

**UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA**

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

**MODELLO SEMPLIFICATO PER LA
VALUTAZIONE DELLO SBRINAMENTO
ALL'EVAPORATORE DI POMPE DI CALORE**

Relatore: Prof. Michele De Carli

Correlatori: Dott. Ing. Giuseppe Emmi

Dott. Ing. Massimiliano Scarpa

Laureando: Maicol Franco

A. A. 2013 – 2014

***MODELLO SEMPLIFICATO PER LA VALUTAZIONE DELLO
SBRINAMENTO ALL'EVAPORATORE DI POMPE DI CALORE***

Padova 10 Aprile 2014

Indice

INTRODUZIONE	4
CAPITOLO 1 – Le pompe di calore	5
1.1 Il principio di funzionamento.....	5
1.2 Efficienza energetica.....	7
1.3 Il concetto di energia primaria	9
1.4 Confronto con i generatori a combustione.....	11
1.5 Il brinamento dell’evaporatore.....	15
1.6 Il ciclo di defrosting.....	17
1.6.1 Inefficienza dovuta al defrosting.....	18
CAPITOLO 2 – Il defrost	20
2.1 Metodi utilizzati	20
2.1.1 Metodi utilizzati per individuare l’inizio del ciclo di sbrinamento.....	20
2.1.2 Metodi utilizzati per procedere allo sbrinamento.....	20
2.2 Gli studi in letteratura	22
2.3 I modelli numerici.....	34
2.4 Misure in opera	38
CAPITOLO 3 – Il modello sviluppato	40
3.1 Obiettivo del modello	40
3.2 Assunzioni.....	41
3.2.1 Temperatura ed umidità relativa dell’aria in ingresso all’evaporatore	41

3.2.2	Temperatura di parete dell'evaporatore	43
3.2.3	Geometria dell'evaporatore	44
3.2.4	Temperatura all'uscita dell'evaporatore e temperatura media utilizzata	45
3.2.5	Temperatura di rugiada	45
3.2.6	Coefficiente globale di scambio termico.....	46
3.2.7	Coefficiente globale di scambio di massa e portata di condensato	46
3.2.8	Tempo dalla formazione della brina all'inizio dello sbrinamento	47
3.2.9	Massa e spessore di ghiaccio.....	48
3.2.10	Portata d'aria e relative perdite di carico	49
3.2.10.1	Condizioni ideali	49
3.2.10.2	Presenza di brina	52
3.2.11	Scambio termico.....	56
3.2.12	Energia necessaria al processo di defrost.....	56
3.2.13	Determinazione delle prestazioni della pompa di calore	56
3.3	Flessibilità di funzionamento	59
 CAPITOLO 4 – Verifica del modello		60
4.1	Metodologia di verifica del modello.....	60
4.2	Presentazione e confronto degli articoli scelti con il modello creato	61
 CAPITOLO 5 – Applicazione ad un caso reale		72
5.1	Presentazione della pompa di calore scelta.....	72
5.2	Presentazione delle operazioni eseguite.....	75
5.2.1	Dati prestazionali della pompa di calore	75
5.2.2	Geometria dell'evaporatore e ventilatori.....	76
5.2.3	Tempi di funzionamento	78

5.3	Presentazione dei risultati	79
5.3.1	Potenza termica	79
5.3.2	Coefficiente di prestazione	82
CONCLUSIONI	85
NOMENCLATURA	86
RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	89

Introduzione

Il lavoro presentato in questo testo è la struttura di un codice di valutazione del funzionamento dell'evaporatore di pompe di calore aria-aria o aria-acqua a temperature esterne che ne favoriscono il brinamento, più precisamente lo studio si rivolge per l'appunto a macchine con scambiatore esterno a tubi alettati, nel quale perciò si avrà lo scambio di calore tra fluido refrigerante e aria ambiente. Questo modello avrà l'obiettivo di simulare le inefficienze dovute ai cicli di defrosting che si rendono necessari ogni qual volta si ha la formazione di ghiaccio sulla superficie esterna dell'evaporatore. L'utilità di questo studio sostanzialmente sarà rivolta a proporre un metodo di calcolo semplice utilizzabile sia da tecnici che da utenti finali e volto a dare, con dovuta precisione, tutte le stime necessarie alla valutazione delle inefficienze che si verificano durante la fase di brinamento; inoltre il modello semplificato sarà parte integrante di un più complesso programma di simulazione dell'intero funzionamento delle pompe di calore già realizzato che però non conteggia le inefficienze dovute al brinamento. Quindi nei primi due capitoli si procederà all'esposizione dal punto di vista teorico dei fenomeni in studio mentre nel capitolo tre vi sarà una rassegna di tutti i parametri che entrano in gioco nel modello precisando le opportune assunzioni; infine i capitoli quattro e cinque forniranno rispettivamente la verifica della precisione dei risultati ottenuti in confronto a dati usufruibili in letteratura mentre l'ultimo capitolo tratterà la simulazione del funzionamento dell'evaporatore di una pompa di calore esistente.

Inoltre questo modello punta ad essere un metodo di valutazione che richieda il minore numero di input possibile ma fornendo comunque una adeguata stima degli output, in modo tale da essere usufruibile sia da utenti finali che da tecnici esperti.

Capitolo 1

Le pompe di calore

In questo primo capitolo vengono fornite le informazioni basilari circa il funzionamento delle pompe di calore a compressione con particolare attenzione allo studio sulla loro efficienza.

1.1 Il 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, il loro funzionamento è sostanzialmente quello di un ciclo frigorifero. In Figura 1.1 ne sono rappresentati sinteticamente i principali componenti; queste macchine sono costituite da un circuito chiuso, dove scorre un fluido frigorifero che, a seconda delle condizioni di temperatura e di pressione in cui si trova, assume lo stato di liquido, o di miscela liquido-vapore.

Il circuito è costituito essenzialmente da:

1. Un compressore;
2. Un condensatore;
3. Una valvola di laminazione;
4. Un evaporatore;

Il condensatore e l'evaporatore sono scambiatori di calore in grado di trasferire calore ad un fluido di servizio (che può essere acqua o aria); in essi scorre il fluido frigorifero che cede calore al condensatore e lo sottrae all'evaporatore; i componenti del circuito possono essere sia raggruppati in un unico blocco, sia divisi in due parti (sistemi "SPLIT") raccordate opportunamente.

Nel funzionamento il fluido frigorifero, all'interno del circuito, subisce le seguenti trasformazioni:

- **Compressione:** il fluido frigorifero allo stato gassoso e a bassa pressione, proveniente dall'evaporatore, viene portato ad alta pressione riscaldandosi e assorbendo una certa quantità di calore;
- **Condensazione:** il fluido frigorifero, proveniente dal compressore, passa dallo stato gassoso a quello liquido cedendo calore all'esterno;
- **Espansione:** passando attraverso la valvola di espansione il fluido frigorifero liquido si trasforma parzialmente in vapore e si raffredda;
- **Evaporazione:** il fluido frigorifero assorbe calore dall'esterno ed evapora completamente.

L'insieme di queste trasformazioni costituisce il ciclo della pompa di calore: fornendo energia con il compressore, al fluido frigorifero, questo, nell'evaporatore assorbe calore dal mezzo circostante e, tramite il condensatore, lo cede al mezzo da riscaldare.

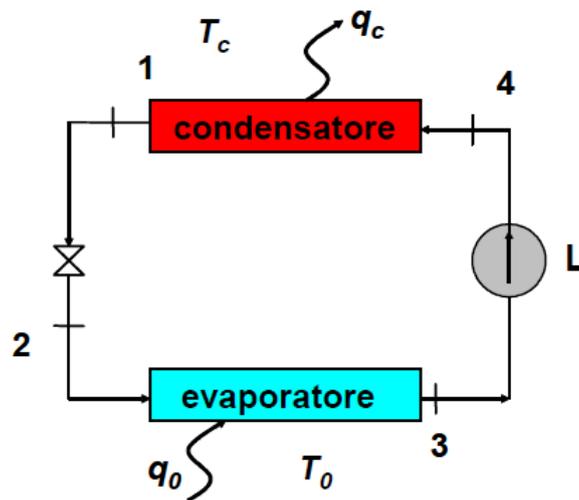


Figura 1.1 Schema ciclo frigo

Tuttavia soprattutto nell'uso civile e quindi con macchinari di media-bassa potenza si ricorre sempre più frequentemente all'uso di valvole di inversione per poter riscaldare in inverno e raffreddare in estate, invertendo il senso di circolazione del fluido frigorifero; in Figura 1.2 si evidenzia questa caratteristica illustrando anche come cambia il funzionamento da evaporatore a condensatore e viceversa.

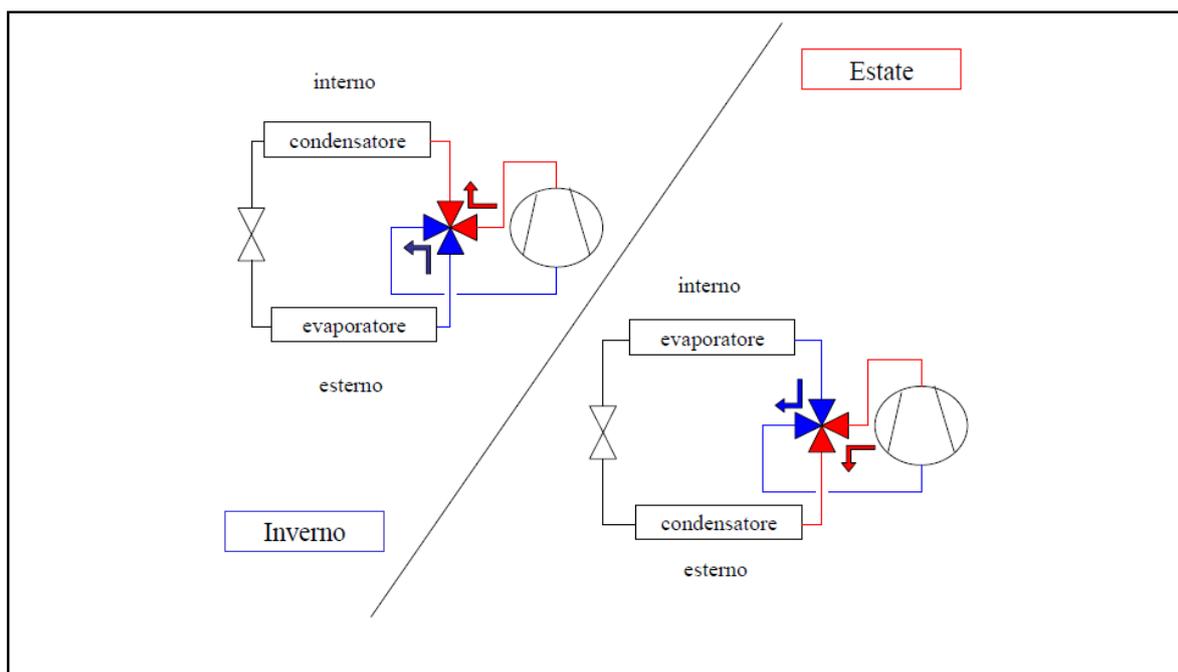


Figura 1.2 Reversibilità delle Pompe di calore

Le PDC si differenziano in base alle sorgenti con cui lavorano, nella Tabella 1.1 vi è un riassunto delle varie tipologie e della denominazione classica che solitamente viene utilizzata.

Sorgente Esterna	Sorgente Interna	Pompa di Calore
Aria	Aria	Aria-Aria
Aria	Acqua	Aria-Acqua
Acqua	Aria	Acqua-Aria
Acqua	Acqua	Acqua-Acqua
Terreno	Acqua	Terreno-Acqua

Tabella 1.1 *Denominazione delle Pompe di Calore*

L'interesse di questo testo è concentrato nelle pompe di calore aria-aria e acqua-aria in quanto queste due tipologie :

- Sono le più economiche non necessitando di interventi invasivi e costosi;
- Sono facilmente installabili in edifici esistenti;
- Il costo per avere una macchina reversibile è di poco maggiore di quello di uno split classico.

Si deve sottolineare però che nel funzionamento invernale a basse temperature esterne presentano alcuni problemi di efficienza che andremo a studiare e chiarire in maniera approfondita.

1.2 Efficienza energetica

A questo punto viene analizzata l'efficienza delle PDC, argomento che sarà ripreso per tutto il documento; nel corso del suo funzionamento, la pompa di calore:

1. **assorbe energia elettrica** nel compressore;
2. **assorbe calore all'evaporatore**, dal mezzo circostante, che nel nostro caso in studio è aria;
3. **cede calore al mezzo** da riscaldare nel condensatore (aria o acqua);

Il vantaggio nell'uso della pompa di calore deriva dalla sua capacità di fornire più energia (calore) di quella elettrica impiegata per il suo funzionamento in quanto estrae calore dall'ambiente esterno. L'efficienza di tali apparecchi è misurata dal **coefficiente di prestazione "C.O.P."** che è il rapporto tra l'energia fornita (calore ceduto al mezzo da riscaldare) ed energia elettrica consumata; il C.O.P. è variabile a seconda del tipo di pompa di calore e delle condizioni di funzionamento ed ha, in genere, valori prossimi a 3; questo significa che per 1 kWh di energia elettrica consumato, fornirà 3 kWh (2580 kcal) di calore al mezzo da riscaldare. Inoltre questo coefficiente sarà tanto maggiore quanto più bassa è la temperatura a cui il calore viene ceduto (nel condensatore) e quanto più alta

quella della sorgente da cui viene assorbito (nell'evaporatore).

In sintesi:

1. per una pompa di calore:

$$COP = \frac{\text{energia termica resa al corpo da riscaldare}}{\text{energia elettrica consumata}}$$

$$COP_{PC} = \frac{Q_H}{W} = \frac{T_2}{T_2 - T_1}$$

dove:

- T_2 : temperatura di condensazione [$^{\circ}\text{C}$];
- T_1 : temperatura di evaporazione [$^{\circ}\text{C}$];

2. per una macchina frigorifera:

$$COP = \frac{\text{energia termica prelevata dal corpo da raffreddare}}{\text{energia elettrica consumata}}$$

$$COP_{MF} = \frac{Q_2}{W} = \frac{T_1}{T_2 - T_1};$$

3. la relazione tra i 2 coefficienti:

$$COP_{MF} = COP_{PC} - 1$$

Dalla quale risulta evidente che in linea teorica il coefficiente di prestazione di una macchina frigorifera è inferiore di una unità rispetto a quello di una pompa di calore che lavora nello stesso intervallo di temperature.

A sostegno di quanto detto in Figura 1.3 vi è un esempio ed uno schema semplificato con le rispettive potenze in gioco durante il funzionamento in Figura 1.4.

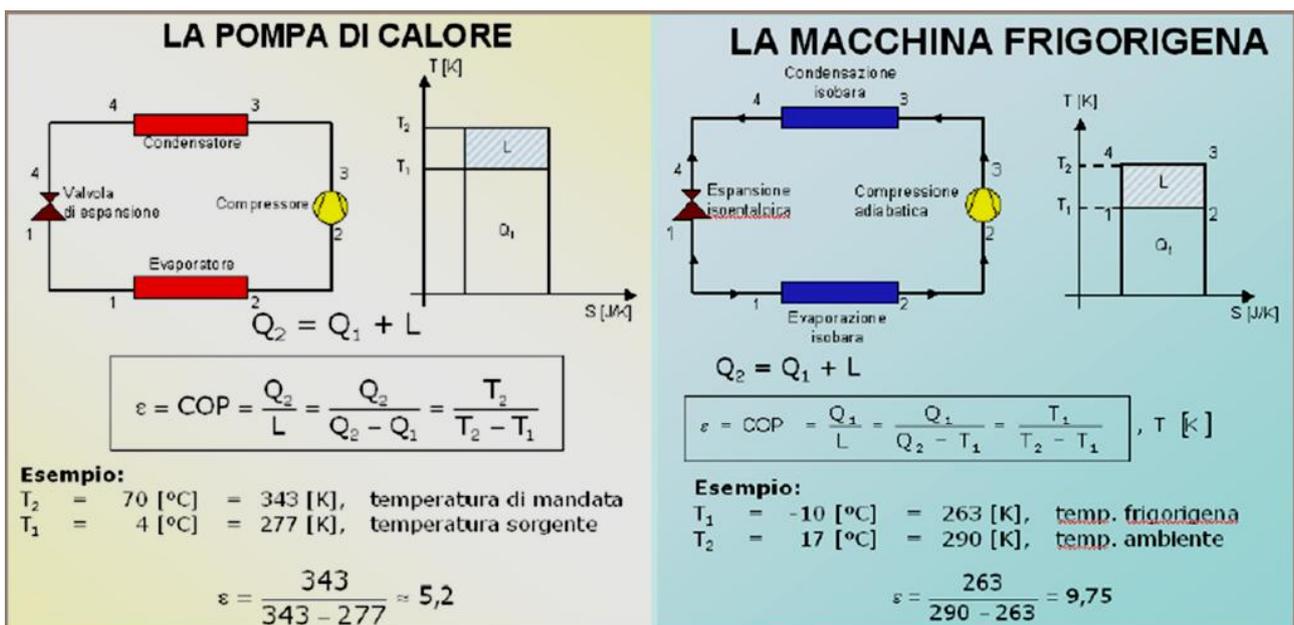


Figura 1.3 Esempio di calcolo del COP per una macchina frigorifera ed una pompa di calore

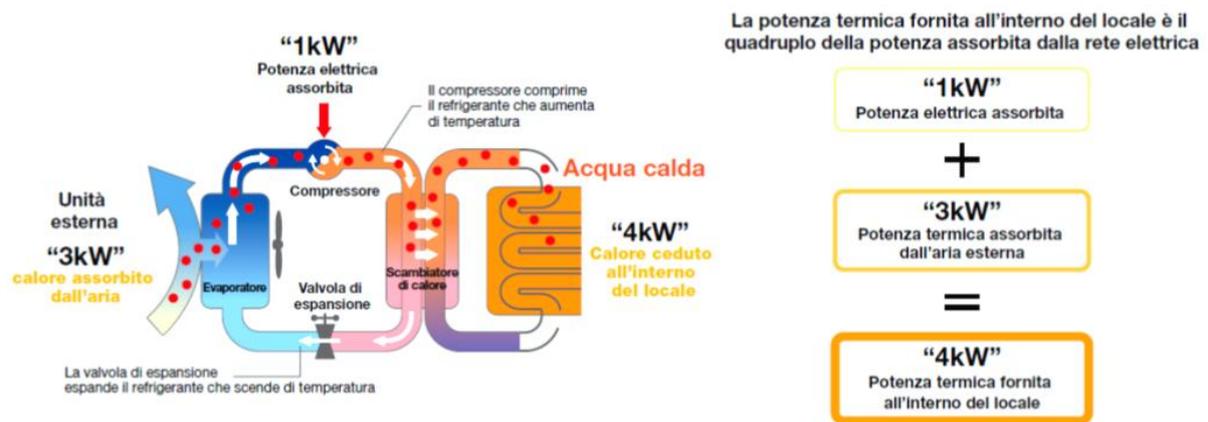


Figura 1.4 Schema semplificato e relative potenze per componente

Risulta quindi evidente l'enorme importanza del COP nello studio e nella valutazione di una PDC soprattutto nei confronti dei più classici sistemi a combustione; si deve precisare che questo valore è funzione della temperatura di evaporazione, di condensazione e di quella esterna, tuttavia questi aspetti saranno presentati in modo molto più tecnico nei prossimi capitoli.

1.3 Il concetto di energia primaria

Per definizione una fonte di energia si dice primaria quando è presente in natura e quindi non deriva dalla trasformazione di nessuna altra forma di energia, perciò si paragonano diversi sistemi di riscaldamento in funzione del consumo totale di energia primaria necessaria, nei diversi casi, a ottenere la stessa potenza riscaldante utile all'utenza finale.

Nella seguente Figura 1.5 vi è un breve riassunto intuitivo con la stima delle perdite durante il “tragitto” dalla fonte di energia sino all'utenza per ottenere in tutti i casi 100W utili; le fonti di energia considerate sono:

- riscaldamento elettrico;
- gasolio;
- gas naturale;
- PDC aria-acqua elettriche;
- PDC geotermiche elettriche;

UTILIZZO DI ENERGIA PRIMARIA

Il grafico sottostante mostra l'utilizzo dell'energia primaria nel caso di utilizzo di differenti sistemi di riscaldamento disponibili sul mercato.

