50	0,299	163,54
1725	261,59	0,300	163,44
1740	261,68	0,300	163,35
1755	261,77	0,300	163,26
1770	261,87	0,301	163,17
1785	261,96	0,301	163,07
1800	262,05	0,302	162,98

Tabella 20.5. Entalpia [kJ/kg], titolo di vapore [kg/kg] del refrigerante all'ingresso e salto entalpico disponibile all'evaporatore durante il funzionamento della pompa di calore, al termine di ogni step temporale [s].

Dal confronto i parametri termodinamici ottenuti per la macchina senza sottoraffreddatore per la temperatura esterna di 5°C (cfr. figura 19.5) si può affermare che con la tecnologia studiata:

- il titolo di vapore all'ingresso dello scambiatore di bassa pressione si mantiene sempre minore con l'uso del sottoraffreddatore;
- l'entalpia di inizio evaporazione è sempre minore;
- il salto entalpico disponibile all'evaporatore è maggiore e varia da un 20% in più per il primo step temporale a un 9% in più alla fine del processo di ricarica.

Per tutti le altre condizioni climatiche studiate si sono osservati comportamenti simili. In tabella 21.5 si riportano i valori ottenuti per i parametri in esame alla fine del primo e dell'ultimo step temporale in cui si è suddiviso il tempo di funzionamento di 30 minuti, per tutte le temperature e umidità specifiche studiate.

Text [°C]		Umidità Relativa RH [%]							
		55		65		75		85	
		iniziale	finale	iniziale	finale	iniziale	finale	iniziale	finale
5	h_{in_evap} [kJ/kg]	253,99	266,71	250,72	265,16	247,50	263,60	244,32	262,05
	x_{in_evap} [kg/kg]	0,267	0,322	0,252	0,315	0,238	0,308	0,225	0,302
	Δh_{evap} [kJ/kg]	171,04	158,32	174,31	159,87	177,53	161,43	180,71	162,98
0	h_{in_evap} [kJ/kg]	253,69	265,53	251,40	264,31	249,13	263,09	246,88	261,87
	x_{in_evap} [kg/kg]	0,290	0,341	0,281	0,335	0,271	0,330	0,261	0,325
	Δh_{evap} [kJ/kg]	169,42	157,58	171,71	158,80	173,98	160,02	176,22	161,24
-5	h_{in_evap} [kJ/kg]	254,07	264,73	252,56	263,85	251,06	262,97	249,57	262,09
	x_{in_evap} [kg/kg]	0,316	0,360	0,309	0,356	0,303	0,353	0,297	0,349
	Δh_{evap} [kJ/kg]	166,99	156,32	168,50	157,21	170,00	158,09	171,49	158,97

Tabella 21.5. Parametri termodinamici relativi all'evaporatore al variare delle condizioni climatiche esterne in esame.

Dall'analisi dei dati esposti in tabella si può affermare con certezza che in tutte le situazioni il salto entalpico disponibile all'evaporatore utilizzando la tecnologia del sottoraffreddamento è maggiore rispetto alla pompa di calore tradizionale. Ciò comporta che la potenza sottratta alla sorgente esterna $\dot{Q}_2$ è maggiore per la pompa di calore con accumulo in sottoraffreddamento. Essendo nota l'equazione $\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{E}$ si può affermare che, a parità di potenza elettrica fornita dal compressore $\dot{E}$, la pompa di calore con accumulo in sottoraffreddamento fornisce una potenza $\dot{Q}_1$ maggiore alla sorgente ad alta pressione.

La maggior quantità di calore a disposizione non è utilizzata al condensatore fornire ulteriore potenza all'accumulo dell'impianto termico. Essa è messa a disposizione del sottoraffreddatore per creare un inerzia termica che la macchina utilizza come sorgente di calore durante il ciclo di

defrosting. Il riscaldamento dell'accumulo di sottoraffreddamento avviene pertanto utilizzando una quantità di energia del tutto rinnovabile, che non comporta alcuna spesa elettrica supplementare da parte del compressore. Un confronto tra le due macchine secondo la definizione tradizionale di COP in condizioni nominali di funzionamento non è pertanto utile a mettere in evidenza i benefici offerti dalla tecnologia proposta in questa ricerca. Si ha infatti che la quantità di energia termica Q_1 che le due macchine forniscono al condensatore è la stessa a parità di energia elettrica E consumata dal compressore: pertanto i $COP = \frac{Q_1}{E}$ delle due macchine risultano identici a parità di temperatura delle due sorgenti.