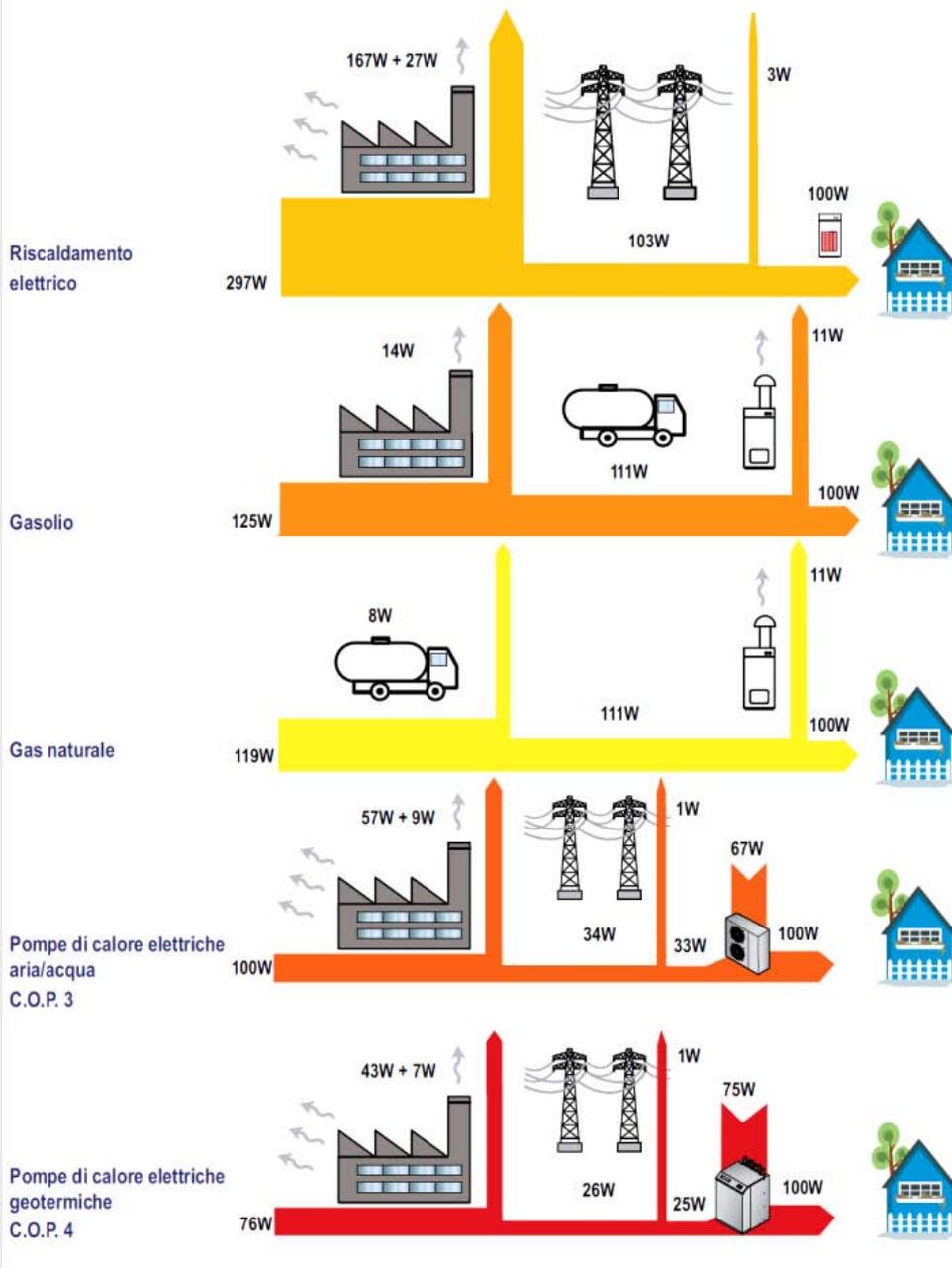


Figura 1.5 Rappresentazione dell'utilizzo delle fonti di energia

Si può quindi affermare che le PDC sono sistemi che ottimizzano lo sfruttamento dell'energia primaria in quanto:

1. riducono considerevolmente la quantità di energia necessaria;
2. riducono notevolmente l'emissione di CO₂;

Per completezza è bene sottolineare che le pompe di calore a cui facciamo riferimento sono di piccola-media taglia per uso civile e che quindi naturalmente utilizzano energia elettrica per il loro

funzionamento, la quale in Italia ha un rendimento delle rete che secondo l'ultima delibera EEN 3/08 si considera pari a 46% ed un prezzo medio molto più “stabile” se raffrontato con altre fonti di energia come il gas naturale, di seguito in Tabella 1.6 si riassume quanto detto.

Sistema di riscaldamento	Percentuale di energia primaria utilizzata
Riscaldamento elettrico	297%
Gasolio	125%
Gas naturale	120%
Pompa di calore aria-acqua	100%
Pompa di calore acqua-acqua	76%

Tabella 1.2 *Utilizzo energia primaria per differenti tipologie di riscaldamento*

1.4 Confronto con i generatori a combustione

Confrontare le PDC con i più classici generatori di calore come le caldaie “tradizionali” o a condensazione è doveroso per rendersi conto delle potenzialità e difetti di entrambi i sistemi tenendo presente che le due tecnologie possono e devono essere entrambe parti dello stesso sistema di riscaldamento per poter assicurare risparmio, affidabilità e flessibilità di funzionamento implementando il giusto alternarsi nelle varie condizioni di utilizzo.

Il paragone va fatto in termini di consumo di energia primaria e per far questo si utilizza il COP e il rendimento del sistema elettrico nazionale (in Italia è pari a circa 0.46); di seguito la Tabella 1.2 presenta i rendimenti di riferimento per le Caldaie.

	Rendimento	COP equivalente
Caldaie “tradizionali”	0.75÷0.88	1.87÷2.2
Caldaie media efficienza	0.9÷0.93	2.25÷2.32
Caldaie alta efficienza	0.93÷1.06	2.32÷2.65

Tabella 1.3 *Rendimenti e COP equivalenti per varie tipologie di caldaie (Fonte: ENEA)*

I combustibili utilizzati si suddividono in:

1. **solidi**: legna e carbone;
2. **liquidi**: olio vegetale e petrolio;
3. **gassosi**: gas metano, gpl e biogas;

In Italia il combustibile più utilizzato per il riscaldamento degli edifici soprattutto nelle città è il gas metano; secondo dati ministeriali nel 2011 il 40% dei consumi di gas metano sono attribuiti all'uso residenziale e terziario. Inoltre si stima che nell'ambito della casa, a livello nazionale, i consumi per

tipo di combustibile riguardano per circa il 70% il gas dei quali il 12% sono per la produzione di acqua calda, mentre il consumo di elettricità viene stimato circa il 18%, maggior parte dei quali per l'illuminazione. Quindi secondo queste statistiche si può facilmente affermare che è maggioritario in Italia l'utilizzo di caldaie a gas per riscaldamento e produzione di acqua calda, rispetto all'uso della pompa di calore alimentata con corrente elettrica.

Certamente è da segnalare il crescente interesse per l'utilizzo della pompa di calore, soprattutto nel caso di edifici molto isolati termicamente, ovvero che richiedono più basse temperature di esercizio, o anche per la possibile contemporanea climatizzazione invernale ed estiva. La produzione di calore con la pompa di calore viene spesso abbinata alla fonte geotermica, poichè garantisce una maggiore e costante efficienza. Bisogna anche evidenziare che l'uso del combustibile primario nella climatizzazione ha un minore impatto sul bilancio ecologico, poichè la produzione elettrica nazionale delle centrali sconta in partenza di una scarsa efficienza in fase di produzione, stimata nei casi migliori in circa il 40%, con ulteriori perdite nel trasporto tramite elettrodotti, e con forti pericoli di ricadute sulla salute dei residenti nelle aree limitrofe alle centrali, poichè i combustibili utilizzati per le turbine sono sempre più spesso carbone o anche rifiuti di vario genere. Vengono confrontati, a questo punto, i vari aspetti sulla convenienza tra i due sistemi più interessanti dal punto di vista energetico, ovvero Caldaia a condensazione e pompa di calore.

In Tabella 1.3 si evince un certo vantaggio nell'utilizzo dell'energia elettrica, in particolar modo se si ricorda che in condizioni ottimali una PDC può generare almeno 3KW termici utilizzando 1KW elettrico.

Tipo di combustibile	Costo medio [€]	Costo al [kW]	Potere calorifico	Pari a [kW]
Metano	0.85÷1 [m ³]	0.09	8500 kcal/Nmc	9.5
Gpl	1.1 [lt]	0.15	6070	7.3
Gasolio	1.1 [lt]	0.11	8250	9.6
Elettrico	0.213 [kW]	0.06	cop 3	3

Tabella 1.4 Convenienza dei diversi tipi di combustibili (Fonte INBAR Venezia)

La conclusione del ragionamento è affidata ad un confronto tra l'installazione di una caldaia a condensazione o una pompa di calore in un caso specifico di edilizia residenziale; i calcoli sono eseguiti tenendo conto di un appartamento di circa 80÷100 m², secondo tre tipologia di unità immobiliare, la prima poco isolata, la seconda mediamente, la terza secondo normative attuali (Tabelle 1.5-1.6-1.7).

Tipo generatore	Fabbisogno energetico immobiliare per tipologia generatore	Costo combustibile annuale [€]
Caldaia gas	145 [kWh/m ²]	1467
Pompa calore	93 [kWh/m ²]	877
	differenza	590 (TRI con incentivi ca. 6-7 anni)

Tabella 1.5 *Stima del costo annuale del combustibile in una casa poco isolata*
(Fonte INBAR Venezia) (TRI= tempo di ritorno investimento)

Caldaia gas	97 [kWh/m ²]	1081
Pompa calore	67 [kWh/m ²]	877
	differenza	407 (TRI con incentivi ca. 7-8 anni)

Tabella 1.5 *Stima del costo annuale del combustibile in una casa mediamente isolata*
(Fonte INBAR Venezia) (TRI= tempo di ritorno investimento)

Caldaia gas	75 [kWh/m ²]	912
Pompa calore	50 [kWh/m ²]	579
	differenza	333 (TRI con incentivi ca. 10-11 anni)

Tabella 1.6 *Stima del costo annuale del combustibile in una casa isolata con i criteri attuali*
(Fonte INBAR Venezia) (TRI= tempo di ritorno investimento)

Dai calcoli quindi si deduce che maggiore è la prestazione dell'involucro e minore è la convenienza nella scelta di prevedere la generazione di calore con la pompa di calore, la quale prevede un investimento iniziale più corposo, tuttavia come già accennato le due tecnologie sopra esposte in molti casi convivono nello stesso impianto di riscaldamento per poter avere maggiore flessibilità e convenienza in tutte le condizioni di utilizzo. In conclusione in Tabella 1.8 sono riassunti tutti gli aspetti da considerare nella scelta del sistema più idoneo al caso in analisi.

	Caldaia convenzionale	Caldaia a condensazione	Pompa di calore
Tipo di riscaldamento	Impianto di semplice utilizzo con costi iniziali limitati.	Investimento maggiore delle precedenti ma con maggior risparmio nel funzionamento.	Impianto efficiente, ecologico, che da all'edificio una classe energetica maggiore, limitando i consumi ma con un maggior investimento iniziale.
Indicato per	Tutti le tipologie di utenza	Tutti le tipologie di utenza	Tutti le tipologie di utenza
Requisiti	<ul style="list-style-type: none"> • Collegamento del gas • Impianto di scarico per i gas combustibili; • Caldaia a parete per appartamento o caldaia a basamento per casa mono/plurifamiliare. 	<ul style="list-style-type: none"> • Collegamento del gas • Impianto di scarico per i gas combustibili; • Caldaia a parete per appartamento o caldaia a basamento per casa mono/plurifamiliare. 	<ul style="list-style-type: none"> • Utenza elettrica adeguata; • Spazi adeguati all'installazione dell'unità esterna;
Vantaggi	<ul style="list-style-type: none"> • Spazio ridotto; • Investimenti limitati. 	<ul style="list-style-type: none"> • Spazio ridotto; • Investimenti limitati; • Fino all'11 % più efficiente degli apparecchi convenzionali in quanto viene sfruttata anche l'energia derivata dalla condensazione. 	<ul style="list-style-type: none"> • Indipendenza dai combustibili fossili; • Nessun deposito; • Emissioni nulle; • Elevato utilizzo energia rinnovabile; • Costi d'esercizio ridotti; • Unica macchina per riscaldamento e raffrescamento.
Ambiente	Uso dei combustibili fossili relativamente attento all'ambiente	La più attenta all'ambiente tra le macchine ad energia fossile	Massima attenzione all'ambiente sfruttando l'aria come fonte di energia
Incentivi	No	Si	Si
Integrazione	<ul style="list-style-type: none"> • Quasi sempre un'integrazione sensata per la produzione d'acqua calda sanitaria; • In edifici preesistenti e di nuova costruzione possibile come combinazione a gas o a gasolio; • Ulteriori risparmi ed incentivazioni; • Requisito ideale: un tetto orientato verso sud; 		

Tabella 1.7 *Tabella riassuntiva confronto Caldaie-PDC*

1.5 Il brinamento dell'evaporatore

L'elaborato qui esposto volge interamente allo studio delle PDC con evaporatore ad aria, a questo proposito il problema più evidente in questa tipologia di macchina è rappresentato dal notevole calo di rendimento che avviene al diminuire della temperatura esterna; tale inefficienza è dovuta in gran parte alla formazione di brina sulla superficie esterna dello scambiatore (alette e tubi) la quale oltre a diminuire lo scambio termico fluido frigorifero-aria esterna arriva a ostruire il passaggio forzato dell'aria dal ventilatore impedendo quindi il corretto funzionamento della macchina.

Da questo fenomeno nasce poi tutta l'implementazione sul funzionamento della macchina della fase di sbrinamento (defrost) la quale verrà approfondita nel prossimo capitolo; possiamo perciò parlare di processo di brinamento quando:

1. la temperatura dell'aria esterna va dai $+5^{\circ}\text{C}$ ai -15°C in quanto in questo range possiede una quantità di umidità significativa;
2. l'umidità dell'aria esterna viene considerata quando ha valori che vanno dal 65% al 100% e comunque in ogni caso non considerano percentuali minori del 55% in quanto non si presenta formazione significativa di brina;

Il processo di formazione della brina è molto complesso in quanto coinvolge effetti simultanei di trasferimento di calore e massa, la variabilità di tali processi nel tempo, genera il cambiamento di spessore del manto brinato e la contemporanea variazione delle proprietà termofisiche (densità, conduttività, porosità, ecc) e delle strutture cristalline, questo influisce sul tipo di moto dell'aria nei canali della batteria e sulle conseguenti perdite di carico. Da ciò si può ben capire che a seconda della rugosità, cambia anche la risposta dei ventilatori della macchina ed il punto di funzionamento si localizza via via sempre a portate più basse man mano che la brina fa avanzare il suo fronte; risulta chiaro che le variabili che entrano in gioco nel processo sono molte, dallo stato dell'aria (T, RH, velocità, tipo di moto, ecc) ai trattamenti superficiali dove la brina inizia a nucleare, alla localizzazione dello scambio termico ecc, in sintesi:

$$\text{"formazione brina"} = f(T_{aria}; \varphi_{aria}; T_{evaporazione}; \text{tipo di serpentina})$$

Tuttavia le varie assunzioni saranno esposte nel Capitolo 3, nel quale si presenta il modello semplificato creato; a questo punto, come suggerito in Xian-Min Guo *et al.* (2008), il processo di formazione della brina viene così diviso:

1. **Fase iniziale:** nella quale la condensa (depositata sull'area esterna dello scambiatore) brina e forma uno strato trasparente che aumenta la capacità di riscaldamento e il COP in quanto l'evaporatore passando da asciutto a bagnato ha un incremento delle prestazioni dovute alla rugosità della superficie, aumentando perciò il coefficiente di scambio (in questa fase viene

trascurata la resistenza allo scambio dovuta al ghiaccio visto lo spessore veramente piccolo di quest'ultimo) ;

vedi Figura 1.8 $a \rightarrow c$

2. **Seconda fase:** in cui cominciano a formarsi delle “colonne” di ghiaccio e dove la pressione di evaporazione e la portata d'aria si riducono leggermente grazie all'aumento dello strato di ghiaccio, perciò la capacità di riscaldamento e il COP sono leggermente influenzati dal brinamento;

vedi Figura 1.8 $d \rightarrow f$

3. **Terza fase:** in cui le colonne crescono in lunghezza e si forma il ghiaccio vero e proprio, quindi la capacità di riscaldamento e il COP si riducono rapidamente, la variazione morfologica del ghiaccio causa il rapido incremento dello spessore, diminuzione della portata, incremento della resistenza termica tra l'aria umida e superficie fredda;

vedi Figura 1.8 $g \rightarrow i$

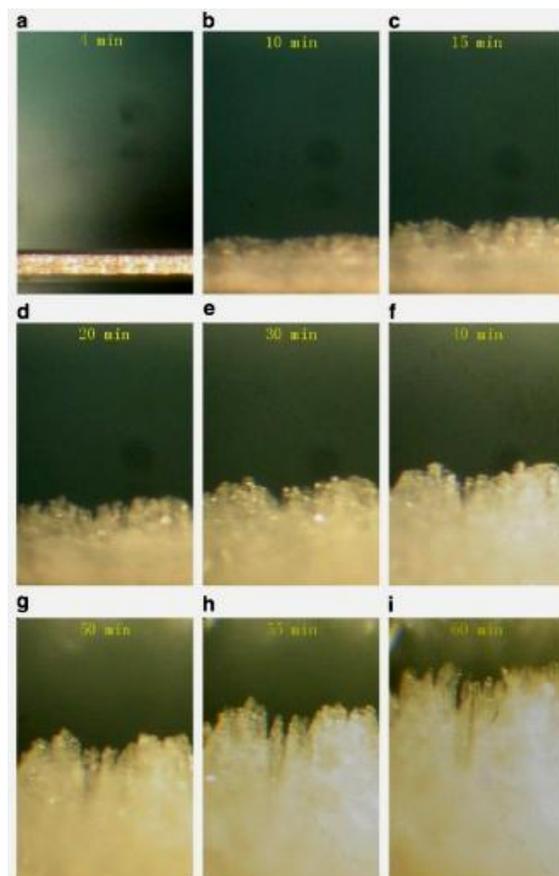


Figura 1.8 *Fasi di formazione della brina*

1.6 Il ciclo di defrosting

Il ciclo di defrosting, conosciuto anche come ciclo di sbrinamento, avviene quando le unità funzionano in riscaldamento, durante questa fase, lo scambiatore esterno opera come evaporatore per cui la sua superficie risulta ad una temperatura molto bassa, quando anche l'aria esterna è fredda (con un ΔT anche di 10°C) si ha la formazione di ghiaccio su di esso, dovuta alla presenza di umidità nell'aria esterna, e di conseguenza una riduzione dell'efficienza dello scambio termico dovuta alla capacità di isolare termicamente del ghiaccio e alla diminuzione del passo tra le alette dello scambiatore.

Tuttavia, il problema più evidente è quello di impostare la frequenza dei cicli di sbrinamento, infatti i cicli di defrosting poco frequenti portano alla formazione di grandi spessori di ghiaccio sulla batteria, peggiorando la possibilità di scambio di calore, mentre sbrinamenti troppo frequenti comportano l'immissione di acqua fredda nell'impianto ed un sicuro spreco dal punto di vista energetico. Anche la durata dello sbrinamento risulta strategica per il completo scioglimento della brina, infatti se non tutta la quantità presente sull'evaporatore viene sciolta la parte rimanente tende, con la successiva ripartenza del compressore e produzione di caldo, a solidificarsi in maniera consistente; in questo modo, nella fase di funzionamento successiva al parziale sbrinamento la brina tende a diventare più compatta. Aumentando lo strato di brina sull'evaporatore, la potenza frigorifera dell'impianto si riduce, la pressione di evaporazione del refrigerante si modifica e si possono verificare degli inconvenienti di funzionamento al compressore: per tale ragione nell'impianto va previsto con periodicità uno sbrinamento dell'evaporatore, che può essere eseguito mediante diverse modalità, a seconda della tipologia di impianto e delle diverse esigenze di conduzione. Ciascuna di tali modalità offre dei vantaggi e degli svantaggi, in termini di velocità del processo di sbrinamento, di efficacia, di consumi energetici e di costo iniziale dei dispositivi dell'impianto.

Solitamente alcuni costruttori ipotizzano 2-3 cicli di defrosting all'ora a partire dalle temperature dell'aria di $+4\div 5^{\circ}\text{C}$ in funzione dell'umidità presente; il risultato che si prefigge questo modello sarà quello di poter dare una stima anche di questi valori con una certa rapidità per poter quindi avere una maggiore conoscenza del funzionamento della pompa di calore in condizioni critiche. In Figura 1.9 sono accostate le foto di un particolare dello stesso scambiatore di calore prima e dopo il brinamento, balza subito all'occhio come il passo tra le alette si sia notevolmente ridotto e come quindi per il ventilatore assiale accoppiato a tale evaporatore sia impossibile permettere il corretto passaggio della portata d'aria necessaria allo scambio termico di progetto.

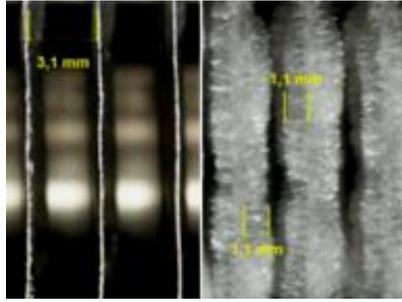


Figura 1.9 Particolare di uno scambiatore in condizioni ideali e di presenza di brina

1.6.1 Inefficienza dovuta al defrosting

Indipendentemente dal metodo con cui si esegue il defrosting esso rappresenta una buona parte dell'inefficienza delle pompe di calore a basse temperature dell'aria esterna, in quanto durante questo ciclo:

1. il ventilatore assiale dell'evaporatore viene fermato;
2. la pompa di calore cessa di funzionare normalmente;
3. il sistema di riscaldamento viene fermato;
4. l'evaporatore per forza di cose si riscalda;

Da catalogo si possono trovare alcune stime riguardanti resa e consumi delle macchine in studio durante il funzionamento in condizioni critiche:

1. ogni defrosting, a parità di energia elettrica assorbita, comporta una perdita di resa di circa il 10%;
2. il consumo elettrico aumenta del 20÷30% rispetto ai valori dichiarati da catalogo;

queste ultime stime saranno oggetto di studio nei prossimi capitoli per poter dare, a seconda del caso in questione, stime molto più precise e contestualizzate; tuttavia per avere un'idea più realistica della perdita di efficienza e quindi della diminuzione del COP delle pompe di calore con evaporatore ad aria utilizzate con temperature esterne minori di 5°C si allega in seguito in Figura 1.5 un grafico che rappresenta:

1. linea **blu**: evidenzia come la potenza termica richiesta dall'edificio diminuisca all'aumentare della temperatura esterna;
2. linea **rossa**: la potenza resa da una pompa di calore ON/OFF, la quale aumenta all'aumentare della temperatura esterna;

Prima del punto di intersezione, la potenza resa è inferiore a quello richiesta dall'edificio, sarà quindi necessario un sistema di riscaldamento ad integrazione (es: caldaia murale); mentre oltre tale

punto di intersezione la potenza resa dalla pompa di calore sarà maggiore di quella necessaria a soddisfare l'utenza perciò si avrà un funzionamento discontinuo della macchina.

Si deve precisare che il grafico allegato in seguito in quanto a valori si riferisce ad una macchina scelta a catalogo, tuttavia l'andamento delle potenze risulta simile indipendentemente dall'ordine di grandezza dei dati considerati.

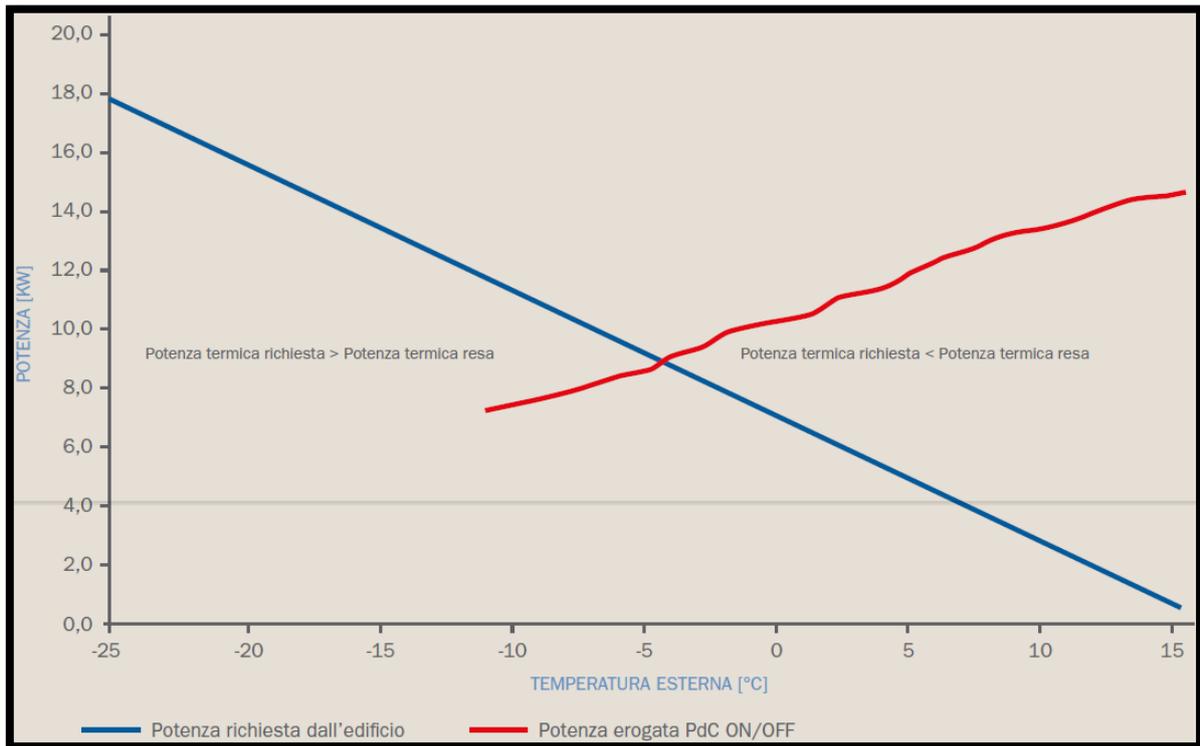


Figura 1.10 *Andamento potenza richiesta dall'utenza e fornita dalla pompa di calore*

Capitolo 2

Il defrost

Il ciclo di defrosting verrà presentato in tutti i suoi aspetti in questo capitolo partendo dai metodi di esecuzione sino ad arrivare a risultati sperimentali e modelli matematici già in uso.

2.1 Metodi utilizzati

In questo paragrafo verranno esposti sia i metodi implementati nelle PDC per attuare al momento più opportuno il ciclo di sbrinamento sia successivamente le varie operazioni che, a seconda del costruttore, si compiono per eliminare completamente la brina formatasi sulla superficie esterna dell'evaporatore.

2.1.1 Metodi utilizzati per individuare l'inizio del ciclo di sbrinamento

Nell'industria i programmi implementati per individuare il momento più opportuno per l'inizio del ciclo di sbrinamento sono diversificati a seconda della taglia della macchina in considerazione e del costo finale; possiamo così riassumerli:

1. **Temporizzato:** se la temperatura dell'aria esterna è minore di un valore prefissato la macchina di default procederà ad avviare il ciclo con cadenza prefissata;
2. **In base a T_{ext} , $RH\%_{ext}$ e T_{wall} :** in questo caso la macchina conoscendo temperatura, umidità relativa dell'aria esterna e la temperatura di parete dell'evaporatore stima il tempo dopo il quale il funzionamento subirebbe un decremento troppo elevato di efficienza;
3. **In base alla potenza dell'evaporatore:** quando il funzionamento non è influenzato dalla presenza di brina l'evaporatore fornirà una certa potenza legata alla differenza di temperatura tra T_{ext} e T_{wall} , ecco quindi che basterà porre una soglia di resa minima accettabile per trovare il momento esatto di inizio sbrinamento.

2.1.2 Metodi utilizzati per procedere allo sbrinamento

Per quanto riguarda le tecniche utilizzate per eseguire lo sbrinamento, come prima anch'esse si distinguono a seconda di taglia e costo della macchina considerata, e si dividono in:

1. **fermo della macchina:** per temperature esterne $T_{ext} \approx 2-3^{\circ}C$ può essere sufficiente interrompere il funzionamento della macchina per un prefissato periodo;

2. **elettrico**: in questo caso si prevede l'uso di una resistenza elettrica la quale (a macchina spenta) apporta calore allo scambiatore sino alla completa eliminazione della brina;
3. **inversione di ciclo**: è un metodo molto diffuso che prevede l'inversione di funzionamento del ciclo e perciò il condensatore diventa evaporatore e viceversa, gli svantaggi sono sostanzialmente due: 1- il compressore risulta più sfruttato molto visti i cambiamenti di pressione e i problemi di raffreddamento; 2- si preleva calore dal mezzo da riscaldare;
4. **by-pass**: per non creare problemi al compressore si adotta questa alternativa del tutto simile alla precedente;
5. **accumulo inerziale**: nel caso di pompa di calore acqua-aria in presenza di un accumulo inerziale è possibile sfruttare quest'ultimo per attuare lo sbrinamento;

Per completezza di seguito nel diagramma di flusso di Figura 2.1 si raggruppano i vari metodi evidenziandone vantaggi e svantaggi.

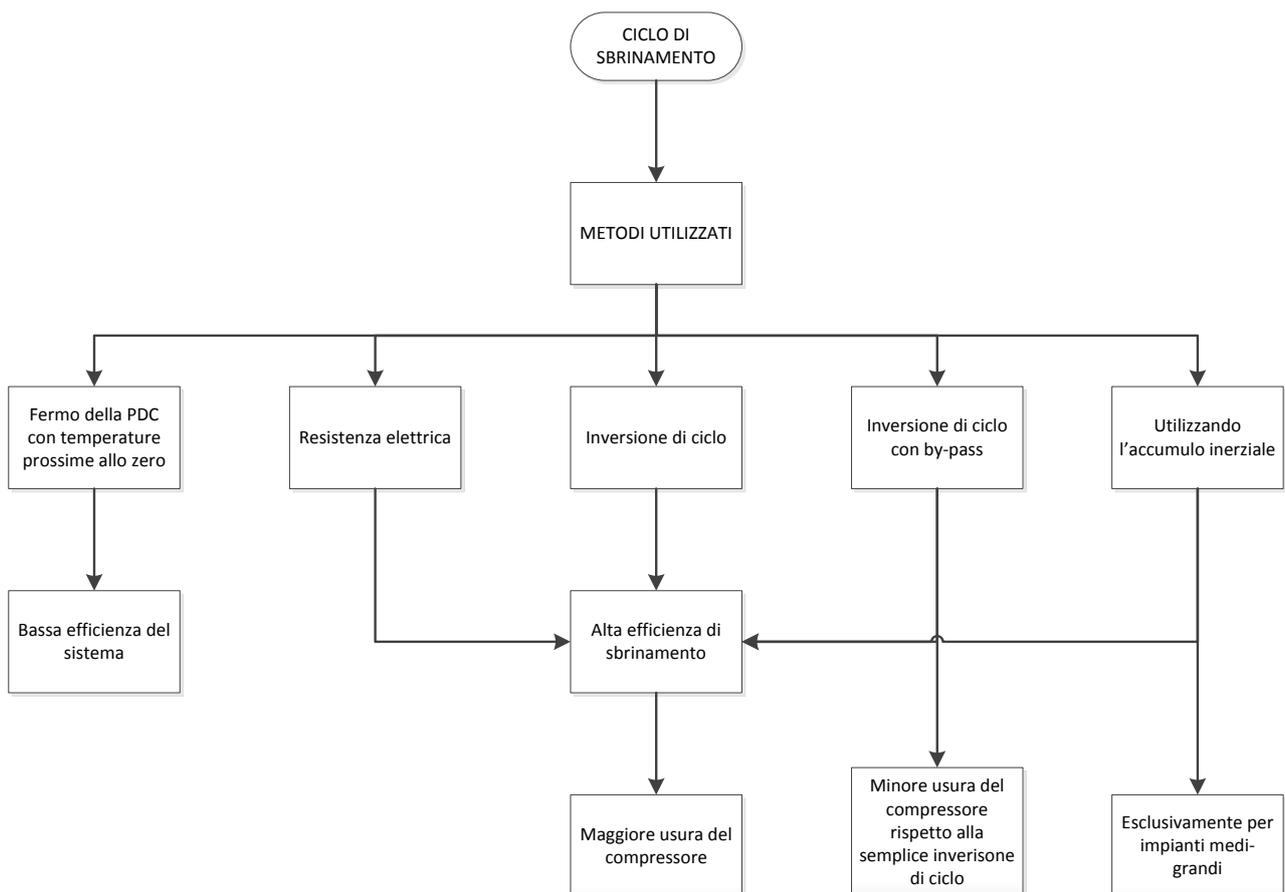


Figura 2.1 Diagramma di flusso riassuntivo caratteristiche metodi usati per il ciclo di sbrinamento

2.2 Gli studi in letteratura

Si possono quindi esporre alcuni studi presenti in letteratura, volti a fornire un'indicazione circa i valori dei dati prestazionali più importanti che si riscontrano nello studio del brinamento e successivo defrosting delle PDC con evaporatore esterno a tubi alettati.

1. M. Albert *et al.* (2008)

PREDICTION OF ICE AND FROST FORMATION IN THE FIN TUBE EVAPORATORS FOR AIR/WATER HEAT PUMPS

Questo articolo presenta uno studio empirico specifico circa la formazione di brina sull'evaporatore delle PDC aria-acqua, ed inoltre propone relazioni empiriche per il calcolo dello spessore di ghiaccio formatosi in funzione della massa su mq; il testo espone il problema partendo dal modello teorico sino ad arrivare ai dati finali empirici:

Principio fisico: in Figura 2.2 viene schematizzato lo scambio termico e le relative variazioni dei parametri in gioco quali temperatura, umidità specifica e scambio di calore in un tratto infinitesimale di superficie esterna di scambio dell'evaporatore. Il calore totale scambiato è la somma di 2 valori, il primo detto “ dQ_s ” è la quota parte dovuta alla convezione il secondo “ dQ_l ” è il calore latente di condensazione o solidificazione.

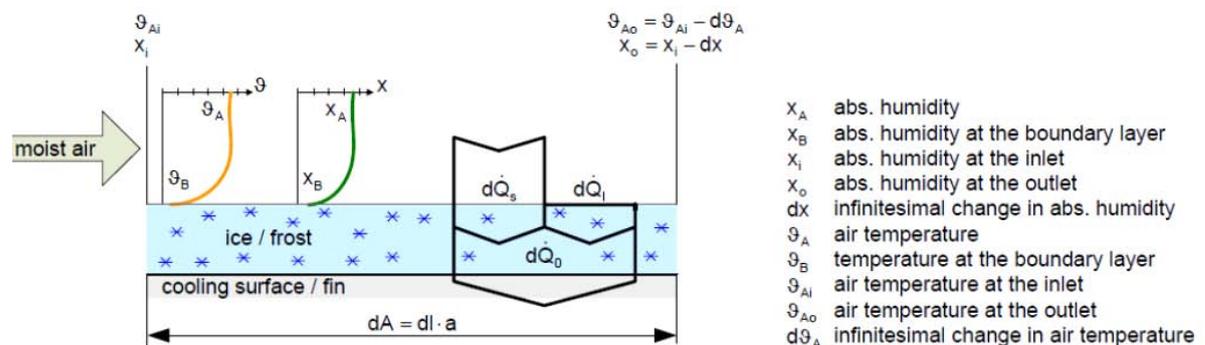


Figura 2.2 Superficie di scambio Alette-ghiaccio di lunghezza infinitesimale

Risultati sperimentali: come già accennato l'articolo qui riassunto tratta l'esposizione di misure sperimentali, in Figura 2.3 si evidenzia in modo molto chiaro l'andamento dello spessore di ghiaccio presente in funzione della massa di ghiaccio totale su mq; questo grafico oltre ad essere di facile interpretazione risulta oltretutto molto utile per capire con che valori stiamo lavorando e quindi ci aiuta a valutare i risultati del modello semplificato che questa tesi si propone di illustrare. Inoltre in Figura 2.4 sono riassunte le varie formule sperimentali ricavate per calcolare lo spessore di ghiaccio che si forma sulla superficie

esterna dell'evaporatore in funzione della temperatura di parete; molto intuitive risultano le immagini che forniscono un'idea su come varia l'aspetto dello scambiatore con l'aumento del brinamento.

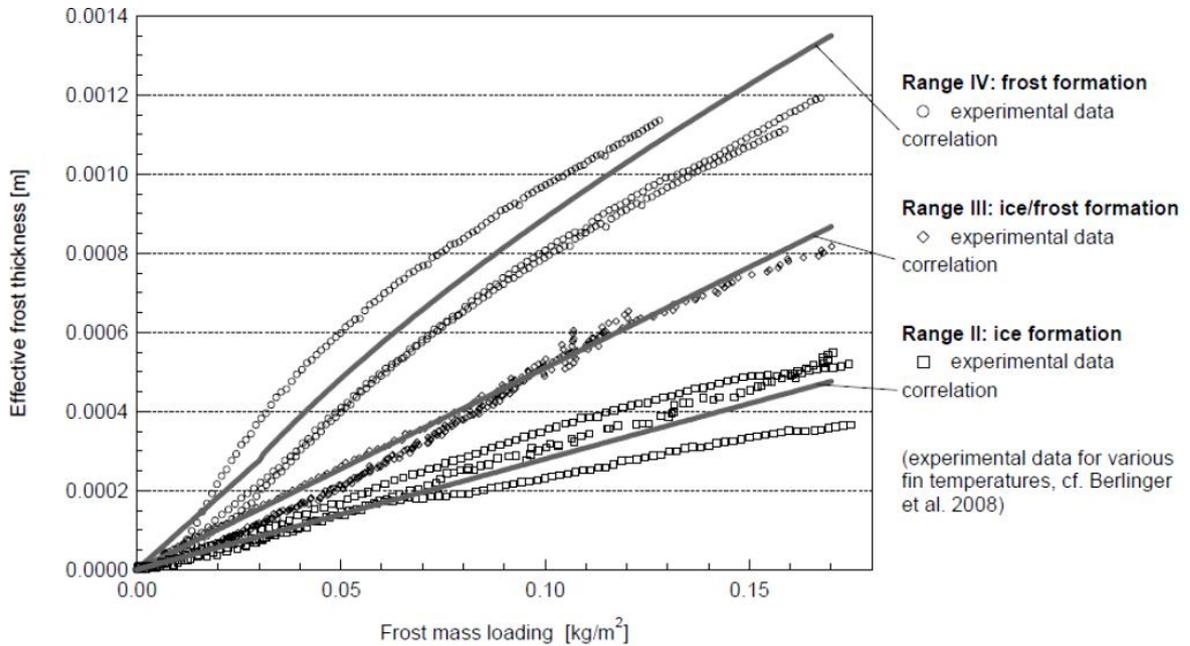


Figura 2.3 Spessore di ghiaccio effettivo in funzione della massa di ghiaccio su mq per differenti temperature di parete

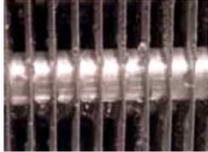
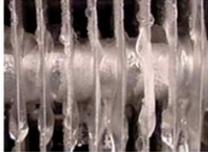
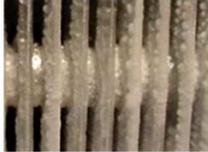
Range	ϑ_{Fin}	Correlation	Illustration
I Condensate formation	$> -3^{\circ}\text{C}$	$\frac{\Delta p_C}{[\text{Pa}]} = \frac{\Delta p_0}{[\text{Pa}]} \cdot \left(1 + 7.2 \cdot \frac{m_{aC}}{[\text{kgm}^{-2}]} \right)$	
II Ice formation	$-4.1 \dots -3^{\circ}\text{C}$	$\frac{\delta_F}{[\text{m}]} = 0.0028 \cdot \frac{m_{aF}}{[\text{kgm}^{-2}]}$	
III Ice/frost formation	$-5.5 \dots -4.1^{\circ}\text{C}$	$\frac{\delta_F}{[\text{m}]} = 0.0051 \cdot \frac{m_{aF}}{[\text{kgm}^{-2}]}$	
IV Frost formation	$< -5.5^{\circ}\text{C}$	For $m_{aF} \leq 0.03 \text{ kgm}^{-2}$ $\frac{\delta_F}{[\text{m}]} = 0.0092 \cdot \frac{m_{aF}}{[\text{kgm}^{-2}]}$ For $m_{aF} > 0.03 \text{ kgm}^{-2}$ $\frac{\delta_F}{[\text{m}]} = 0.0051 \cdot \frac{m_{aF}^{0.65}}{[\text{kgm}^{-2}]} - 0.0002$	

Figura 2.4 Relazioni empiriche circa il calcolo dello spessore di ghiaccio in funzione della temperatura di parete dell'evaporatore

Un altro parametro molto utile nello studio del funzionamento delle PDC in “condizioni critiche” è la perdita di carico lato aria risultante dallo spessore di ghiaccio che si viene a formare; questo dato deve essere il più preciso possibile in quanto i ventilatori assiali utilizzati in queste applicazioni, avendo poca prevalenza, risentono molto anche di piccole variazioni del ΔP al quale sono sottoposti. A questo proposito nella seguente Figura 2.4 vengono presentate sia le curve relative alla simulazione teorica sia quelle dei dati sperimentali.

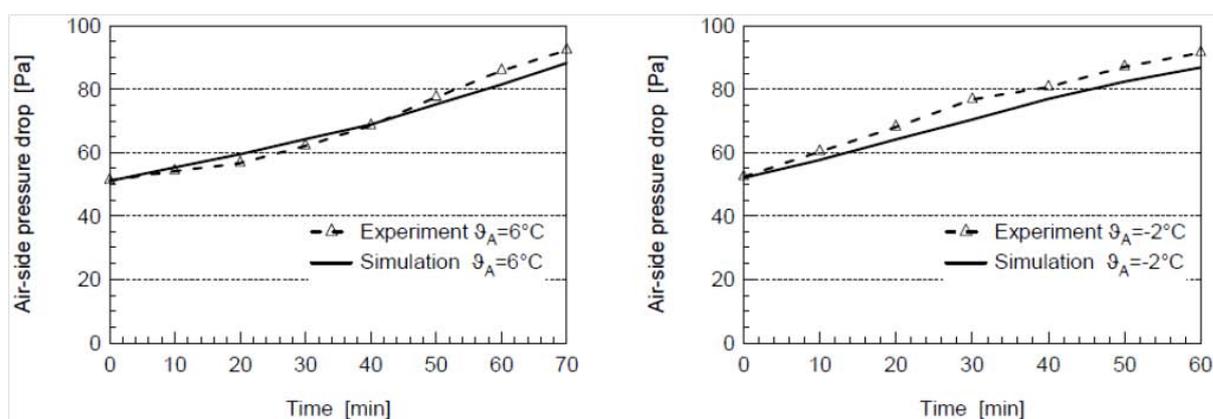


Figura 2.4 Perdita di carico dell'aria in ingresso all'evaporatore con temperature di 6 e -2°C e 80RH%

2. Zhiqiang Liu *et al.*

DYNAMIC SIMULATION OF AIR-SOURCE HEAT PUMP DURING HOT-GAS DEFROST

Questo articolo presenta una simulazione circa il caso di sbrinamento dell'evaporatore tramite iniezione di gas caldo, ovvero inversione di ciclo; questo processo come già detto inverte la funzione degli scambiatori. Il modello sarà quindi validato da risultati sperimentali allegati in seguito; per quanto riguarda l'interesse del nostro studio ci focalizzeremo sui valori ottenuti da questi studiosi più che sul modello teorico in sé in quanto sono i risultati ottenuti in laboratorio che ci serviranno alla validazione del nostro “Modello semplificato”.

Validazione del modello: la validazione del modello viene fatta con prove sperimentali in camera climatica utilizzando una pompa di calore aria-aria con compressore di capacità nominale 0.88KW e un data logger per l'acquisizione e la registrazione di risultati ottenuti in modo da poter essere graficati e posti a confronto con quelli del modello matematico, in Figura 2.5 si schematizzano i componenti della PDC.

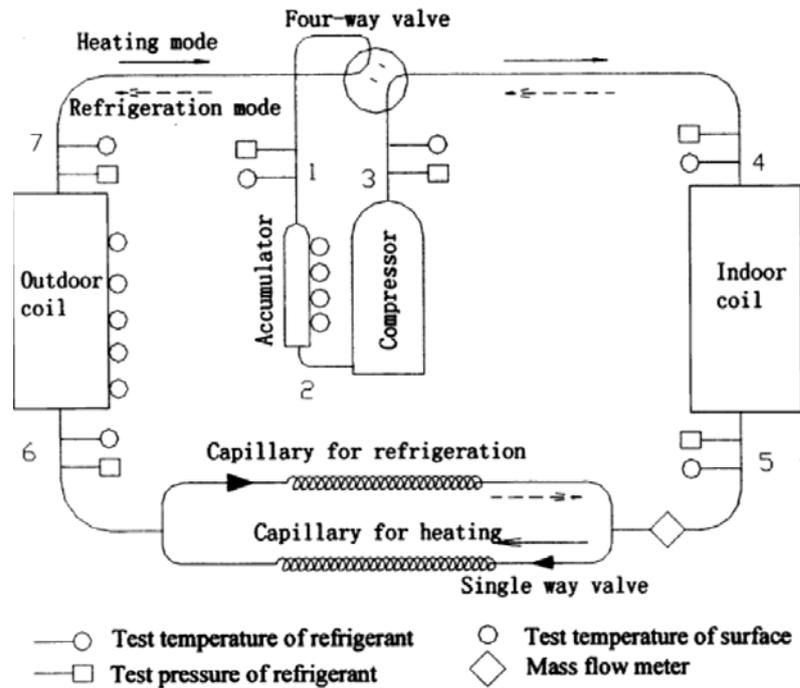


Figura 2.5 Schema semplificato PDC utilizzata

La procedura di validazione con prove sperimentali viene effettuata in camera climatica per poter controllare temperatura e relativa umidità relativa, in particolare la temperatura di ingresso all'evaporatore dell'aria è di 2°C mentre quella al condensatore di 21°C inoltre il defrost parte con controllo manuale quando la portata del ventilatore è di 800m³/h.