Al fine di mettere in luce i reali benefici energetici della tecnologia con accumulo in sottoraffreddamento si è pensato di definire un COP integrale che tenga conto di tutta l'energia messa a disposizione dalle due macchine, di quella prelevata durante il ciclo di defrost e di quella spesa dal compressore sia per il funzionamento nominale che per il ciclo di sbrinamento. Si tratta in sostanza di un rapporto tra tutta l'energia messa a disposizione al condensatore meno quella prelevata dal ciclo di defrosting rispetto all'energia elettrica totale spesa in un ciclo complessivo di 30 minuti di funzionamento della pompa di calore più 4 minuti di sbrinamento. Per quanto riguarda la macchina tradizionale il COP integrale è così definito:

$$COP_{integrale} = \frac{Q_1 - E_{2_defrosting}}{E_e + E_{e,defrosting}}$$

in cui:

- $Q_1 [kJ]$ è l'energia termica fornita dalla macchina al condensatore durante i 30 minuti di funzionamento;
- $E_{2_defrosting} [kJ]$ è l'energia prelevata dalla macchina all'accumulo dell'impianto durante il ciclo di defrosting;

- $E_e [kJ]$ è l'energia elettrica assorbita dalla macchina per produrre l'effetto utile Q_1 ;
- $E_{e,defrosting} [kJ]$ è l'energia elettrica assorbita dalla macchina durante il ciclo di defrosting.

La macchina con sottoraffreddatore non preleva energia dall'accumulo dell'impianto per il defrosting. La quantità di calore corrispondente è stata immagazzinata nell'accumulo di sottoraffreddamento in modo totalmente gratuito durante il funzionamento della pompa di calore. Al numeratore della formula precedente scompare il termine di segno meno e si ha che il COP integrale introdotto diventa:

$$COP_{integrale} = \frac{Q_1}{E_e + E_{e,defrosting}}$$

in cui:

- $Q_1 [kJ]$ è l'energia termica fornita dalla PDC con sottoraffreddatore al condensatore durante i 30 minuti di funzionamento;
- $E_e [kJ]$ è l'energia elettrica assorbita dalla macchina per produrre l'effetto utile Q_1 ;
- $E_{e,defrosting} [kJ]$ è l'energia elettrica assorbita dalla macchina durante il ciclo di defrosting.

Come introdotto in precedenza il termine $E_{e,defrosting}$ è diverso per le due pompe di calore in quanto la macchina tradizionale consuma meno energia durante il ciclo di sbrinamento potendo contare su un COP di defrosting maggiore.

I due COP integrali sono stati valutati nelle 8 ore complessive di funzionamento per le due macchine studiate e in tutte le condizioni climatiche in esame. La seguente tabella 22.5 riporta i valori ottenuti: le righe grigie riguardano le prestazioni della macchina tradizionale mentre quelle bianche la macchina con accumulo in sottoraffreddamento.

COP integrale delle due macchine					
Text [°C]	Tipologia di Pompa di Calore	Umidità Relativa RH [%]			
		55	65	75	85
5	Senza sottoraffreddatore	3,119	2,932	2,759	2,598
	Con sottoraffreddatore	3,170	3,036	2,913	2,799
0	Senza sottoraffreddatore	2,704	2,582	2,467	2,358
	Con sottoraffreddatore	2,754	2,672	2,594	2,521
-5	Senza sottoraffreddatore	2,399	2,322	2,249	2,178
	Con sottoraffreddatore	2,437	2,388	2,341	2,295

Tabella 22.5. Confronto tra i COP integrali della macchina tradizionale e della macchina con sottoraffreddatore.