Osservazioni sui risultati ottenuti:

Pressioni del compressore: in Figura 2.6 si evidenziano le variazioni di pressione alla mandata e all'aspirazione del compressore, in particolare si nota il forte abbassamento della pressione di mandata non appena iniziato il ciclo di defrost, questo è dovuto all'inversione del ciclo di funzionamento della PDC.

Temperature all'evaporatore: in Figura 2.7 le temperature di ingresso ed uscita dell'aria esterna all'evaporatore mostrano chiaramente, dato il forte incremento della temperatura in uscita, che l'evaporatore in questa fase funge da condensatore aumentando quindi notevolmente di temperatura per raggiungere l'obiettivo di sciogliere tutto il ghiaccio formatosi precedentemente.

Assorbimento del compressore: in Figura 2.8 l'assorbimento del compressore evidenzia la fase di femo dovuta all'inversione dell'impianto tramite la valvola a 4 vie e il successivo incremento per portare i 2 rami del circuito alle pressioni di "bassa" e di "alta". Si precisa che durante il ciclo di defrosti ventilatori presenti all'evaporatore e al condensatore sono spenti, rispettivamente per agevolare il processo di sbrinamento e per non peggiorare ulteriormente le condizioni interne all'utenza.

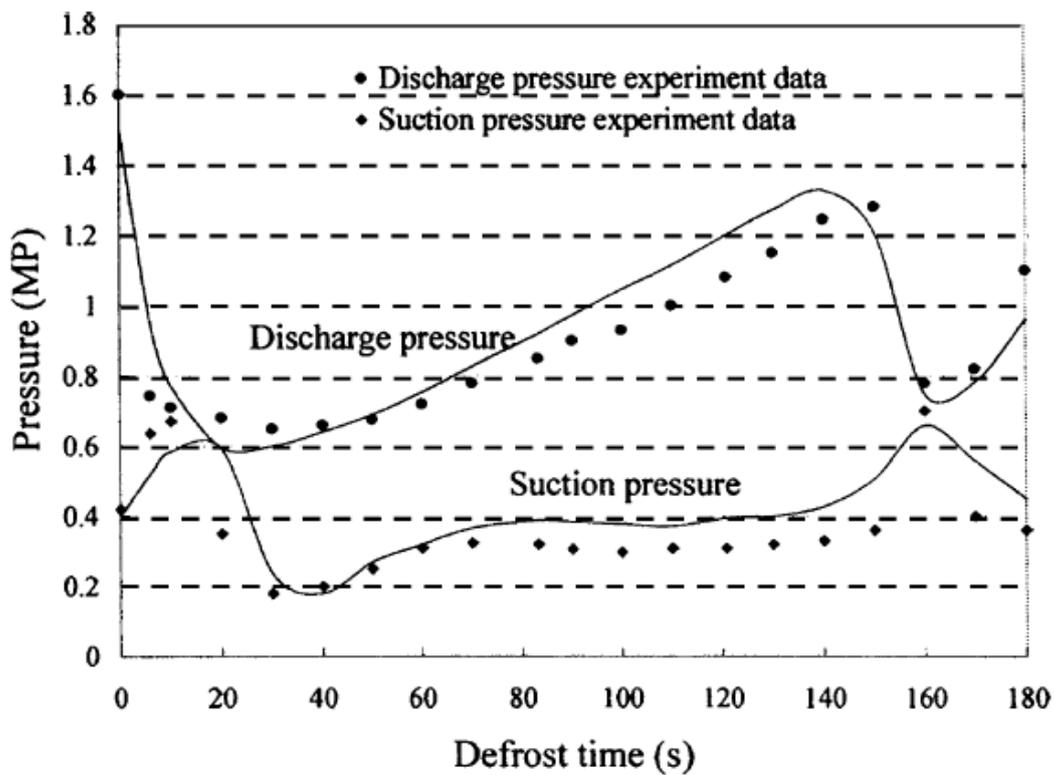


Figura 2.6 Pressioni di mandata e aspirazione del compressore in funzione del tempo di defrost

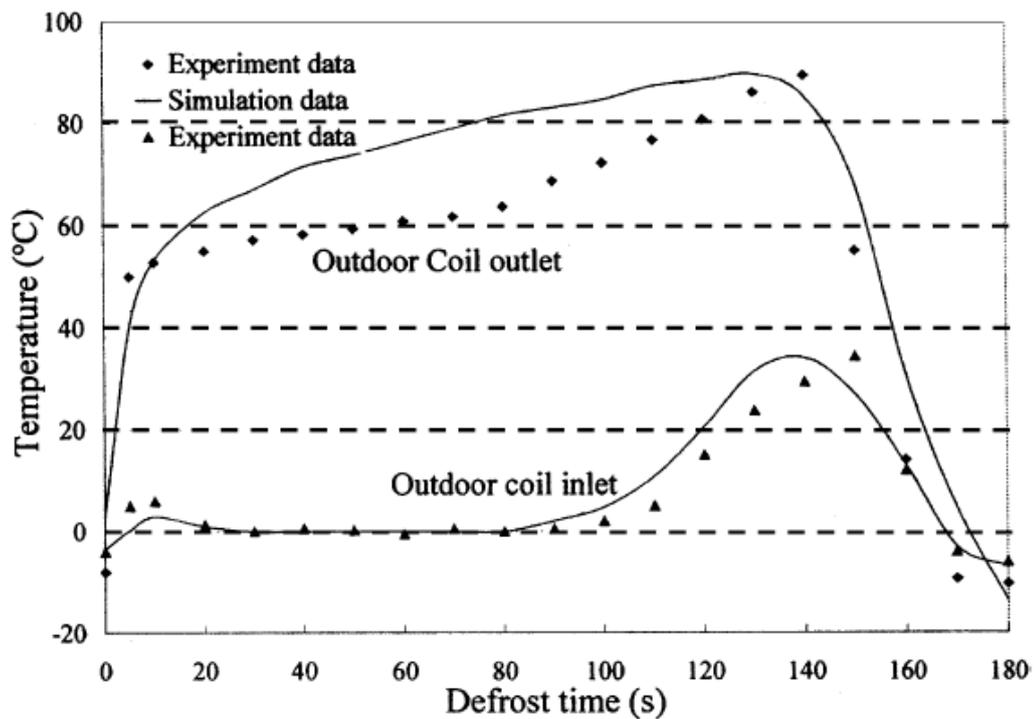


Figura 2.7 Temperature di ingresso ed uscita dall'evaporatore

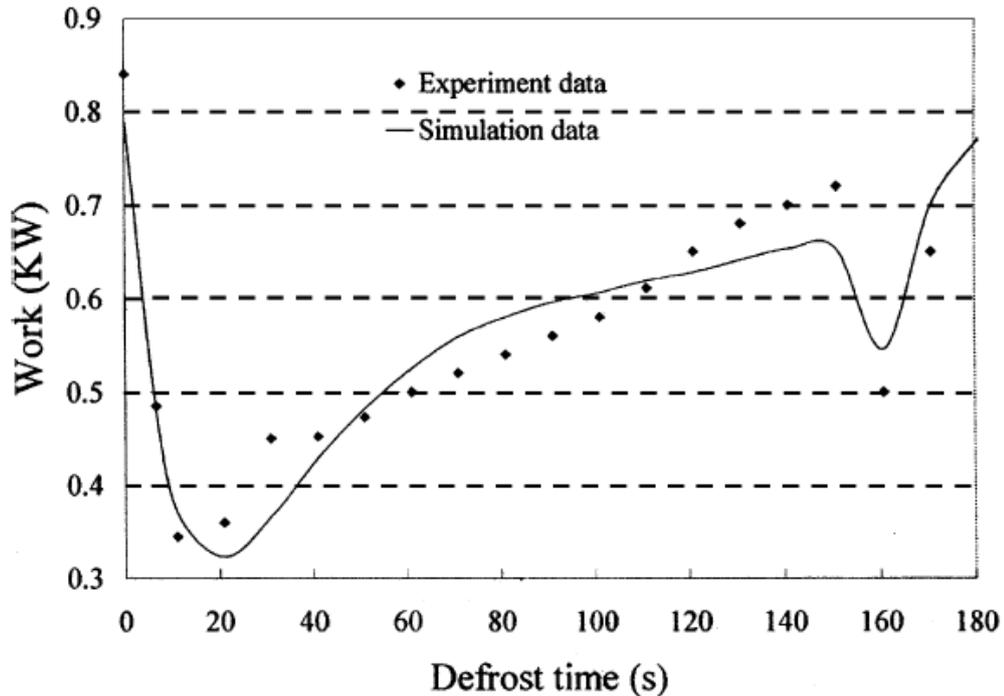


Figura 2.8 Assorbimento al compressore durante il Defrost

3. Jeng-Min Huang *et al.*

THE EFFECTS OF FROST THICKNESS ON THE HEAT TRANSFER OF FINNED TUBE HEAT EXCHANGER SUBJECT TO THE COMBINED INFLUENCE OF FAN TYPES

Questo articolo rappresenta un ottimo esempio di studio complessivo dei “sistema evaporatore-ventilatore” in quanto è un testo sintetico ma che riesce a toccare tutti i punti più importanti a livello sperimentale.

Dal punto di vista pratico viene utilizzato uno scambiatore a quattro ranghi del quale si possono variare a piacimento:

- Portata volumetrica in ingresso allo scambiatore;
- La Temperatura e l’umidità relativa dell’aria in ingresso all’evaporatore;

Tutto questo per poter simulare qualsiasi condizione di funzionamento, tuttavia si agisce anche sulla temperatura di parete dell’evaporatore per far sì che ci si trovi al di sotto della temperatura di rugiada nelle condizioni dell’aria considerata in modo tale da trovarsi nelle condizioni di formazione di brina.

Le assunzioni più rilevanti che si trovano nell'articolo in questione sono:

- La portata d'aria e le condizioni dell'aria non variano durante la prova;
- Lo strato di brina che si viene a creare sulla superficie esterna dello scambiatore viene considerata omogenea per semplificare il modello;
- Il processo di formazione della brina viene considerato quasi-statico;

Per quanto concerne i ventilatori in Figura 2.9 vengono presentate due curve rispettivamente di un ventilatore assiale e di uno centrifugo; si nota come il centrifugo riesca ad offrire una prevalenza in media più elevata, a parità di portata, rispetto all'assiale e quindi risentirà in maniera minore della presenza di ghiaccio sull'evaporatore. Si deve precisare che solitamente nelle sezioni esterne delle PDC i ventilatore utilizzati sono quasi sempre di tipo assiale, anche per una questione di ingombri, tuttavia nelle PDC di recente fabbricazione si utilizzano anche i centrifughi.

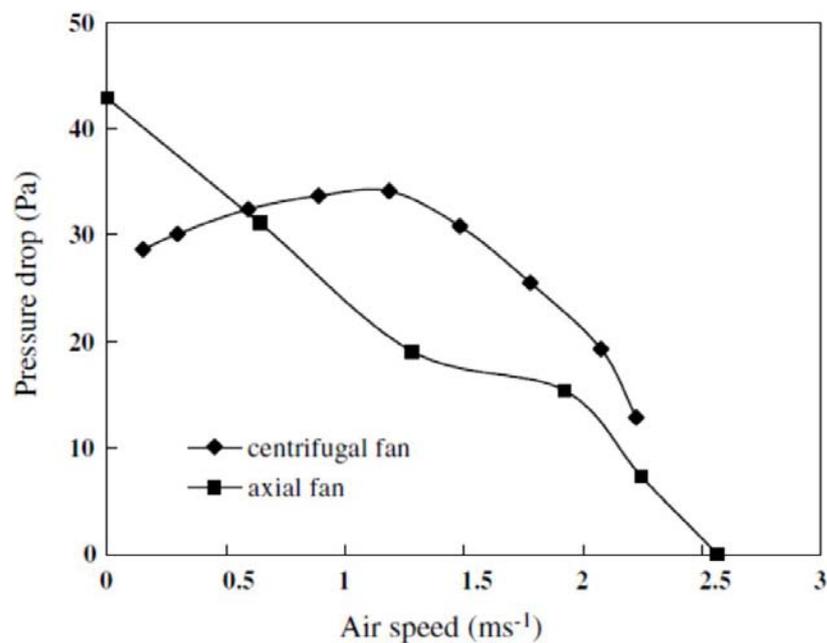


Figura 2.9 Esempio di caratteristiche di un ventilatore assiale e di uno centrifugo

Ora andiamo ad analizzare i risultati ottenuti tramite alcuni grafici molto interessanti allegati all'articolo, cominciamo dalla Figura 2.10 nella quale si mostra l'andamento del calore scambiato in funzione di:

- Spessore di ghiaccio;
- Passo tra le alette;
- Conduttività termica;

Risulta evidente come le curve riferite ad un passo tra le alette e ad una conduttività maggiori offrano maggiori prestazioni e quindi maggiore calore scambiato rispetto alle altre in quanto:

- Maggiore è il passo tra le alette e minore sarà l'influenza del ghiaccio circa la portata di aria prodotta dal ventilatore;

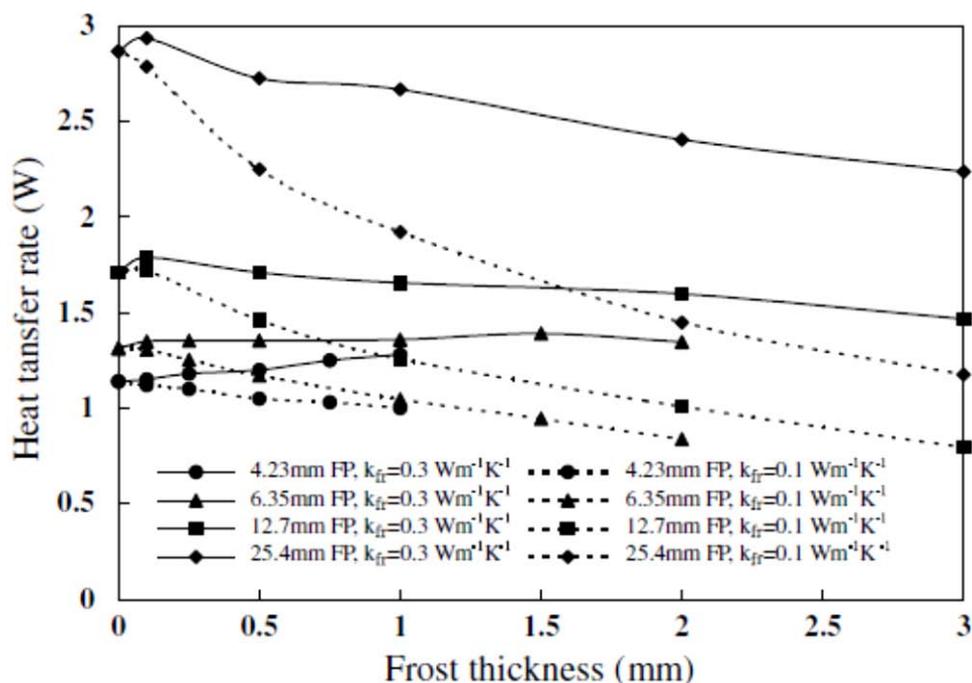


Figura 2.10 Calore scambiato in funzione: dello spessore di ghiaccio, passo delle alette e conduttività termica

Riprendiamo ora quanto accennato prima sulle tipologie di ventilatori, aiutandoci con il grafico di Figura 2.11 è facile riscontrare quanto detto prima, ovvero che un ventilatore assiale ed uno centrifugo di prestazioni paragonabili rispondono in maniera abbastanza diversa alla presenza di ghiaccio in quanto per una data portata che si ha in assenza di ghiaccio con entrambe le tipologie si avranno, in seguito alla formazine di brina, prestazioni migliori con i centrifughi vista la maggiore prevalenza che riescono a produrre. Perciò a parità di brina avremo una portata maggiore e quindi uno scambio termico maggiore con i ventilatori centrifughi; a sostegno di quanto detto in Figura 2.12 si rappresentano le curve caratteristiche dei due ventilatori già visti ma inoltre vi sono le curve caratteristiche delle perdite di carico dello scambiatore considerato e quindi dall'intersezione delle curve si ricava il punto di funzionamento dei ventilatori. Il grafico ha una serie di curve riguardanti le perdite che aumentano all'aumentare dello spessore di ghiaccio evidenziando in modo netto le migliori prestazioni dei ventilatori di tipo centrifugo.

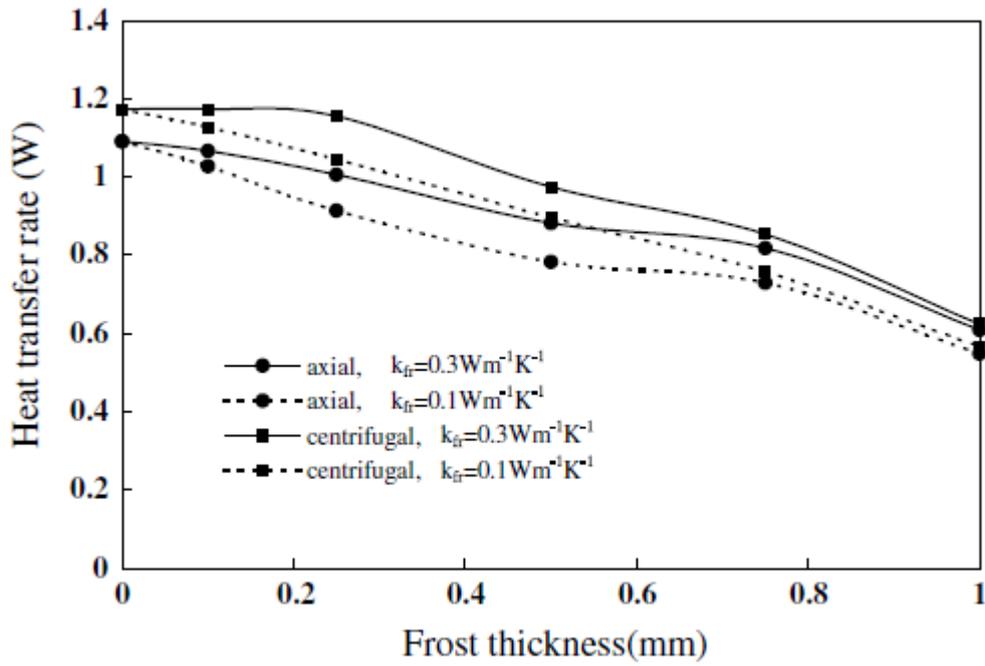


Figura 2.11 Confronto sul calore scambiato tra ventilatori centrifughi e assiali

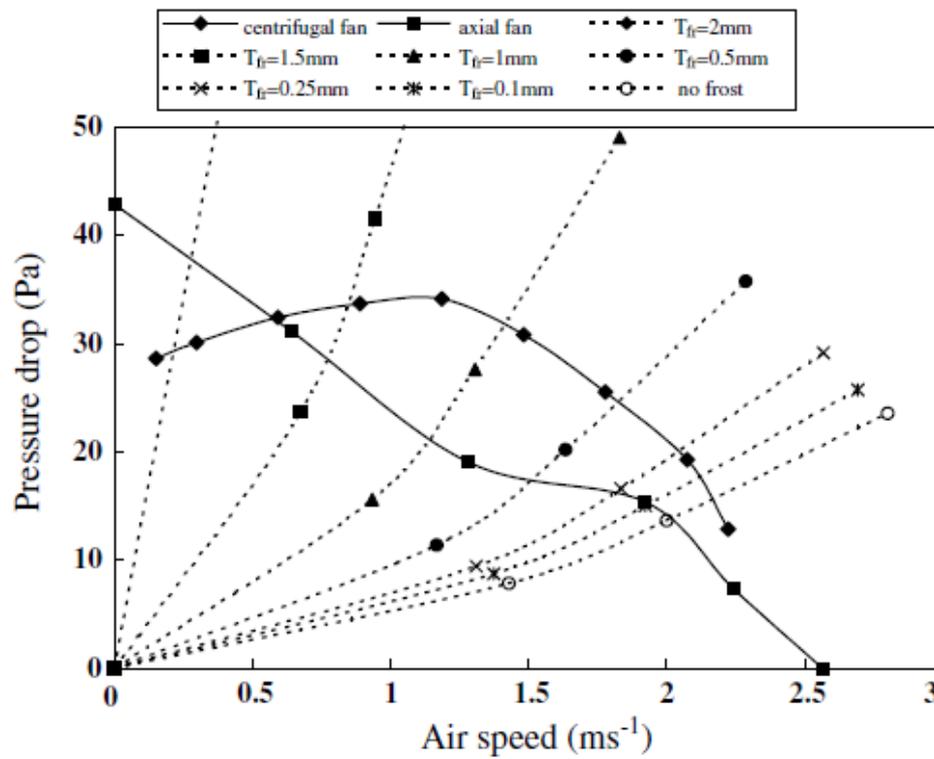


Figura 2.12 Punto di funzionamento al variare dello spessore di ghiaccio

4. Da Silva 2012

FROST FORMATION ON FAN-SUPPLIED TUBE-FIN EVAPORATORS: A VISUAL AND NUMERICAL ANALYSIS

La pubblicazione che sta per essere presentata propone due approcci, uno sperimentale ed uno matematico per lo studio del brinamento dell'evaporatore ad aria delle PDC.

Modello sperimentale: l'apparato sperimentale e lo scambiatore utilizzato sono rappresentati in Figura 2.13, sostanzialmente le prove sono eseguite in un "tunnel a circuito chiuso" dove si fissa l'evaporatore; i parametri variabili a piacimento sono:

- Temperatura dell'aria;
- Umidità relativa dell'aria;
- Portata d'aria;

Inoltre è possibile, tramite una fotocamera, installata opportunamente in prossimità dell'evaporatore fotografare la progressiva formazione della brina a prefissati intervalli di tempo in modo tale da monitorare l'aumentare dello spessore di quest'ultima.

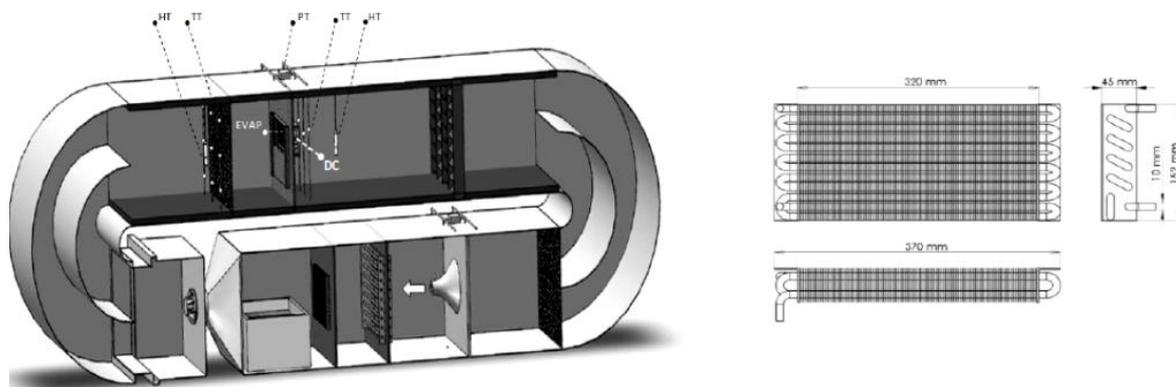


Figura 2.13 Apparato sperimentale

In sintesi nella seguente Tabella 2.1 si riassumono le condizioni dei quattro test presentati in questa trattazione, di particolare interesse nell'ultima colonna la differenza tra la temperatura di parete e quella di rugiada, parametro fondamentale al fine della formzione di brina.

Test	T1 [°C]	RH%1	Ts [°C]	Ts-Tdew,1 [°C]
1	7.0	85	-10.0	14.5
2	2.5	85	-10.0	10.0
3	2.5	74	-5.0	5.0
4	7.0	85	-3.0	7.5

Tabella 2.1 Specifiche test sperimentali

Modello matematico: a questo punto ci limiteremo a presentare le condizioni poste al fine di implementare questo modello analitico senza inoltrarci nella trattazione matematica vera e propria; per cominciare si considerano i ranghi dell'evaporatore come volume di controllo del processo studiato mentre le assunzioni sono:

- I processi di formazione della massa di ghiaccio e del calore trasferito sono assunti quasi statici;
- Lo spessore di ghiaccio e la sua temperatura vengono considerati uniformi su tutta la superficie;
- L'analogia tra calore e massa è adottata per calcolare il coefficiente di massa di convezione;
- Le proprietà dell'aria vengono considerate uniformi sia all'entrata che all'uscita dell'evaporatore;

Per quanto riguarda le perdite di carico dell'evaporatore oltre ad utilizzare una "classica" formula per la stima si usa anche un polinomio tratto da dati reali per stimare l'evoluzione della portata del ventilatore assiale all'aumentare della perdita di carico.

Risultati: in prima battuta l'articolo presenta, in Figura 2.14, il rapporto tra la massa di ghiaccio formatasi e la relativa perdita di pressione a due differenti temperature di sottoraffreddamento, di grande interesse a destra della figura la comparazione delle relative foto dello spessore di brina dove si osserva immediatamente i picchi che raggiunge la brina al diminuire della temperatura di parete.

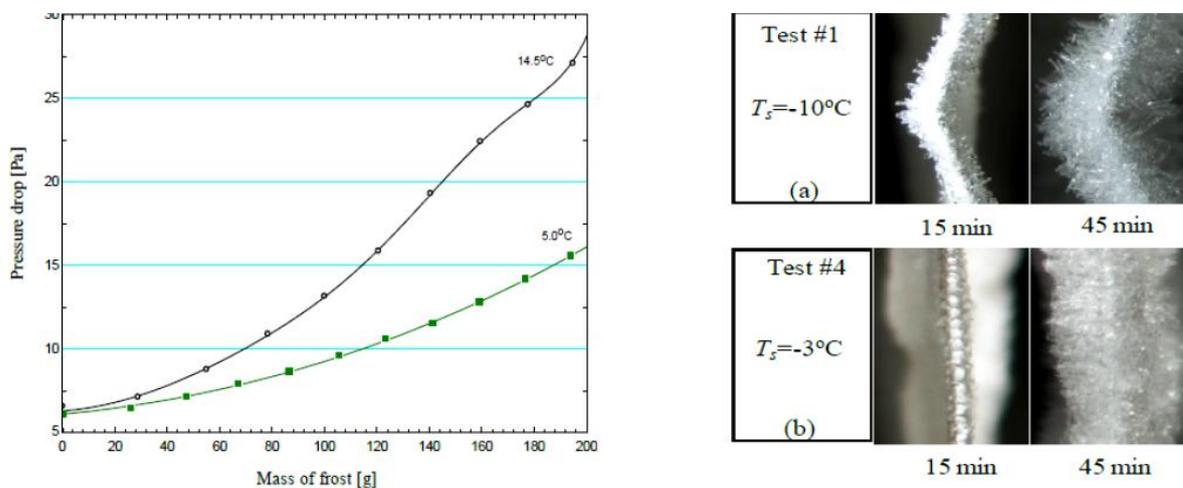


Figura 2.14 Rapporto massa di ghiaccio-perdita di pressione per differenti temperature di sottoraffreddamento

Nella Figura 2.15 sono confrontati i due approcci utilizzati ovvero quello sperimentale e quello matematico; di particolare interesse è osservare come per quanto concerne i valori di massa di ghiaccio totale gli approcci praticamente convergono allo stesso risultato mentre nella valutazione dello spessore si ghiaccio i risultati siano più divergenti, questo perché la valutazione quest'ultimo dato comprende molti fenomeni e variabili di difficile simulazione come ad esempio l'aumento esponenziale dei picchi di brina dopo un certo periodo dall'inizio del ciclo.

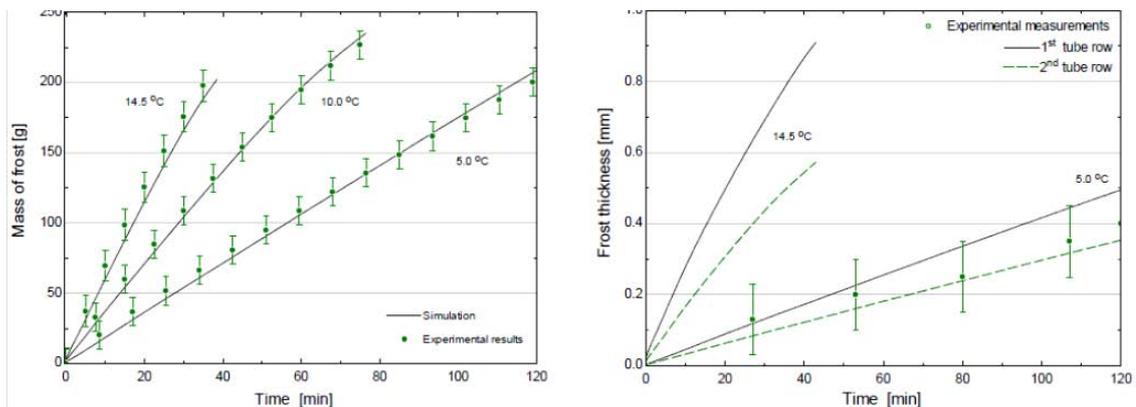


Figura 2.15 Massa e spessore del ghiaccio in funzione del tempo

Collegando il ragionamento a quanto appena spiegato di seguito si rappresentano le curve di portata e velocità dell'aria, si osserva subito che la portata diminuisce all'aumentare del tempo e perciò dello spessore di ghiaccio con un deciso decremento nel momento in cui il ghiaccio raggiunge spessori "troppo alti"; di conseguenza varia anche la velocità dell'aria però quest'ultima aumenterà progressivamente in quanto la portata diminuisce ma di contro la sezione disponibile per l'aria si riduce sempre di più imponendo velocità di attraversamento dell'evaporatore sempre maggiori.

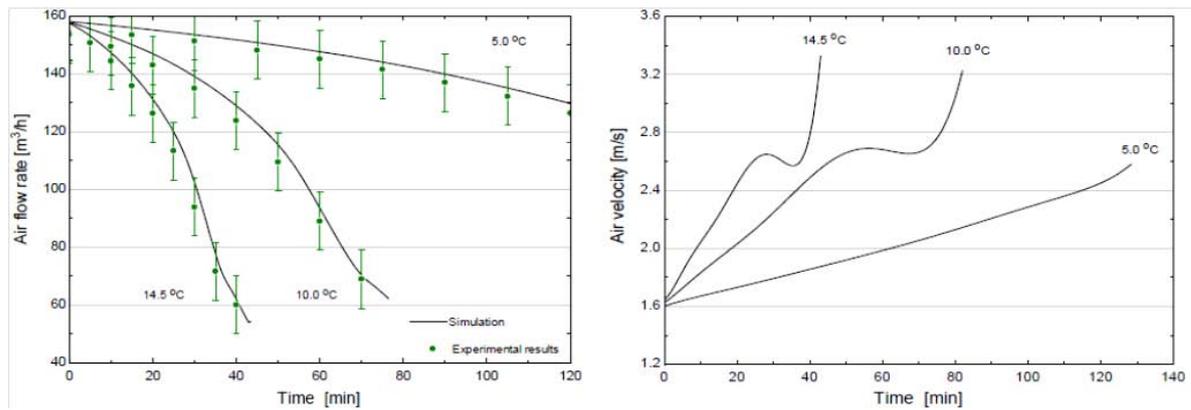


Figura 2.16 Comparazione tra la diminuzione della portata e l'aumento della velocità

2.3 I modelli numerici

Per quanto riguarda i modelli numerici utilizzati nello studio di sistemi come le PDC espone in questa tesi risulta utile esporre brevemente un articolo che spiega l'applicazione di Trnsys un programma piuttosto flessibile impiegato per simulare il comportamento di sistemi transitori come quelli di nostro interesse.

Elimar Frank *et al.* (2005)

ADAPTION AND VALIDATION OF A FIN AND TUBE HEAT EXCHANGER MODEL FOR TRNSYS USING PRODUCER-SPECIFIC DESIGN SOFTWARE

Introduzione: lo studio presentato nell'articolo appena citato fa riferimento ad uno scambiatore di calore commerciale, che nella fattispecie scalda acqua fredda tramite l'entalpia dell'aria ambiente; schematicamente il processo e lo scambiatore utilizzato sono rappresentati in Figura 2.17 .

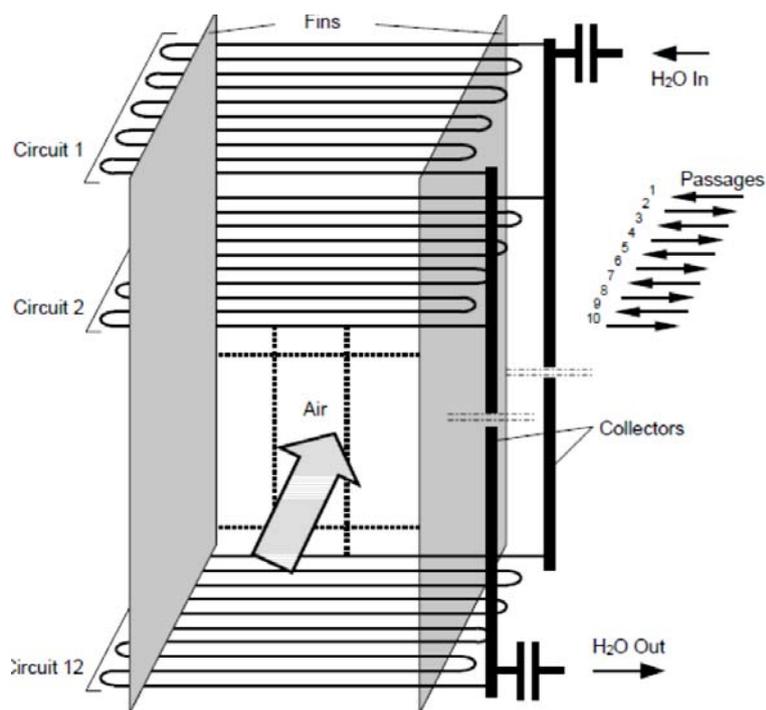


Figura 2.17 Schematizzazione dello scambiatore di calore

Trnsys model: il modello utilizzato è stato scelto tra i vari presenti in letteratura, la schematizzazione dello scambio termico aria-acqua di Figura 2.18 mostra il flusso di aria da sx a dx e quello dell'aria in verso contrario entrambi con le relative proprietà in ingresso ed uscita; tuttavia il modello tiene conto del fatto che sulla superficie di scambio in caso di temperatura minore di quella di rugiada sia possibile si formi della condensa, ecco quindi che tale eventuale area interessata viene delimitata da una linea tratteggiata. Nella Figura 2.19 si evidenziano e riassumono tutti gli input necessari al modello per eseguire i calcoli e i conseguenti dati in uscita che riesce a fornire; ovviamente al modello saranno già stati inseriti di default dati come la geometria dello scambiatore.

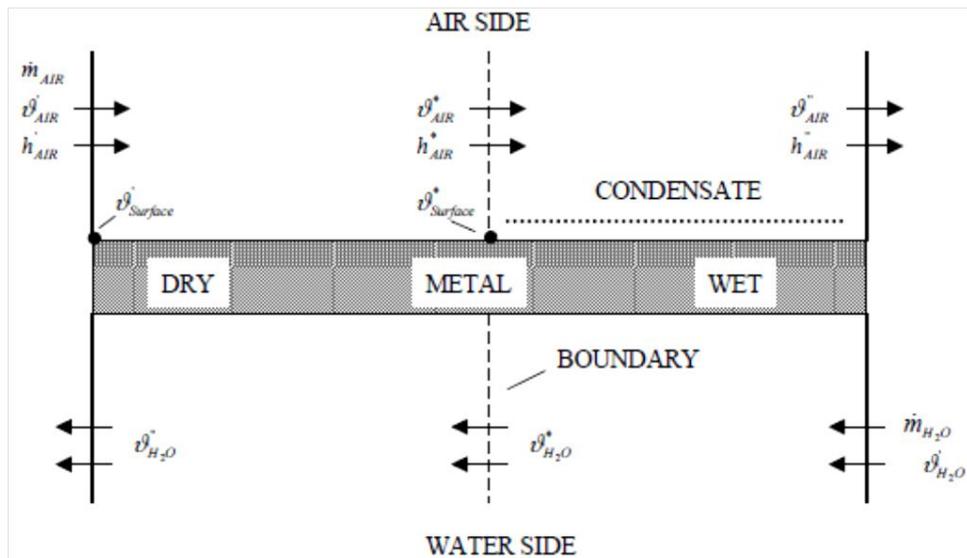


Figura 2.18 *Interazione acqua-aria*

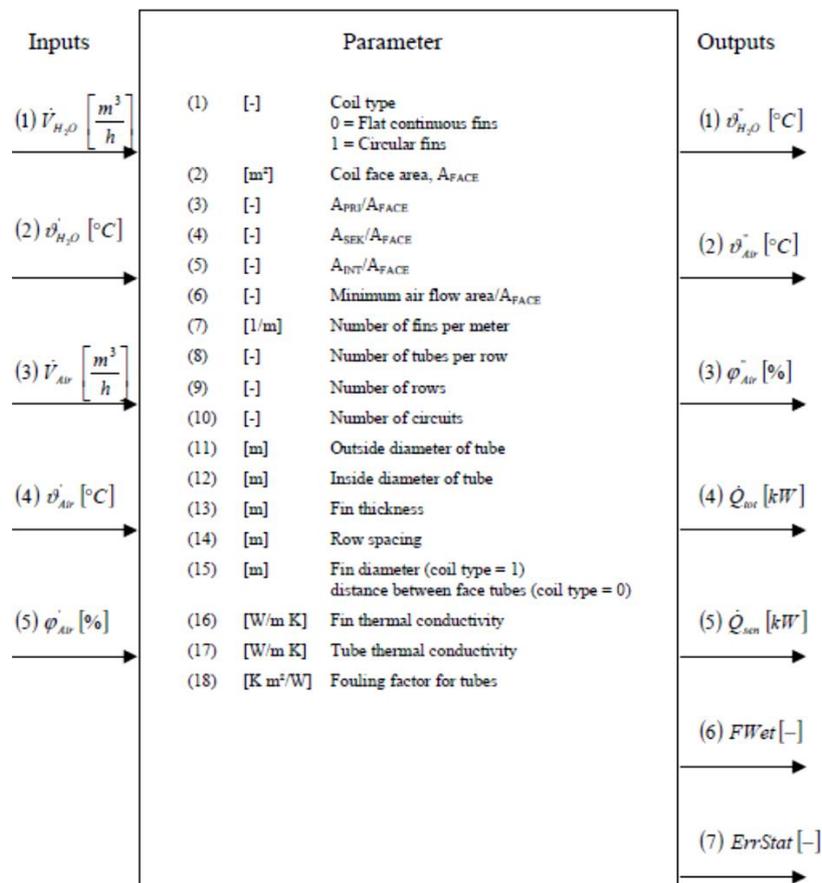


Figura 2.19 *Input e output del modello considerato*

Risultati: in prima battuta si presentano in Figura 2.20 l'andamento della temperatura e dell'umidità relativa dell'aria in tre giorni nella località scelta, successivamente in tutti gli altri grafici che presentano i risultati, per dare una giusta validazione al modello, vengono inseriti nei

vari grafici anche gli andamenti dei valori in interesse calcolati con un altro software detto Guenter GPC.

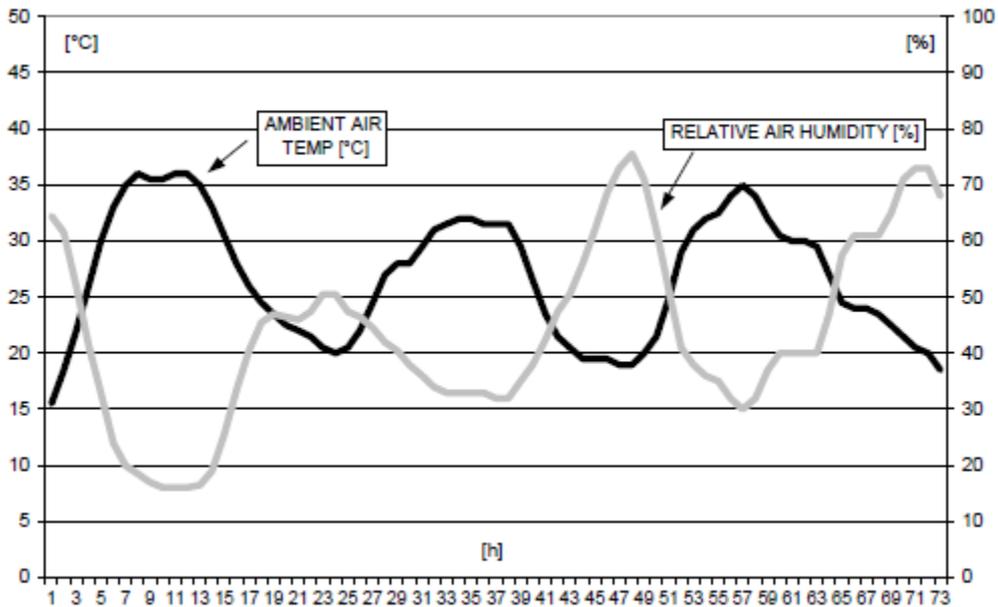


Figura 2.20 Temperatura ed umidità relativa medi considerati

Le Figure - 2.21 - 2.22 - 2.23 – espongono rispettivamente gli andamenti di:

- Calore globale trasmesso;
- Temperatura ambiente;
- Temperatura dell’acqua in uscita;
- Temperatura dell’aria in uscita;

Tutti i risultati sono esposti sia tramite il modello Trnsys sia tramite Guenter, inoltre per dare poter confrontare questi due approcci ogni grafico comprende l’andamento della differenza percentuale tra le curve presentate. Risulta facile notare come le curve siano praticamente sovrapponibili evidenziando quindi un’ottima riuscita del modello studiato.