Dall'analisi dei dati riportati si può notare che le differenze maggiori si hanno quanto la temperatura esterna e l'umidità relativa sono maggiori.

La figura 27.5 confronta graficamente i risultati ottenuti dalle due macchine, in termini di COP integrale, al variare di temperatura e umidità relativa dell'aria esterna. Le linee continue si riferiscono agli andamenti del COP per la PDC con sottoraffreddatore, quelle tratteggiate alla macchina tradizionale.

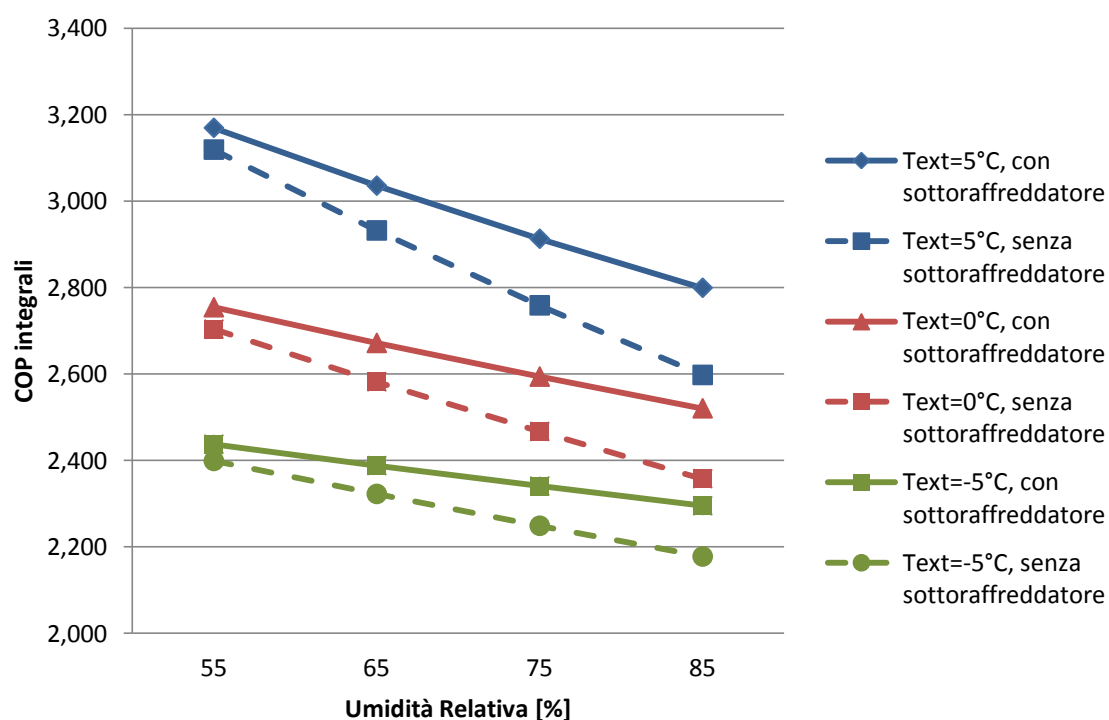


Figura 27.5. Andamenti dei COP integrali per le due PDC in funzione delle condizioni dell'aria esterna.

Quando le condizioni climatiche sono di 5°C e $\text{RH} = 85\%$ la macchina con accumulo in sottoraffreddamento lavora con un COP integrale maggiore di circa 0,2 punti rispetto alla PDC tradizionale. I benefici dal punto di vista energetico calano con la diminuzione della temperatura e dell'umidità relativa esterne fino ad essere quasi trascurabili in condizioni di clima rigido (-5°C) e RH molto bassa.

Anche in questo caso l'utilizzo di un metodo di controllo del defrosting più sofisticato, rispetto a quello a tempi prestabiliti, permetterebbe di ottenere risultati migliori in condizioni di bassa temperatura e bassa umidità relativa: gli intervalli tra un defrosting e l'altro potrebbero essere aumentati quando la quantità di brina è piccola e i benefici della tecnologia studiata aumenterebbero anche in queste situazioni climatiche.

Va sottolineato che il confronto non ha tenuto conto degli effetti del progressivo brinamento dell'evaporatore sulle prestazioni delle due pompe di calore per le ragioni espresse nel paragrafo 5.5.

Il prossimo capitolo è dedicato al commento dei risultati ottenuti, ai possibili miglioramenti del modello sviluppato e potenziali sviluppi futuri della tecnologia analizzata.

Capitolo 6

Conclusioni e possibili sviluppi

6.1 I benefici della pompa di calore con accumulo in sottoraffreddamento

I risultati delle simulazioni svolte, esposti nel capitolo 5, hanno messo in luce i vantaggi della macchina con accumulo in sottoraffreddamento rispetto alla pompa di calore tradizionale.

I benefici della macchina che adotta la tecnologia in esame in questa ricerca sono distinguibili in due categorie:

- vantaggi dal punto di vista del funzionamento dell'impianto termico;
- vantaggi dal punto di vista del risparmio energetico complessivo.

Per quanto riguarda il primo punto si può dire che la PDC con accumulo in sottoraffreddamento permette di:

1. non prelevare calore al serbatoio dell'impianto termico per svolgere il ciclo di defrosting;
2. avere una minore fluttuazione della temperatura dell'impianto termico durante il defrosting e durante la successiva fase di reintegro del calore prelevato dall'impianto stesso durante il ciclo di sbrinamento. Per esempio per il caso 5°C e RH 85% la temperatura dell'accumulo dell'impianto di riscaldamento, a fine defrosting, è di più di 3 gradi superiore per la macchina con sottoraffreddatore rispetto a quella tradizionale; per i casi 5°C e RH 75% e 0°C e RH 85% la differenza è di circa 2,5°C;
3. avere una minore fluttuazione della temperatura di mandata dell'impianto nello stesso periodo di tempo. L'impianto lavora con una temperatura di mandata più vicina a quella di progetto, come visto al punto 2, durante la fase di defrosting e nella successiva fase

in cui la pompa di calore reintegra l'energia termica dell'accumulo. Per il caso più gravoso dal punto di vista del defrosting (Text = 5°C e RH = 85%), il tempo totale in cui il sistema di riscaldamento lavora al di sotto della temperatura nominale è di poco più di 6 minuti per ogni ciclo complessivo di riscaldamento più sbrinamento;

4. prevedere un aumento del comfort termico degli occupanti gli ambienti riscaldati, specialmente quando si utilizzano terminali di impianto ad aria oppure sistemi di riscaldamento sprovvisti di accumulo termico o con piccola inerzia termica.

Per quanto riguarda il punto 4 si vuole mettere in evidenza che talvolta, nelle applicazioni in ambito residenziali, le pompe di calore vengono installate con accumuli di dimensioni minori rispetto a quanto considerato in questa tesi o addirittura in presa diretta con l'impianto di riscaldamento. La ragione di questa scelta è di solito dettata da ragioni economiche o, in alcune circostanze, da motivi legati allo spazio disponibile. In questi casi i benefici della tecnologia studiata sono ancor più rilevanti in quanto il ciclo di defrosting ha conseguenze molto più dannose sul funzionamento dell'impianto. Non potendo contare sull'effetto inerziale dell'accumulo, la temperatura di mandata dell'impianto scende molto di più rispetto a quanto visto in questo lavoro con la pompa di calore tradizionale: il calore prelevato dal ciclo di defrosting incide in modo molto più significativo sul funzionamento dell'impianto di riscaldamento. In questi casi spesso si è costretti a fermare i terminali di impianto durante lo svolgimento del ciclo di defrosting, per non creare discomfort termico troppo elevato negli ambienti. Con la tecnologia studiata la temperatura di mandata scende molto meno durante il defrosting e in talune situazioni lo spegnimento dell'impianto di riscaldamento potrebbe rivelarsi non necessario con evidenti benefici dal punto di vista del benessere degli occupanti.

Per quanto concerne i benefici dal punto di vista energetico della tecnologia analizzata si può affermare che:

1. la macchina permette di spendere meno energia elettrica perché il ciclo di defrosting non sottrae calore all'accumulo dell'utenza termica e non deve poi integrarlo. Nelle situazioni in cui l'umidità relativa è molto elevata e la temperatura esterna è tra gli 0°C e i 5°C, il risparmio energetico si aggira intorno al 5%, con punte di poco superiori, in 8 ore complessive di lavoro;
2. la macchina offre la possibilità di lavorare con un COP integrale più elevato rispetto alla PDC tradizionale specialmente quando è necessaria molta energia per lo sbrinamento dello scambiatore alettato esterno. Il COP integrale è di circa 0,2 punti superiore a quello della macchina sprovvista di sottaaffreddatore per le condizioni di temperatura esterna di 5°C e RH dell'85%. Quando l'umidità relativa è bassa (55%) non si hanno apprezzabili miglioramenti del COP integrale con l'utilizzo della soluzione studiata.

Il risparmio di energia ottenuto si è visto essere abbastanza contenuto specialmente nei casi in cui l'energia necessaria al processo di defrosting è bassa. I benefici tuttavia andrebbero quantificati in base alle condizioni atmosferiche di un inverno tipo in quanto in certe fasce climatiche la macchina potrebbe lavorare per molte ore nelle situazioni in cui offre i maggiori risparmi dal punto di vista energetico.

6.2 Possibili miglioramenti del modello sviluppato

La ricerca effettuata ha lo scopo di mettere in luce i principali vantaggi della tecnologia dell'accumulo in sottaaffreddamento applicata ad un pompa di calore aria-acqua a compressione di vapore. Le simulazioni numeriche sono state effettuate ipotizzando le condizioni al contorno in cui è presente il fenomeno del brinamento dell'evaporatore. Il modello contiene delle

approssimazioni pur cercando di avvicinarci il più possibile alle reali condizioni di funzionamento della macchina.

I dati di partenza del lavoro sviluppato sono stati:

- le condizioni climatiche esterne;
- la durata del periodo di funzionamento prima del ciclo di defrosting;
- la durata del ciclo di defrosting;
- il tempo totale di simulazione;
- le prestazioni della macchina fornite nella scheda tecnica;
- la capacità dell'accumulo dell'impianto;
- la temperatura dell'accumulo dell'impianto.

A partire da questi valori si è sviluppato il modello per lo studio della pompa di calore tradizionale. Si è poi ipotizzato di applicare a quest'ultima un sottoraffreddatore collegato ad un accumulo di acqua tecnica immaginando di sfruttarne l'inerzia termica durante il ciclo di defrosting. Si sono poi simulati i cicli di funzionamento della macchina tradizionale e di quella con accumulo in sottoraffreddamento, confrontandone i risultati ottenuti.

Tutte le assunzioni fatte hanno tenuto conto dello stato dell'arte attuale e della pratica tecnica. Il modello rimane tuttavia affinabile sotto alcuni punti di vista che vengono di seguito elencati:

1. considerare l'effetto reale del brinamento dell'evaporatore sulle prestazioni delle due macchine sviluppando un modello parallelo a quello di questa ricerca: in questo modo si potrebbero confrontare al meglio le due macchine tenendo conto di come varia complessivamente la loro resa in funzione del processo ciclico di brinamento e sbrinamento dello scambiatore esterno;
2. confrontare le due tecnologie in esame utilizzando un metodo di controllo del defrosting più evoluto di quello temporale: in questo modo sia gli intervalli di defrosting che la durata del ciclo di

sbrinamento sarebbero diversi per ogni condizione climatica in analisi;

3. effettuare le simulazioni tenendo conto della presenza del compressore regolato da inverter invece che con regolazione di tipo ON-OFF;
4. considerare le perdite di carico durante il deflusso del refrigerante negli scambiatori e nei condotti all'interno del ciclo;
5. valutare se l'evaporatore è in grado di far fronte all'aumento del salto entalpico conseguente al sottoraffreddamento oppure se è necessario prevederne l'aumento di superficie di scambio al fine di ottenere la completa vaporizzazione del refrigerante prima che esso giunga all'aspirazione del compressore;
6. eliminare l'assunzione di perfetta miscelazione negli accumuli.

L'eliminazione delle assunzioni fatte tuttavia richiede la realizzazione di un modello molto complesso sia dal punto di vista analitico che numerico. Dal punto di vista tecnico, in ogni caso, anche un modello così complicato non permetterebbe di arrivare a risultati che approssimino al meglio ciò che accade durante il funzionamento reale delle macchine.

Per ottenere dei dati il più possibile coerenti con la realtà e confrontare al meglio le due macchine la soluzione migliore, secondo chi scrive, è quella di procedere con delle specifiche prove di laboratorio. Costruire la macchina con accumulo in sottoraffreddamento secondo il dimensionamento fatto in questa ricerca permetterebbe di verificarne i reali vantaggi rispetto alla macchina tradizionale.

6.3 Possibili applicazioni e sviluppi futuri

I risultati ottenuti in questa ricerca mettono in luce importanti possibilità applicative per la tecnologia pompa di calore con accumulo in sottoraffreddamento.

I maggiori benefici si ottengono quando le condizioni climatiche esterne prevedono temperature di poco sopra lo zero e umidità relative elevate per la lungi periodi durante l'inverno: è questo il caso del clima di Padova e di gran parte della Pianura Padana. In queste situazioni climatiche la macchina studiata offre notevoli benefici sia di risparmio energetico che di condizioni di lavoro dell'impianto di riscaldamento: si può risparmiare un 5% circa di energia elettrica in 8 ore di funzionamento facendo funzionare l'impianto di riscaldamento con una temperatura di mandata che differisce, al limite, di meno di 2°C rispetto a quella di progetto, per solo 6 minuti per ogni ciclo.

La possibilità di sfruttare una tecnologia di controllo del defrosting più avanzata, rispetto a quella su base temporale, potrebbe consigliare l'applicazione della tecnologia studiata anche in siti con inverni più rigidi. Quando la temperatura media esterna è di molti gradi sotto lo zero, tuttavia, il defrosting diventa un problema molto meno importante nel funzionamento complessivo della macchina. In queste circostanze l'investimento maggiore che la macchina con accumulo in sottoraffreddamento sicuramente richiederebbe non sarebbe giustificato.

Dal punto di vista applicativo un fattore importante da tenere in considerazione, oltre a quello economico, è senza dubbio quello dello spazio disponibile. Avendo preso in esame un applicazione in ambito residenziale occorre sottolineare che in alcune situazioni la presenza di un accumulo in più all'interno dell'abitazione potrebbe essere problematica sotto questo punto di vista. In alcune circostanze, specialmente nelle ristrutturazioni, non è presente nelle abitazioni un locale adibito a centrale termica. Anche lo spazio per l'accumulo dell'impianto di riscaldamento spesso non è presente e si deve ricorrere, come visto, all'installazione di pompe di calore in presa diretta con l'impianto stesso. La soluzione studiata tuttavia prevede un serbatoio adibito al sottoraffreddamento di dimensioni abbastanza contenute rispetto alla potenza installata. Si ritiene

che un serbatoio di 30 litri sia un ingombro accettabile dal punto di vista dello spazio disponibile e anche le complicazioni impiantistiche che la tecnologia richiede non sono troppo complesse.

Dal punto di vista economico non è possibile fare una valutazione precisa del costo della tecnologia in esame. I componenti aggiuntivi che la macchina richiede rispetto alla pompa di calore tradizionale sono uno scambiatore a piastre, una pompa ed un serbatoio di accumulo di piccole dimensioni. Si ritiene che il prezzo di acquisto della macchina potrebbe essere competitivo sul mercato considerando le potenzialità di risparmio energetico che essa riserva. I costi da sostenere per le aziende produttrici per lo sviluppo della tecnologia e per l'aggiornamento delle macchine a catalogo potrebbero invece risultare più significativi.

I benefici messi in luce dalla ricerca effettuata giustificano, a parere di chi scrive, lo svolgimento di prove sperimentali per la verifica della tecnologia sviluppata. L'apparato sperimentale dovrebbe prevedere l'utilizzo di due camere climatiche riscaldate una con pompa di calore tradizionale e l'altra con la macchina con accumulo in sottoraffreddamento. Con dei sensori di temperatura nelle camere è possibile monitorare le fluttuazioni di temperatura durante il funzionamento della macchina, ciclo di defrosting compreso. L'installazione dovrebbe essere effettuata in una località in cui la situazione climatica preveda inverni molto umidi con temperature medie per lunghi periodi attorno agli zero gradi centigradi. L'esperimento potrebbe essere condotto per la durata intera della stagione di riscaldamento oppure in specifiche giornate al variare del clima esterno. In questo modo è possibile verificare i reali vantaggi che pompa di calore con accumulo di sottoraffreddamento offre sia dal punto di vista del risparmio energetico che da quello comfort termico negli ambienti riscaldati. Sarebbe opportuno anche confrontare le due macchine utilizzando diversi tipi di terminali e diverse configurazioni del sistema di riscaldamento, per esempio con la presenza o meno del serbatoio inerziale dell'impianto.

Per tutti i motivi sopra elencati si può ritenere che la pompa di calore con accumulo in sottoraffreddamento sia una tecnologia che si presta ad approfondimenti e abbia discrete possibilità di applicazione in ambito termotecnico.

Bibliografia

Articoli scientifici e tesi sperimentali:

- An experimental study on defrosting heat supplies and energy consumptions during a reverse cycle defrost operation for an air source heat pump, Dong, Shiming Deng, Yiqiang Jiang, Liang Xia, Yang Yao;
- Comparison between hot-gas bypass defrosting and reverse-cycle defrosting methods on an air-to-water heat pump, Dong Huang, Quanzu Li, Xiuling Yuan;
- An experimental investigation on reverse-cycle defrosting performance for an air source heat pump using an electronic expansion valve, Minglu Qu, Liang Xia, Shiming Deng, Yiqiang Jiang;
- A novel Temperature&Humidity&Time defrosting control method based on a frosting map for air-source heat pumps, Jiahe Zhu, Yuying Sun, Wei Wang, Yijing Ge, Lintao Li, Jingdong Liu;
- Modello semplificato per la valutazione dello sbrinamento all'evaporatore di pompe di calore, Maicol Franco, Tesi Magistrale, Univerisità degli Studi di Padova, Relatore Prof. Michele De Carli, A.A. 2013/2014.

Testi:

- Refrigerating Engineering, E. Granryd et al., Royal Institute of Technology, KTH, Stockholm, 2011;
- Termodinamica Applicata, A. Cavallini, L. Mattarolo, Cleup Editore;
- Trasmissione del Calore, C. Bonacina, A. Cavallini, L. Mattarolo, Cleup Editore;
- Le Centrali Frigorifere, M. Vio, D. Danieli, Editoriale Delfino;

- I Fluidi Frigorigeni, Cavallini, Del Col, Doretti, Zilio, Pubblicazione per l'AREA Science Park, Gennaio 2007.

Dispense e appunti:

- Appunti delle lezioni e slides corso di Tecnica del Freddo, prof. Del Col, a.a. 2013/2014, Università degli Studi di Padova, facoltà di Ingegneria Meccanica;
- Appunti delle lezioni e materiale integrativo corso di Termotecnica, Prof. Mariotti, a.a. 2013/2014, Università degli Studi di Padova, facoltà di Ingegneria Meccanica;
- Appunti delle lezioni e dispense corso di Termodinamica Applicata, prof. Luisa Rossetto, a.a. 2012/2013, Università degli Studi di Padova, facoltà di Ingegneria Meccanica;
- Appunti e Slides corso di Impianti Termotecnici, Prof. De Carli, a.a. 2013/2014, Università degli Studi di Padova, facoltà di Ingegneria Meccanica;
- Appunti e Slides corso di Energy and Buildings, Prof. De Carli, a.a. 2013/2014, Università degli Studi di Padova, facoltà di Ingegneria Meccanica.

Siti internet:

- www.engineeringvillage.com;
- www.sciencedirect.com;
- www.daikin.it;
- www.arpa.veneto.it