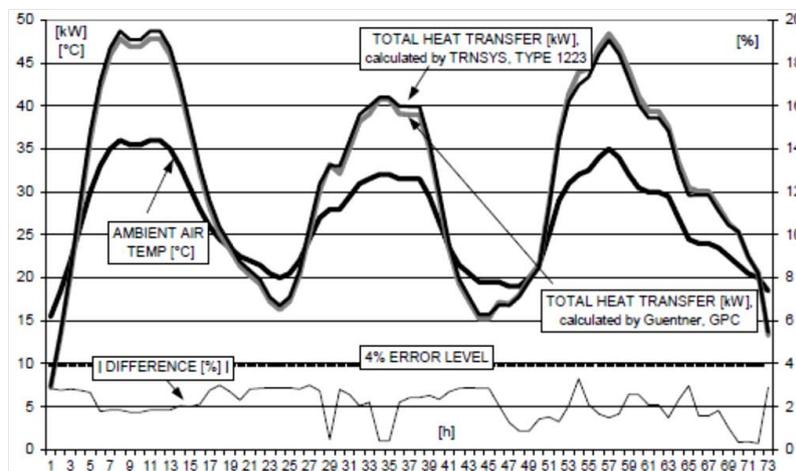


Figura 2.21 Calore scambiato totale

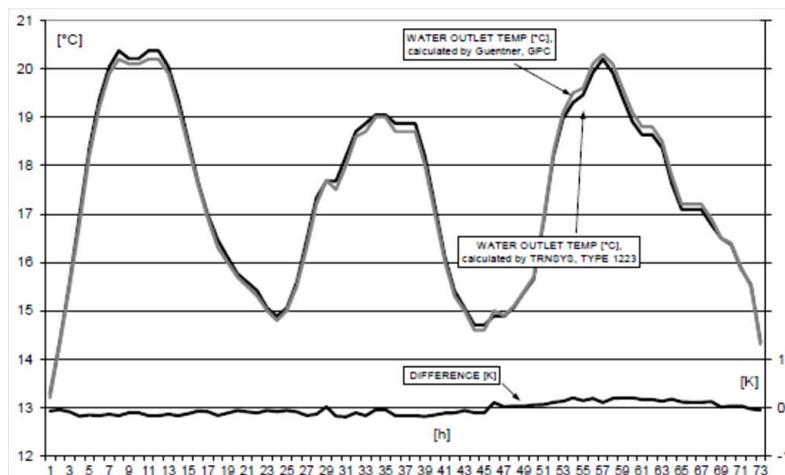


Figura 2.22 *Temperatura dell'acqua in uscita*

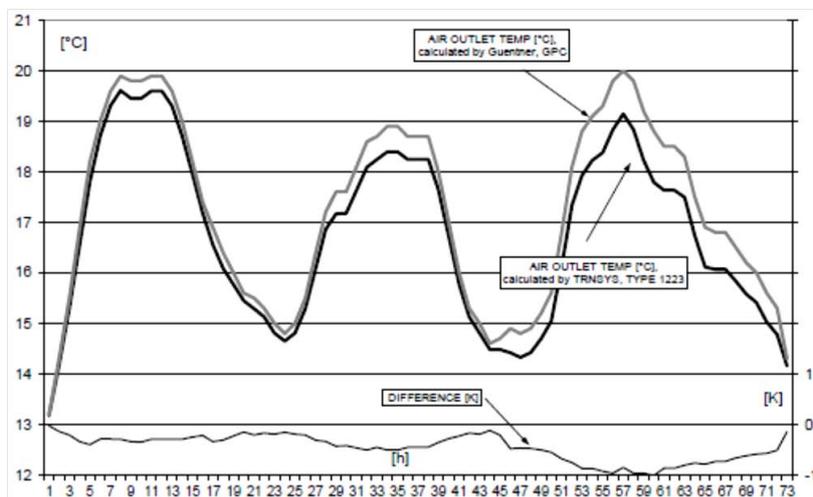


Figura 2.23 *Temperatura dell'aria in uscita*

2.4 Misure in opera

Le misure in opera, o meglio i dati prestazionali di una PDC rappresentano l'andamento dell'efficienza del sistema al variare delle condizioni di lavoro, in altre parole i dati più interessanti sono quelli relativi alla variazione del COP in funzione delle temperature dell'aria esterna, dell'acqua/aria necessaria all'utenza e della potenza erogata al compressore (in caso di sistema con inverter). Un esempio di quanto detto è quello di Figura 2.24 nella quale sono riassunti :

- COP;
- Temperatura dell'aria esterna;
- Temperatura dell'acqua in mandata all'utenza;

- Potenza termica erogata;
- Percentuale di potenza del compressore utilizzata;

Queste tipologie di dati vanno interpretate sapendo che:

- Più vicine sono le temperature delle due sorgenti maggiore sarà il COP ottenuto;
- Nel caso di macchine con evaporatore esterno a tubi alettati da temperature di circa 5°C in giù l'efficienza si abbassa anche a causa del brinamento e quindi dei successivi cicli di defrosting;

Temperatura Aria / Temperatura Acqua		Temperatura Aria																		
		Aria 12°C	Aria 7°C	Aria 6°C	Aria 5°C	Aria 4°C	Aria 3°C	Aria 2°C	Aria 1°C	Aria 0°C	Aria -1°C	Aria -2°C	Aria -3°C	Aria -4°C	Aria -5°C	Aria -6°C	Aria -7°C			
Acqua 35°C	Capacity	-	15,4	15,4	15	14,8	14,4	14,2	14	13,8	13,6	13,4	13,2	13	12,7	12,5	12,1	60 rps 50% Regime compressore		
	COP	-	4,66	4,43	4,2	3,97	3,74	3,51	3,49	3,47	3,43	3,39	3,36	3,32	3,29	3,21	3,13			
Acqua 45°C	Capacity	18,1	15	15	14,5	14,15	14	13,8	13,2	13	12,8	12,5	12,4	11,9	11,5	11,3	90 rps 75% Regime compressore			
	COP	4,05	3,82	3,72	3,62	3,52	3,5	3,48	3,38	3,29	3,23	3,17	3,11	3,06	2,97	2,91			2,86	
Acqua 55°C	Capacity	7,8	14,8	14,5	14,5	14,5	14,3	14,1	13,9	13,3	13	12,2	12	11,8	11,6	11			10,9	120 rps 100% Regime compressore
	COP	3,63	3,4	3,3	3,2	3,1	2,96	2,86	2,77	2,69	2,61	2,53	2,5	2,47	2,44	2,38			2,32	
Acqua 35°C	Capacity	-	23,4	22	21,6	21	20,5	20,7	20,3	20	20	19	19	18,5	18,3	17		16,5	60 rps 50% Regime compressore	
	COP	-	3,66	3,58	3,5	3,38	3,26	3,14	3,1	3,08	3,05	3,02	2,99	2,96	2,94	2,72		2,5		
Acqua 45°C	Capacity	25,4	23	22	21,5	21	20,7	20,5	20,3	20,2	20,15	19	19	18,5	18	17	16,3	90 rps 75% Regime compressore		
	COP	3,82	3,6	3,54	3,48	3,3	3,15	2,99	2,88	2,87	2,79	2,72	2,64	2,57	2,49	2,42	2,35			
Acqua 55°C	Capacity	25	22,7	22	21,1	20,8	20,5	20,3	20,1	20	20	20	19	18	17,8	17,5	17			120 rps 100% Regime compressore
	COP	3,48	3,35	3,27	3,15	2,96	2,75	2,54	2,49	2,44	2,4	2,38	2,36	2,35	2,34	2,3	2,23			
Acqua 35°C	Capacity	-	31,3	29	27,5	27,5	27,2	27,2	2,7	2,7	2,65	2,6	25,2	24,5	24	23,7	23,3		60 rps 50% Regime compressore	
	COP	-	3,47	3,4	3,34	3,29	3,24	3,19	3,15	3,09	2,99	2,9	2,8	2,7	2,61	2,51	2,42			
Acqua 45°C	Capacity	33,6	31,2	29	27,5	27,1	26,9	26,9	26,36	26,02	25,7	25,35	25,1	24,4	23,7	22	21,8	90 rps 75% Regime compressore		
	COP	3,44	3,23	2,9	2,81	2,76	2,71	2,67	2,63	2,56	2,52	2,51	2,49	2,41	2,33	2,27	2,23			
Acqua 55°C	Capacity	33,3	31	29	27,1	27	26,8	26,7	26,35	26	25,68	25,34	25	24,3	23,6	22,6	21			120 rps 100% Regime compressore
	COP	2,91	2,86	2,75	2,7	2,65	2,6	2,55	2,52	2,45	2,41	2,4	2,37	2,3	2,25	2,16	2,08			

Figura 2.24 Esempio di tabella con dati prestazionali di una PDC aria-acqua

Capitolo 3

Il modello sviluppato

Sulla base di quanto descritto nei capitoli precedenti, si presenteranno in dettaglio gli aspetti fondamentali del codice illustrato; saranno forniti i dati di input, le assunzioni e gli output restituiti dal modello.

3.1 Obiettivi del modello

Il modello si prefigge l'obiettivo di essere semplice e flessibile di modo che qualsiasi utente finale possa capire le problematiche e le inefficienze in gioco durante il funzionamento di una pdc aria-aria o aria-acqua in condizioni di brinamento. Il modello è in grado di valutare le seguenti grandezze:

- la temperatura e l'umidità specifica dell'aria all'uscita dell'evaporatore, ovvero una volta avvenuto lo scambio termico;
- il coefficiente globale di scambio termico in condizioni ideali e in quelle con presenza di brina;
- la portata volumetrica e le perdite di carico in condizioni ideali ed in quelle con presenza di brina;
- la massa e lo spessore di ghiaccio formatosi sulla superficie esterna dell'evaporatore;
- l'energia necessaria al processo di sbrinamento, il suo impatto energetico e quindi il COP risultante;
- la potenza termica realmente fornita dalla macchina al netto dell'inefficienza dovuta ai cicli di sbrinamento.

Naturalmente tutte le grandezze elencate dipenderanno dalle caratteristiche del sistema e dalle condizioni di lavoro.

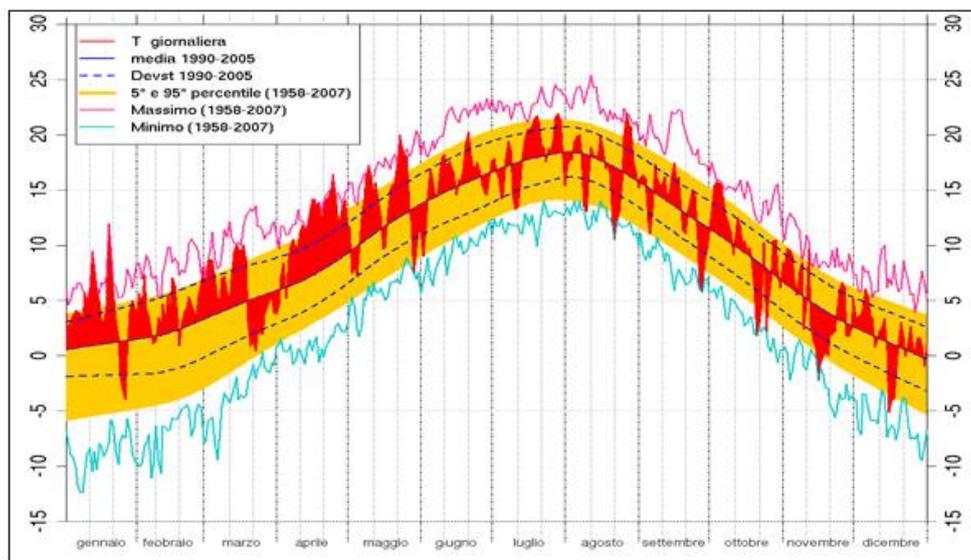
3.2 Assunzioni

In questa sezione verranno presentati tutti i parametri che entrano in gioco nel funzionamento del modello correlati delle relative formule, assunzioni e specifiche.

3.2.1 Temperatura ed umidità relativa dell'aria in ingresso all'evaporatore

L'aria esterna in ingresso all'evaporatore e le sue caratteristiche sono di primaria importanza nello studio sull'efficienza delle pompe di calore in condizioni critiche, solitamente per capire le condizioni d'uso e l'effettiva convenienza del sistema in un dato luogo ci si può appoggiare a grafici come quello di Figura 3.1 che forniscono l'andamento storico della temperatura ambiente.

Figura. 13.11 - Andamento della temperatura media giornaliera - anno 2007



Fonte: Arpa Piemonte

I valori di temperatura media corrispondono ad un punto posto ad una quota di circa 900 m. In rosso la temperatura media giornaliera rispetto alla norma 1991-2005 (in blu), in arancione la fascia di temperature comprese tra il 5° e il 95° percentile (rispetto all'intera lunghezza della serie storica, 50 anni), in viola e azzurro, rispettivamente i massimi e i minimi calcolati per ciascun giorno nell'arco del periodo 1958-2007).

Figura 3.1 *Tipico grafico che fornisce l'andamento della temperatura esterna di una località (Fonte :Arpa Piemonte)*

Tuttavia nello studio elaborato l'interesse è concentrato alle temperature ed umidità più critiche circa il brinamento dell'evaporatore; a questo proposito si trovano molte informazioni in letteratura, perciò per dare ottima flessibilità di utilizzo e scelta nel modello qui presentato si sono effettuate le seguenti scelte:

- le temperature considerate variano dai +5°C ai -15°C, con la massima libertà di scelta;

- essendo l'umidità dell'aria troppo bassa al di sotto dei -15°C si è scelto questo valore come limite inferiore di interesse;
- l'umidità relativa minima considerata è pari al 65% e comunque mai inferiore al 55%;

Inoltre contrariamente a quanto si può pensare al diminuire della temperatura esterna e in particolare per valori minore di -5°C l'inefficienza delle PDC è dovuta principalmente all'aumento della differenza tra le temperature delle due sorgenti (interna ed esterna) e sempre meno al fenomeno del brinamento, in quanto il sistema si troverà ad umidità relative sempre meno problematiche.

Si precisa fin da subito che per tutte le temperature considerate in questo paragrafo e nei successivi vengono fornite anche le relative umidità specifiche e le pressioni di vapore, calcolate con le seguenti relazioni:

- umidità specifica:

$$\text{se } T > 0 \rightarrow P_{air,sat,vap} = 610.78 * e^{\left(\frac{T}{T+238.3}\right)} * 17.2694$$

$$\text{se } T \leq 0 \rightarrow P_{air,sat,vap} = e^{\left(\frac{-6140.4}{(273+T)+28.916}\right)} * 17.2694$$

$$x_{air,sat,vap} = 0.62 * 10^{-5} * P_{air,sat,vap}$$

$$x_{air} = x_{air,sat,vap} * RH$$

dove:

- T: temperatura dell'aria considerate [$^{\circ}\text{C}$];
- $P_{air,sat,vap}$: pressione di saturazione [Pa];
- $x_{air,sat,vap}$: umidità specifica di saturazione [Kg/Kg];
- x_{air} : umidità specifica dell'aria date temperatura ed umidità relativa [Kg/Kg];
- RH: umidità relativa.

- pressioni di saturazione e parziale del vapore:

$$P_{air,sat,vap} = A * e^{[B-(T/D)] * \left[\frac{T}{C+T}\right]} * 100$$

$$P_{vap} = P_{air,sat,vap} * RH$$

dove:

- $P_{air,sat,vap}$: pressione di saturazione [Pa];
- A=6.1121, B=18.678, C=257.14, D=234.5;
- T: temperatura dell'aria considerate [$^{\circ}\text{C}$];
- P_{vap} : pressione parziale del vapore [Pa];
- RH: umidità relativa.

3.2.2 Temperatura di parete dell'evaporatore

La temperatura di parete dell'evaporatore determina o meno la formazione di ghiaccio nel caso sia minore o maggiore della temperatura di rugiada dell'aria nelle condizioni considerate di temperatura ed umidità relativa; le assunzioni nel calcolo di questo valore sono:

- Le temperature di evaporazione, parete, alette sono considerate uguali;
- La temperatura di parete è funzione del coefficiente globale di scambio termico, dell'area di scambio, della potenza termica estratta e delle temperature di entrata ed uscita dall'evaporatore;

Le relazioni utilizzate sono le seguenti:

$$T_p = T_{fin} = T_{evaporation}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{P_t - \left(\frac{P_t}{COP}\right)}{(h * A_{ex})}$$

$$T_p = \frac{T_{out} * e^{\left(\frac{T_{in}-T_{out}}{\Delta T_{ml}}\right)}}{e^{\left(\frac{T_{in}-T_{out}}{\Delta T_{ml}}\right)} - 1}$$

Dove:

- T_p : temperatura di parete dell'evaporatore [°C];
- T_{fin} : temperatura alette [°C];
- $T_{evaporation}$: temperatura di evaporazione del fluido refrigerante [°C];
- ΔT_{ml} : temperatura media logaritmica [°C];
- P_t : potenza termica [W];
- h : coefficiente globale di scambio termico [W/m²K];
- A_{ex} : area totale di scambio termico [m²];
- T_{in} : temperatura dell'aria all'ingresso dell'evaporatore [°C];
- T_{out} : temperatura dell'aria all'uscita dell'evaporatore [°C];
- COP: coefficient of performance;

3.2.3 Geometria dell'evaporatore

La geometria degli evaporatori commerciali qui trattati è normalmente molto standardizzata, stiamo parlando di scambiatori con alette in alluminio e tubi in rame, nel foglio di calcolo vengono ovviamente considerate tutte le caratteristiche geometriche principali per poter calcolare l'effettiva area totale di scambio ovvero superficie delle alette più quella scoperta dei tubi; si deve prestare attenzione in questo studio al passo tra le alette, in quanto con il formarsi della brina si noterà una diminuzione di quest'ultimo e quindi un aumentare delle perdite di carico per il ventilatore ed una conseguente diminuzione dell'efficienza del sistema. In figura 3.2 si possono notare i particolari di un evaporatore spoglio ed anche l'aspetto finale esterno.

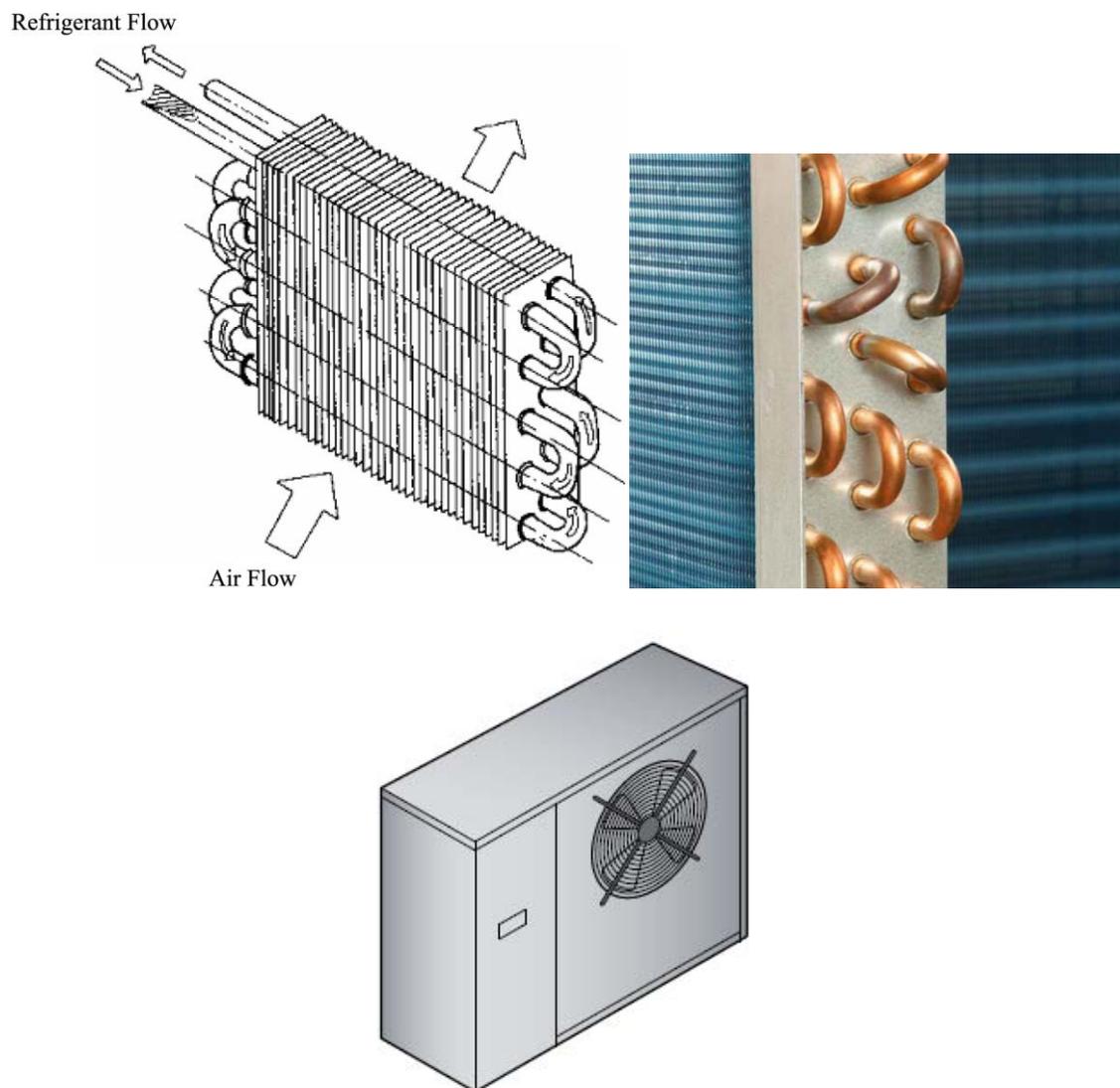


Figura 3.2 *Aspetto di un evaporatore di una PDC*

3.2.4 Temperatura all'uscita dell'evaporatore e temperatura media utilizzata

Di seguito la prima relazione rappresenta il calcolo che nel modello viene eseguito per ogni singola condizione di entrata dell'aria esterna al fine di stimare la temperatura di uscita dall'evaporatore, una volta avvenuto lo scambio termico; Per quanto concerne tutti i calcoli su cui si basa il modello viene utilizzata la temperatura media tra ingresso ed uscita dello scambiatore, questo per fornire una valutazione in linea con le caratteristiche medie dei parametri in gioco.

$$T_{out} = T_{in} - \frac{P_t * \left(\frac{COP-1}{COP}\right)}{\rho * C_{p,air} * \left(\left(\frac{2}{3}V_{ideal}\right) + \left(\frac{1}{3}V_{frost}\right)\right)}$$

$$T_{av} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

dove:

- T_{out} : temperatura dell'aria in uscita dall'evaporatore [°C];
- P_t : potenza termica [W];
- COP: coefficient of performance;
- ρ : densità dell'aria [kg/m³];
- $C_{p,air}$: calore specifico dell'aria [J/kg K];
- V_{ideal} : portata d'aria che attraversa lo scambiatore in condizioni ideali [m³/s];
- V_{frost} : portata d'aria che attraversa lo scambiatore in condizioni di brinamento [m³/s];

3.2.5 Temperatura di rugiada

La temperatura di rugiada viene calcolata con la formula di "Arden Buck" riportata in seguito, questo dato ci servirà per capire quando le condizioni iniziali dell'aria in entrata allo scambiatore confrontate con la temperatura di parete possono permettere il brinamento del condensato accumulatosi sull'evaporatore. In particolare nel momento in cui la temperatura di parete e quindi la temperatura di evaporazione del fluido frigorifero risulta essere minore o uguale alla temperatura di rugiada possiamo sapere con sicurezza che ci sarà deposito di condensa sull'evaporatore e inevitabilmente quest'ultima si ghiaccerà.

$$\gamma = \log\left(\frac{RH\%}{100}\right) e^{\left(B - \frac{T_{av}}{D}\right) * \left(\frac{T_{av}}{C + T_{av}}\right)}$$

$$T_{dew} = \frac{C * \gamma}{B - \gamma}$$

dove:

- A=6.1121; B=18.678; C=257.14; D=234.5;
- T_{av} : temperatura media dell'aria durante l'attraversamento dell'evaporatore [°C];

- γ : coefficiente;
- RH%: umidità relativa [%];
- T_{dew} : temperatura di rugiada [°C];

3.2.6 Coefficiente globale di scambio termico

Il coefficiente globale di scambio è un parametro di primaria importanza nel fenomeno in studio, in quanto rappresenta l'effettivo scambio di calore che l'evaporatore riesce a soddisfare; nella formula utilizzata i termini più importanti sono i coefficienti globali di scambio lato aria e lato refrigerante; il primo (h_f) viene valutato con la formula allegata tratta dal libro "Refrigeration & Air Conditioning" (Autori: Wilbert F. Stoecker, Jerold W. Jones, seconda edizione), mentre l'altro coefficiente è assunto a seconda del caso in esame da letteratura.

$$h = \left(\frac{A_{exchange}}{h_f * (A_{tubes} + (\eta_{fins} * A_{fins}))} + \frac{A_{exchange} * Tube_{thickness}}{\lambda_{Cu} * A_m} + \frac{A_{exchange}}{h_i * A_i} \right)^{-1}$$

$$h_f = 38 * v_{fin}^{0.5}$$

dove:

- $A_{exchange}$: area di scambio totale dell'evaporatore [m²];
- h_f : coefficiente di convezione lato aria [W/m²K];
- v_{fin} : velocità dell'aria attraverso le alette [m/s];
- h_i : coefficiente di convezione lato refrigerante [W/m²K];
- A_{tubes} : area esterna dei tubi dell'evaporatore scoperta dalle alette [m²];
- η_{fins} : efficienza delle alette;
- A_{fins} : area pacco alettato [m²];
- $Tube_{thickness}$: spessore tubazioni [m];
- λ_{Cu} : conduttività termica del rame [W/m²K];
- A_m : area della tubazione considerando la circonferenza media [m²];
- A_i : area interna totale delle tubazioni [m²];
- h : coefficiente globale di scambio termico [W/m²K];

3.2.7 Coefficiente globale di scambio di massa e portata di condensato

La valutazione del coefficiente globale di scambio di massa (K) è un procedimento che coinvolge molte variabili e processi, tuttavia visto il limitato campo di temperature e la semplicità voluta si è

scelto di utilizzare un valore conforme e pari a $K = 1.6578 * 10^{-6} \left[\frac{\frac{Kg}{s}}{m^2 Pa} \right]$. La scelta di tale valore

è stata valutata sulla base di esperienze riportate in letteratura (vedi Guo *et al.* (2008)). La portata di condensato che si deposita sulla superficie esterna dello scambiatore di calore viene valutata tramite la seguente relazione:

$$V_c = K * A_{\text{exchange}} * (P_{\text{vap,av}} - P_{\text{wall,sat}})$$

dove:

- K: coefficiente globale di trasferimento di massa [(kg/s)/(m² Pa)];
- V_c: portata di condensato che si deposita sulla superficie esterna dell'evaporatore [kg/s];
- P_{vap,av}: pressione di vapore alla temperatura media [Pa];
- P_{wall,sat}: pressione di vapore alla temperatura di parete in condizioni di saturazione [Pa];

3.2.8 Tempo dalla formazione della brina all'inizio dello sbrinamento

Questo valore è direttamente collegato all'efficienza della macchina perché rappresenta il tempo totale in cui lo scambiatore rimane brinato. Il modello agisce in due modi:

1. Viene valutata la massima ostruzione del passo delle alette che si accetta avere prima dell'inizio del ciclo di defrosting; nel nostro specifico caso si è scelto un valore del 75% che porge uno spessore massimo del ghiaccio pari a:

$$\delta_{\text{frost max}} = \frac{0.75 * Fin_{\text{pitch}}}{2}$$

Di conseguenza possiamo calcolare il relativo tempo di dall'inizio del brinamento sino all'inizio del ciclo di defrosting con la seguente relazione:

$$t_{\text{before defrosting}} = \frac{\rho_{\text{frost}} * A_{\text{ex}} * \delta_{\text{frost max}}}{K * A_{\text{ex}} * (P_{\text{vap,av}} - P_{\text{wall,sat}})}$$

Dove:

- $\delta_{\text{frost max}}$: spessore massimo di ghiaccio accettato [m];
 - Fin_{pitch}: passo tra le alette [m];
 - ρ_{frost} : densità del ghiaccio [Kg/m³];
 - A_{ex}: area totale di scambio [m²];
 - K: coefficiente globale di scambio di massa [(Kg/s)/(m² Pa)];
 - P_{vap,av}: pressione del vapore media [Pa];
 - P_{wall,sat}: pressione di saturazione alla temperatura di parete [Pa];
2. Nel caso in cui pur essendo in condizioni di brinamento la PDC non arrivi alla condizioni critiche di cui sopra allora è possibile impostare un tempo massimo di brinamento, che nel nostro caso è di 60 min, dopo i quali la macchina esegue in ogni caso il defrost in modo tale

da non lavorare troppo a lungo in condizioni svantaggiose dal punto di vista dell'efficienza energetica.

3.2.9 Massa e spessore di ghiaccio

La massa di ghiaccio rappresenta sostanzialmente la quantità di ghiaccio formatasi sulla superficie esterna dell'evaporatore e viene considerata uniformemente distribuita.

$$m = V_c * t_{\text{before defrosting}}$$

dove:

- m: massa di ghiaccio depositata sulla superficie esterna dell'evaporatore [kg];
- V_c : portata di condensato che si deposita sulla superficie esterna dell'evaporatore [kg/s];
- $t_{\text{before defrosting}}$: tempo dall'inizio del brinamento sino all'inizio del ciclo di defrosting [min];

Per quanto riguarda lo spessore del ghiaccio (δ_f) è bene ricordare che questo rappresenta un parametro fondamentale del modello qui presentato ed in generale in tutto il concetto di efficienza delle PDC, perché esso determina l'ostruzione dello scambiatore, quindi il relativo decremento della portata prodotta dal ventilatore assiale che comporta un drastico calo dello scambio termico e perciò del funzionamento del sistema di riscaldamento in generale. Il procedimento di calcolo utilizzato per la valutazione dello spessore di ghiaccio è puramente "teorico" e di grande semplicità, le assunzioni apportate sono le seguenti:

1. la distribuzione della brina è omogenea;
2. le proprietà della brina sono considerate medie in ogni coordinata nella direzione dello spessore;
3. l'accrescimento della brina è considerato monodirezionale;
4. l'intera formazione di brina viene considerata solo nel primo rango, in quanto è proprio all'inizio dell'evaporatore che l'aria in ingresso condensa in maniera importante;

La formulazione risulta quindi molto semplice:

$$\delta_f = \frac{(m/\rho_f)}{A_{\text{exchange}}}$$

Dove:

- δ_f : spessore del ghiaccio sulla superficie esterna dello scambiatore [m];
- m: massa di ghiaccio totale [kg];
- ρ_f : densità del ghiaccio [kg/m^3];

- A_{exchange} : area di scambio limitata al primo rango [m^2];

3.2.10 Portata d'aria e relative perdite di carico

Come già anticipato il calcolo delle perdite di carico e quindi della conseguente portata risultante è un passaggio basilare nello studio del brinamento delle pompe di calore in quanto la forte diminuzione della portata in seguito alla formazione di ghiaccio è la componente principale che determina la perdita di efficienza. Come premessa è bene ricordare che il sistema che stiamo considerando è composto per l'appunto dallo scambiatore di calore e da uno o più ventilatori assiali posti in aspirazione rispetto all'evaporatore; una volta determinata la portata necessaria per il corretto funzionamento del sistema in condizioni ideali, ovvero sempre alcuna presenza di ghiaccio, la difficoltà sta nello stimare la portata risultante dopo la formazione della brina, a questo proposito di seguito verranno presentati i metodi utilizzati per il calcolo delle prestazioni in condizioni ideali e non.

3.2.10.1 Condizioni ideali

Per il calcolo di portata e perdita di carico in condizioni ideali, come nei successivi casi, verrà utilizzato il grafico di Figura 3.3 tratto da "Refrigeration & Air Conditioning" (Autori: Wilbert F. Stoecker, Jerold W. Jones, seconda edizione), che data la velocità di faccia dell'aria voluta allo scambiatore fornisce, in funzione del numero di alette per metro scelte, la perdita di carico corrispondente.

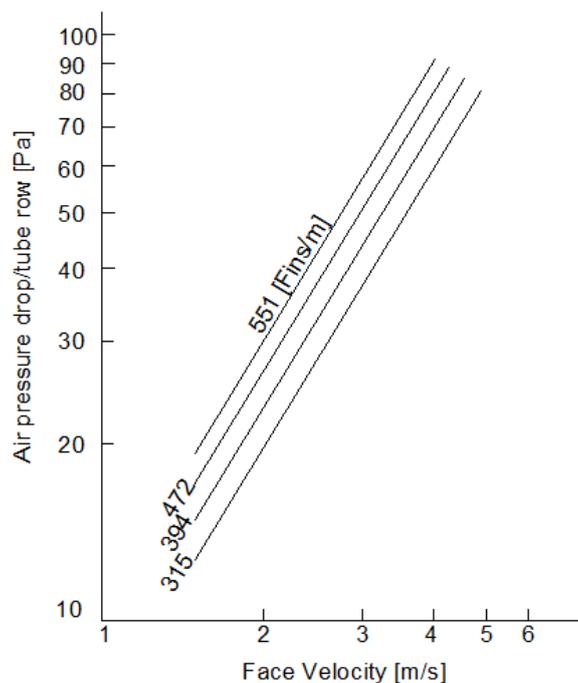


Figura 3.3 Diagramma perdite di carico scambiatore di calore a tubi alettati

Viene inoltre dichiarato nel testo utilizzato che il rapporto tra due perdite di carico e le corrispondenti velocità, a parità di numero di alette, è uguale in ragione di un esponente pari a 1.56 (tipico per questo tipo di scambiatori); la formula appena descritta adattata con la simbologia utilizzata in questo studio:

$$\Delta P_v = \Delta P_{gr} * \left(\frac{v_v}{v_{gr}} \right)^{1.56}$$

Dove:

- ΔP_v : perdita di carico risultante [Pa];
- ΔP_{gr} : perdita di carico relativa al punto di riferimento scelto [Pa];
- v_v : velocità dell'aria che il ventilatore riesce a produrre [m/s];
- v_{gr} : velocità dell'aria relativa al punto di riferimento scelto [m/s];

I passaggi matematici implementati sono i seguenti:

1. **scelta della coppia ΔP - v di riferimento:** ipotizzo di scegliere una velocità di flusso (es: 2 [m/s] = v_{gr}) la corrispondente perdita di carico sarà funzione del numero di alette per metro scelto, quindi una volta definito il passo tra le alette maggiore voluto e quindi il relativo numero di alette minimo sarà semplice trovare la corrispondente perdita di carico (ΔP_{min}) alla quale andrà sommata la perdita di carico relativa ad ogni aumento di alette che secondo i nostri dati corrisponde a 0.045 Pa.

$$\Delta P_{gr} = \Delta P_{min} + (N^{\circ}_{alette/m,scelto} - N^{\circ}_{alette/m,minimo}) * (0.045)$$

Dove:

- ΔP_{gr} : perdita di carico di riferimento [Pa];
 - ΔP_{min} : perdita di carico con il numero di alette minore accettabile [Pa];
 - $N^{\circ}_{alette/m,scelto}$: numero di alette scelto a seconda del caso in studio;
 - $N^{\circ}_{alette/m,minimo}$: numero di alette minimo accettabile;
2. **definizione della curva caratteristica del ventilatore:** per quanto riguarda le caratteristiche del ventilatore utilizzato è necessario prevedere il suo comportamento in funzione della perdita di carico a cui è sottoposto, perciò qui utilizzeremo una funzione polinomiale per definire la caratteristica del ventilatore;
 3. **calcolo della perdita di carico dell'evaporatore:** per questo passaggio si utilizzerà la relazione adattata:

$$\Delta P_{evaporator,ideal} = \Delta P_{gr} * \left(\frac{v_{frontal}}{v_{gr}} \right)^{1.56} * N^{\circ}_{ranks}$$

$$v_{frontal} = \frac{V_{ideal,TOT}}{A_{front}}$$

Dove:

- $\Delta P_{evaporator,ideal}$: perdita di carico relativa all'evaporatore in assenza di ghiaccio [Pa];
- ΔP_{gr} : perdita di carico di riferimento [Pa];
- $v_{frontal}$: velocità frontale dell'aria calcolata con la portata finale effettiva [m/s];
- $V_{ideal,TOT}$: portata d'aria totale [m³/s];
- A_{front} : area frontale dell'evaporatore [m²];
- v_{gr} : velocità di riferimento [m/s];
- N°_{ranks} : numero di ranghi;

4. **Calcolo della portata:** questo calcolo è iterativo con quello appena presentato:

$$V_{ideal,1fan} = f(\Delta P_{evaporator,ideal})$$

$$V_{ideal,TOT} = N^{\circ}_{fan} * V_{ideal,1fan}$$

Dove:

- $V_{ideal,1fan}$: portata d'aria di un ventilatore che ha come curva caratteristica quella inserita, in assenza di brina [m³/s];
- $\Delta P_{evaporator,ideal}$: perdita di carico relativa all'evaporatore in condizioni di assenza di brina [Pa];
- $V_{ideal,tot}$: portata d'aria totale [m³/s];

Per chiarezza verrà presentato il procedimento appena presentato nel seguente diagramma di flusso:

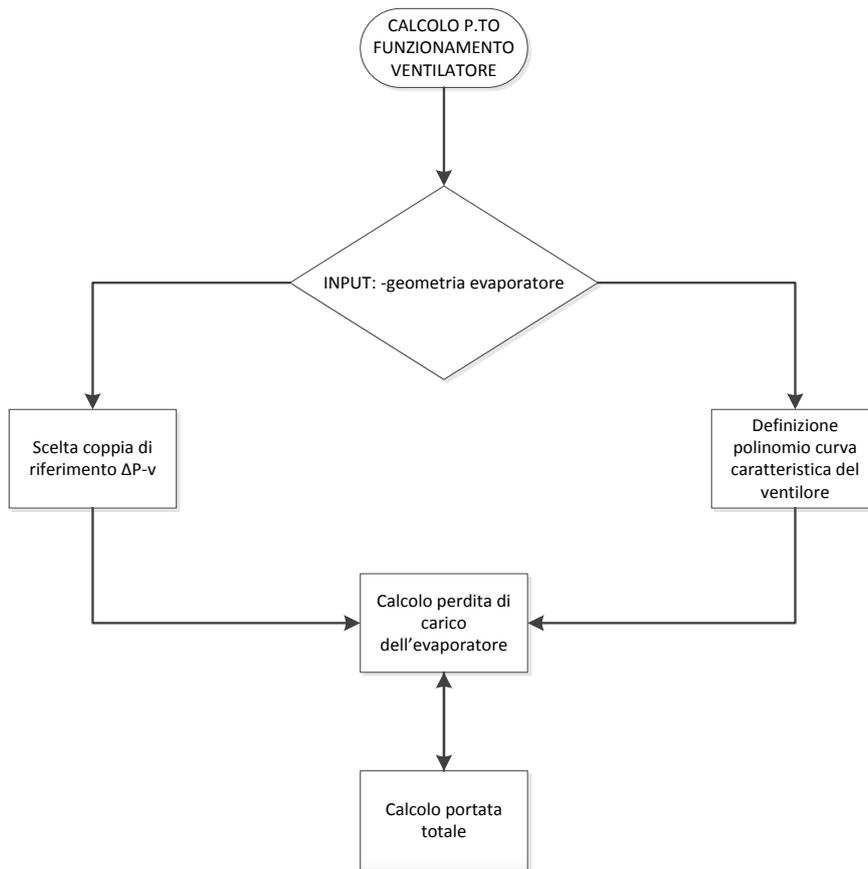


Figura 3.4 Diagramma di flusso per il calcolo del punto di funzionamento del ventilatore

3.2.10.2 Presenza di brina

Nel caso in cui l'evaporatore lavori in condizioni critiche ovvero ci sia la presenza di brina sulla sua superficie, avremo che il punto di funzionamento e quindi la portata erogata dal ventilatore diminuirà in conseguenza all'aumento delle perdite di carico; in questa procedura che andiamo ad illustrare si farà riferimento allo stesso grafico usato precedentemente mentre il procedimento matematico sarà leggermente diverso.

I passaggi matematici implementati sono i seguenti:

1. **scelta della coppia $\Delta P-v$ di riferimento:** ipotizzo di scegliere una velocità di flusso (es: $2 \text{ [m/s]} = v_{gr}$) la corrispondente perdita di carico sarà funzione del numero di alette per metro scelto, quindi una volta definito il passo tra le alette maggiore voluto e quindi il relativo numero di alette minimo sarà semplice trovare la corrispondente perdita di carico (ΔP_{min}) alla quale andrà sommata la perdita di carico relativa ad ogni aumento di alette che secondo i nostri dati corrisponde a 0.045 Pa .

$$\Delta P_{gr} = \Delta P_{min} + (N^{\circ}_{alette/m,scelto} - N^{\circ}_{alette/m,minimo}) * (0.045)$$

Dove:

- ΔP_{gr} : perdita di carico di riferimento [Pa];
- ΔP_{min} : perdita di carico con il numero di alette minore accettabile [Pa];
- $N^{\circ}_{alette/m,scelto}$: numero di alette scelto a seconda del caso in studio;
- $N^{\circ}_{alette/m,minimo}$: numero di alette minimo accettabile;

2. **definizione della curva caratteristica del ventilatore:** per quanto riguarda le caratteristiche del ventilatore utilizzato è necessario prevedere il suo comportamento in funzione della perdita di carico a cui è sottoposto, perciò qui utilizzeremo una funzione polinomiale per definire al caratteristica del ventilatore;
3. **calcolo della perdita di carico di tutti i ranghi eccetto il primo:** viene calcolata la perdita per l'intero scambiatore ad eccezione del primo rango; sostanzialmente si considera senza ghiaccio tutto lo scambiatore ad eccezione del primo rango:

$$\Delta P_{evaporator,2ranks} = \Delta P_{gr} * \left(\frac{v_{frontal,frost}}{v_{gr}} \right)^{1.56} * (N^{\circ}_{ranks} - 1)$$

$$v_{frontal,frost} = \frac{V_{ideal,TOT}}{A_{front}}$$

Dove:

- $\Delta P_{evaporator,2ranks}$: perdita di carico relativa all'evaporatore in assenza di ghiaccio [Pa];
- ΔP_{gr} : perdita di carico di riferimento [Pa];
- $v_{frontal,frost}$: velocità frontale dell'aria calcolata con la portata finale effettiva [m/s];
- v_{gr} : velocità di riferimento [m/s];
- N°_{ranks} : numero di ranghi;

4. **calcolo della perdita di carico del primo rango:** si calcola la perdita di carico riferita al primo rango il quale è l'unico considerato con presenza di brina; perciò si considera la velocità tra le alette ricavata dalla portata finale effettiva:

$$\Delta P_{evaporator,1ranks} = \Delta P_{gr} * \left(\frac{v_{between fin,frost}}{v_{gr}} \right)^{1.56}$$

$$v_{between fin,frost} = \frac{V_{frost,TOT}}{H * (L - N^{\circ}_{fin,scelto} * (\delta_{fin} + 2 * \delta_{frost}))}$$

Dove:

- $\Delta P_{evaporator,1ranks}$: perdita di carico relativa all'evaporatore con presenza di ghiaccio [Pa];
- ΔP_{gr} : perdita di carico di riferimento [Pa];

- $V_{\text{between fin,frost}}$: velocità tra le alette dell'aria calcolata con la portata finale effettiva [m/s];
- v_{gr} : velocità di riferimento [m/s];
- H : altezza dello scambiatore [m];
- L : larghezza dello scambiatore [m];
- $N^{\circ}_{\text{fin,scelto}}$: numero di alette scelto;
- δ_{fin} : spessore delle alette [m];
- δ_{frost} : spessore del ghiaccio [m];

5. calcolo della perdita di carico totale:

$$\Delta P_{TOT} = \Delta P_{\text{evaporator,2ranks}} + \Delta P_{\text{evaporator,1ranks}}$$

6. Calcolo della portata: questo calcolo è iterativo con quello appena presentato:

$$V_{\text{frost,1fan}} = f(\Delta P_{\text{evaporator,TOT}})$$

Dove:

- $V_{\text{frost,1fan}}$: portata d'aria di un ventilatore che ha come curva caratteristica quella inserita, in presenza di brina [m³/s];
- $\Delta P_{\text{evaporator,TOT}}$: perdita di carico relativa all'evaporatore in condizioni di presenza di brina [Pa];

$$V_{\text{frost,TOT}} = N^{\circ}_{\text{fan}} * V_{\text{ideal,1fan}}$$

Dove:

- $V_{\text{frost,tot}}$: portata d'aria totale [m³/s];

Anche in questo caso per semplificare il procedimento si raggruppano i passaggi nel seguente diagramma di flusso ricordando che il procedimento prevede un calcolo iterativo da parte del programma:

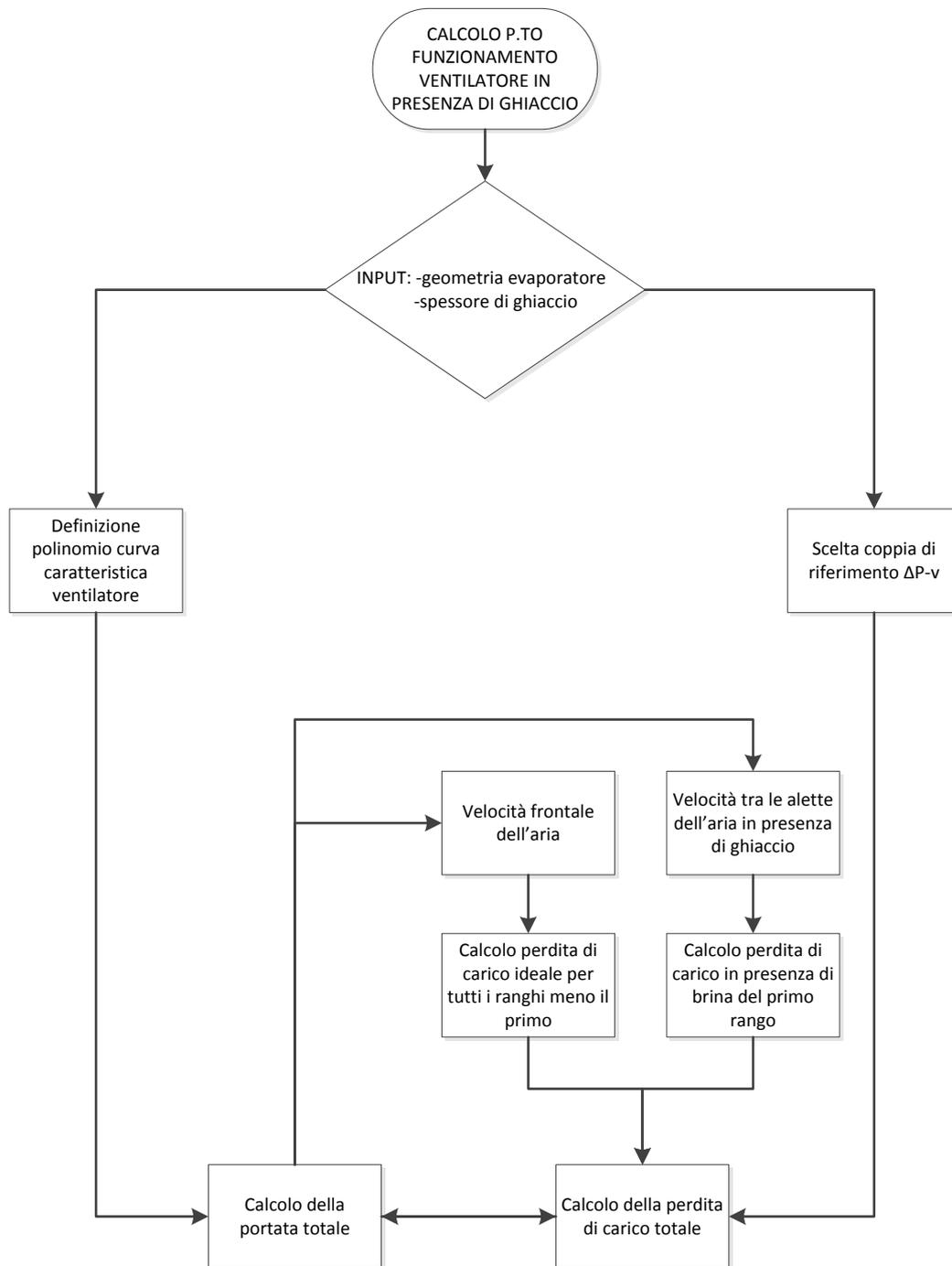


Figura 3.5 *Diagramma di flusso per il calcolo del punto di funzionamento del ventilatore in presenza di ghiaccio*

3.2.11 Scambio termico

La valutazione dello scambio termico che avviene all'evaporatore durante il funzionamento della PDC viene fatto sulla base del coefficiente globale di scambio termico con la relazione:

$$Q = A_{exchange} * h * (t_{av} - T_{wall})$$

Dove:

- Q: scambio termico [W];
- $A_{exchange}$: area totale di scambio [m²];
- h: coefficiente globale di scambio termico [W/m²K];
- T_{av} : temperatura media dell'aria attraverso lo scambiatore [°C];
- T_{wall} : temperatura di parete [°C];

3.2.12 Energia necessaria al processo di defrost

Cominciamo ora a definire i parametri che più incidono sull'efficienza delle PDC; per energia necessaria al processo di defrost si intende per l'appunto i Joule che la macchina deve fornire allo scambiatore esterno durante il ciclo di defrosting per eliminare completamente l'intera massa di ghiaccio depositatasi. Il modello calcola questo valore:

$$E = L_{frost\ melting} * V_c * t_{before\ defrosting}$$

Dove:

- E: energia necessaria allo sbrinamento [J];
- $L_{frost\ melting}$: calore latente di fusione del ghiaccio [J/Kg];
- V_c : portata di condensato che si deposita sulla superficie esterna dell'evaporatore [kg/s];
- $t_{before\ defrosting}$: tempo dall'inizio del brinamento sino all'inizio del ciclo di defrosting [s];

3.2.13 Determinazione delle prestazioni della Pompa di calore

In conclusione il modello fornisce una stima circa le prestazioni della PDC conteggiando l'inefficienza principale dovuta al brinamento ed al successivo ciclo di defrosting secondo il seguente procedimento:

1. acquisizione da catalogo delle potenze termiche ed elettriche della PDC a diverse T_{in} , dalle quali ricavare facilmente il COP :

$$COP = \frac{P_t}{P_e}$$

Dove:

- COP: coefficiente di prestazione della PDC a meno del conteggio dei cicli di defrosting;
- Pt: potenza termica fornita [W];
- Pe: Potenza elettrica assorbita [W];

2. Assunzione del tempo di simulazione che nel nostro caso è pari a 1h;
3. Assunzione della durata totale del ciclo di defrosting pari a 4min nel nostro caso visti i valori consigliati in letteratura;
4. Il numero di cicli di defrosting orari risulta quindi:

$$N^{\circ} \text{ cicli defrosting orari} = \frac{N^{\circ} \text{ ore simulazione}}{t_{\text{before defrosting}}}$$

5. Determinazione della potenza oraria necessaria allo sbrinamento dell'evaporatore:

$$E_{\text{defrost,TOT}} = \left(\frac{E_{\text{defrost}}}{t_{\text{ciclo defrost}}} \right) * N^{\circ} \text{ cicli defrost orari} * N^{\circ} \text{ ore simulazione} * \frac{t_{\text{ciclo defrost}} * N^{\circ} \text{ cicli orari}}{60}$$

Dove:

- $E_{\text{defrost,TOT}}$: potenza necessaria ai cicli di defrosting per il tempo di simulazione scelto [Wh];
- E_{defrost} : energia necessaria ad un ciclo di defrosting [J];
- $t_{\text{ciclo defrost}}$: valore medio del tempo impiegato dalla macchina per eseguire lo sbrinamento [s];

6. valutazione del COP in inversione di ciclo:

$$COP_{\text{defrost}} = \frac{(273.15 + (T_{\text{water}} - 10))}{(273.15 + (T_{\text{water}} - 10)) * (273.15 + T_{\text{wall}})}$$

7. Di conseguenza avendo la potenza ed il COP nelle condizioni di defrost possiamo ricavare la potenza elettrica necessaria allo sbrinamento durante il tempo di simulazione:

$$P_{e,\text{defrost}} = \frac{E_{\text{defrost,TOT}}}{COP_{\text{ciclo defrost}}}$$

8. A questo punto è possibile ricavare la potenza termica prodotta dalla PDC al netto del defrosting ovvero la potenza termica che realmente riusciamo a sfruttare all'utenza:

$$P_{t \text{ netta}} = \left(P_t * (N^{\circ} \text{ ore simulazione} - (t_{\text{ciclo defrosting}} * N^{\circ} \text{ cicli defrost orari})) \right) - (E_{\text{defrost TOT}} * \left(\frac{COP_{\text{ciclo defrost}} - 1}{COP_{\text{ciclo defrost}}} \right))$$

Grazie alla quale ricaviamo il COP reale della PDC al netto delle inefficienze dovute al brinamento:

$$COP_{PDC \text{ defrost}} = \frac{P_{t \text{ netta}}}{(P_e - P_{e \text{ defrost}})}$$

Dove:

- $P_{t\text{ netta}}$: potenza termica fornita realmente dalla PDC;
- P_t : potenza termica da catalogo [Wh];
- P_e : potenza elettrica assorbita da catalogo [Wh];

In Figura 3.X sono rappresentati in un diagramma di flusso tutti gli input necessari al corretto funzionamento del modello e gli output più interessanti che si possono avere.

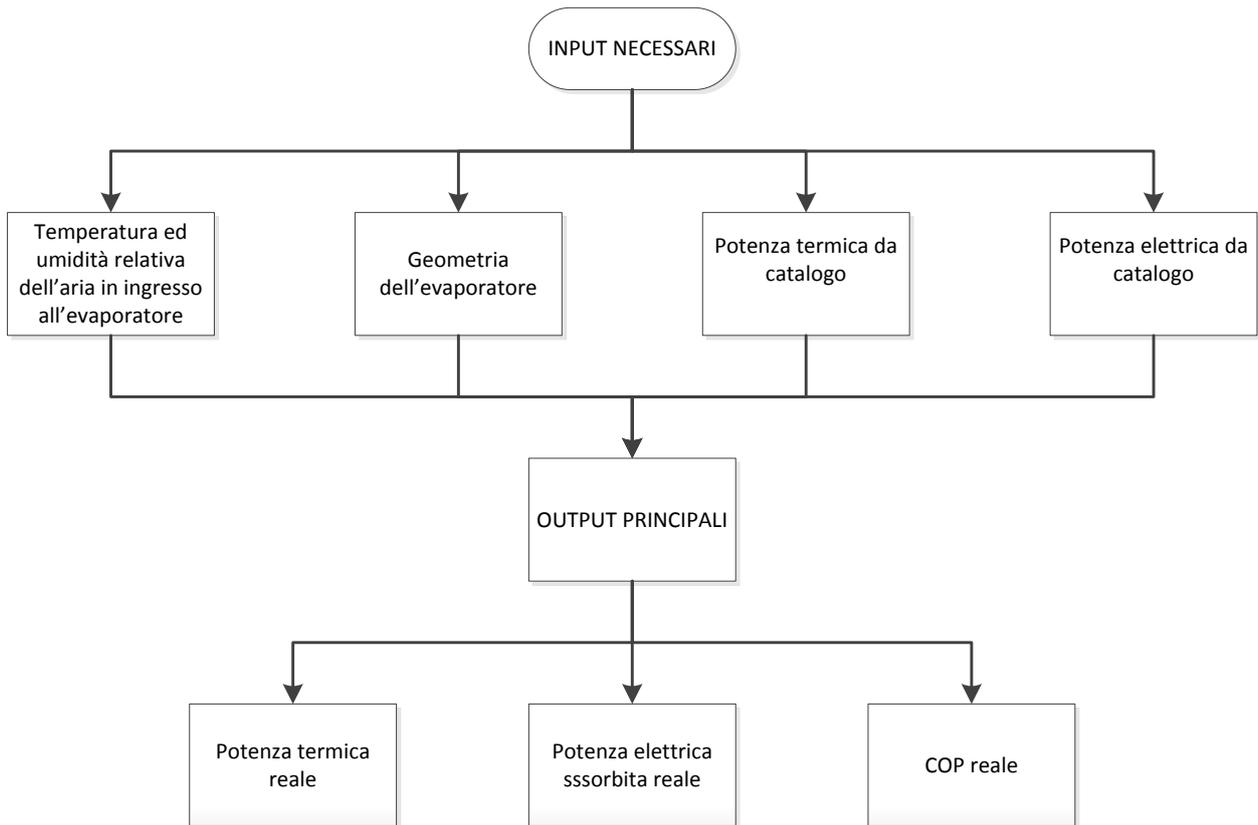


Figura 3.6 *Diagramma di flusso riassuntivo degli input e output principali*

3.3 Flessibilità di funzionamento

Il modello esposto in questa tesi vanta una grande semplicità d'uso visto il limitato numero degli input necessari e soprattutto la facile reperibilità di quest'ultimi, inoltre a seconda del caso in studio non vi sono particolari indicazioni per taglia o tipologia di PDC vista l'estrema flessibilità di funzionamento giustificata dai seguenti fattori:

- Possono essere immessi valori della temperatura dell'aria in ingresso e della sua umidità relativa qualsiasi se quelli si default non soddisfano le proprie esigenze;
- Il modello è strutturato in maniera tale da poter lavorare con qualsiasi variante della geometria dell'evaporatore;
- Le tempistiche di simulazione possono essere variate a piacimento a seconda delle esigenze;

Capitolo 4

Verifica del modello

Un passaggio importante nel lavoro riguarda il confronto degli output ottenuti dal codice di calcolo creato con dati riscontrabili in letteratura, per poter valutare la coerenza e l'affidabilità del modello semplificato sviluppato.

4.1 Metodologia di verifica del modello

La verifica del modello è basata su precise ma semplici regole e sostanzialmente prevede l'utilizzo di articoli internazionali. Non avendo a disposizione dati sperimentali o derivanti da altri modelli si è scelto di usufruire di articoli internazionali che si basassero su dati sperimentali in modo tale da creare un collegamento tra modello e realtà.

L'approccio seguito è stato il seguente (vedi Figura 4.1):

- Scelta di articoli attinenti alle tematiche dello studio;
- Acquisizione dei dati circa la geometria dell'evaporatore e le condizioni di prova proposte;
- Inserimento dei dati nel modello;
- Analisi di simulazione su base oraria;
- Confronto dei risultati ottenuti dal modello con quelli reperiti in letteratura;

L'obiettivo del modello esposto è quello di restituire la prestazione di una PDC in modo flessibile senza conoscerne approfonditamente i particolari; sostanzialmente quindi sarà possibile ottenere una stima dei valori di più grande interesse circa il funzionamento con rapidità e soddisfacente precisione.

Osservazioni:

- Il modello si basa su relazioni teoriche e assunzioni opportunamente giustificate nel capitolo 3;
- Il gruppo non disponeva di un banco di prova per la verifica della precisione degli output;
- Questo lavoro sarà parte di un codice di simulazione della totalità dei processi in gioco nel funzionamento delle PDC;

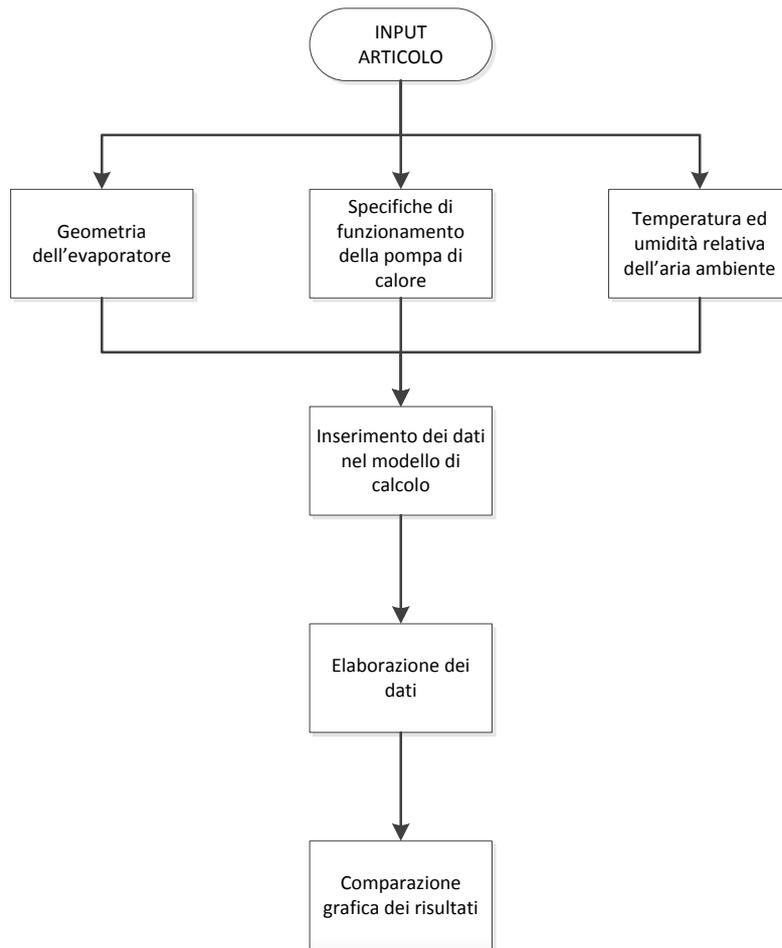


Figura 4.1 *Diagramma di flusso riassuntivo della metodologia di verifica del modello*

4.2 Presentazione e confronto degli articoli scelti con il modello creato

Di seguito si presentano alcuni confronti tra il modello prodotto e gli articoli scelti; il metodo di simulazione utilizzato rispetta i seguenti parametri:

- Le rilevazioni temporali dei dati hanno una cadenza di 10min;
- Ogni grafico corrisponde a delle precise condizioni di temperatura ed umidità relativa dell'aria ambiente specificate caso per caso;
- I grafici ad istogrammi che rappresentano il confronto contengono delle “barre di errore” che indicano una tolleranza di +/-25%;

1- Titolo: Experimental study on frost growth and dynamic performance of air source heat pump system

Autori: Guo *et al.* (2008)

Caratteristiche principali:

- Articolo specifico per pompe di calore con aria come sorgente esterna di calore;
- Studio sperimentale condotto in camera climatica (vedi Figura 4.2);
- La PDC utilizzata consta di scambiatori ad aria sia per l'evaporatore che per il condensatore (vedi Figura 4.3);

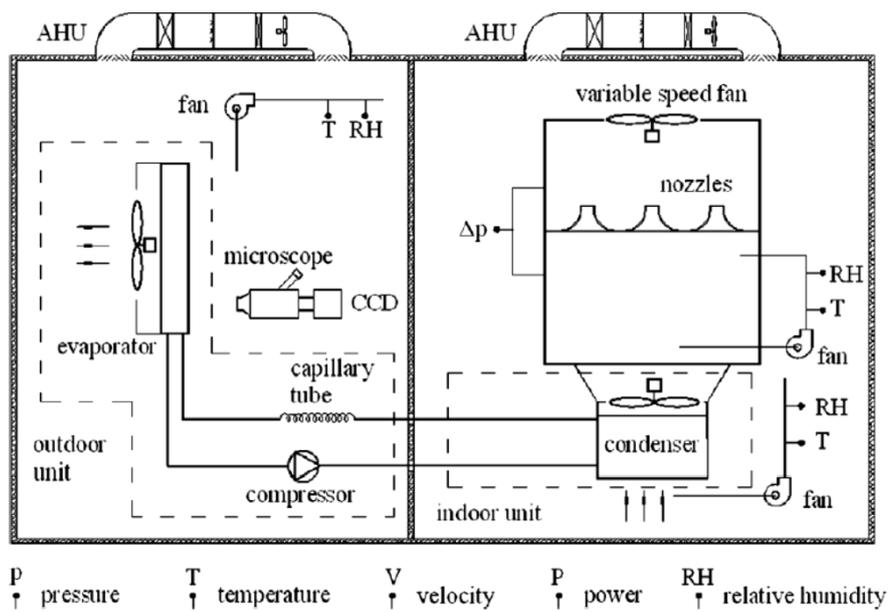


Figura 4.2 Schematizzazione dell'apparato di esecuzione dei test

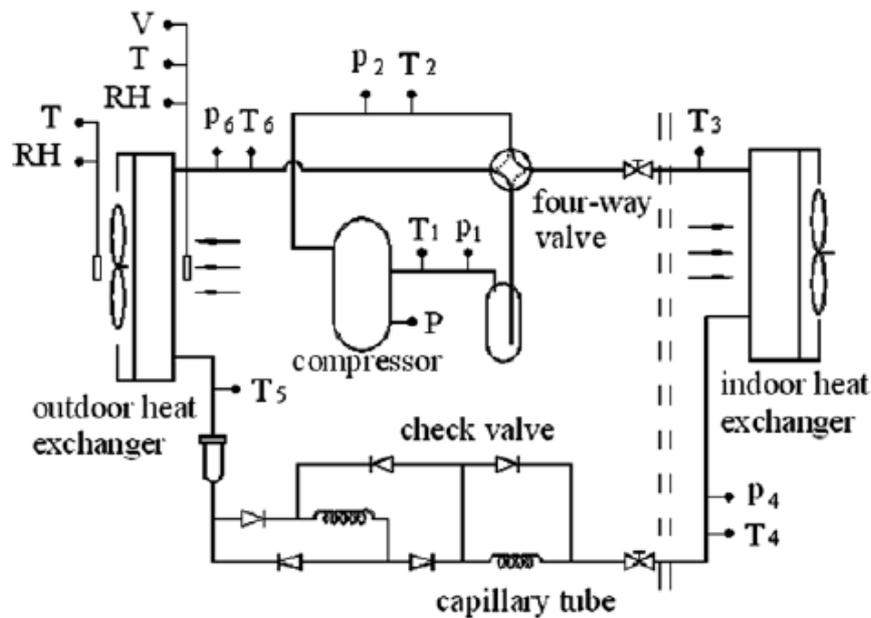


Figura 4.3 Schema circuito pompa di calore studiata

Per quanto concerne le condizioni di prova, in Tabella 4.1 sono riassunti i principali e necessari dati circa la geometria dell'evaporatore. Quest'ultimo è uno scambiatore di calore a tubi alettati in rame e alette in alluminio; la potenza termica (P_t) dichiarata è pari a 10.26 kW mentre la portata d'aria fornita dal ventilatore assiale posto all'evaporatore è pari a 6500 [m³/h]; per quest'ultimo dato, non essendo fornita la curva caratteristica del ventilatore utilizzato è stato approssimato implementando nel modello una curva che fornisca la stessa portata considerando che l'andamento a diversi salti di pressione imposti è molto standardizzato per questi tipi di ventilatori. La Tabella 4.2 riassume i dati di prova necessari alla simulazione del fenomeno.

Geometria dell'evaporatore	
Lunghezza dei tubi [mm]	920
N° di colonne	48
N° di ranghi	2
Diametro esterno dei tubi [mm]	10
Spessore dei tubi [mm]	0.15
Passo tra le alette [mm]	1.95
Passo tra i tubi [mm]	25.4

Tabella 4.1 *Geometria dell'evaporatore in studio*

Condizioni di prova					
N° prova	T_{in} [°C]	RH %	T_{wall} [°C] *	V [m³/h]*	Pt [W]
1	0	65	-9	6500	10.26
2	0	75	-8	6500	10.26
3	0	85	-8	6500	10.26

(*) valori iniziali

Tabella 4.2 *Condizioni di prova*

Per l'articolo in esame, si riportano 3 grafici di confronto dei risultati sulle Figure 4.4, 4.5 e 4.6.

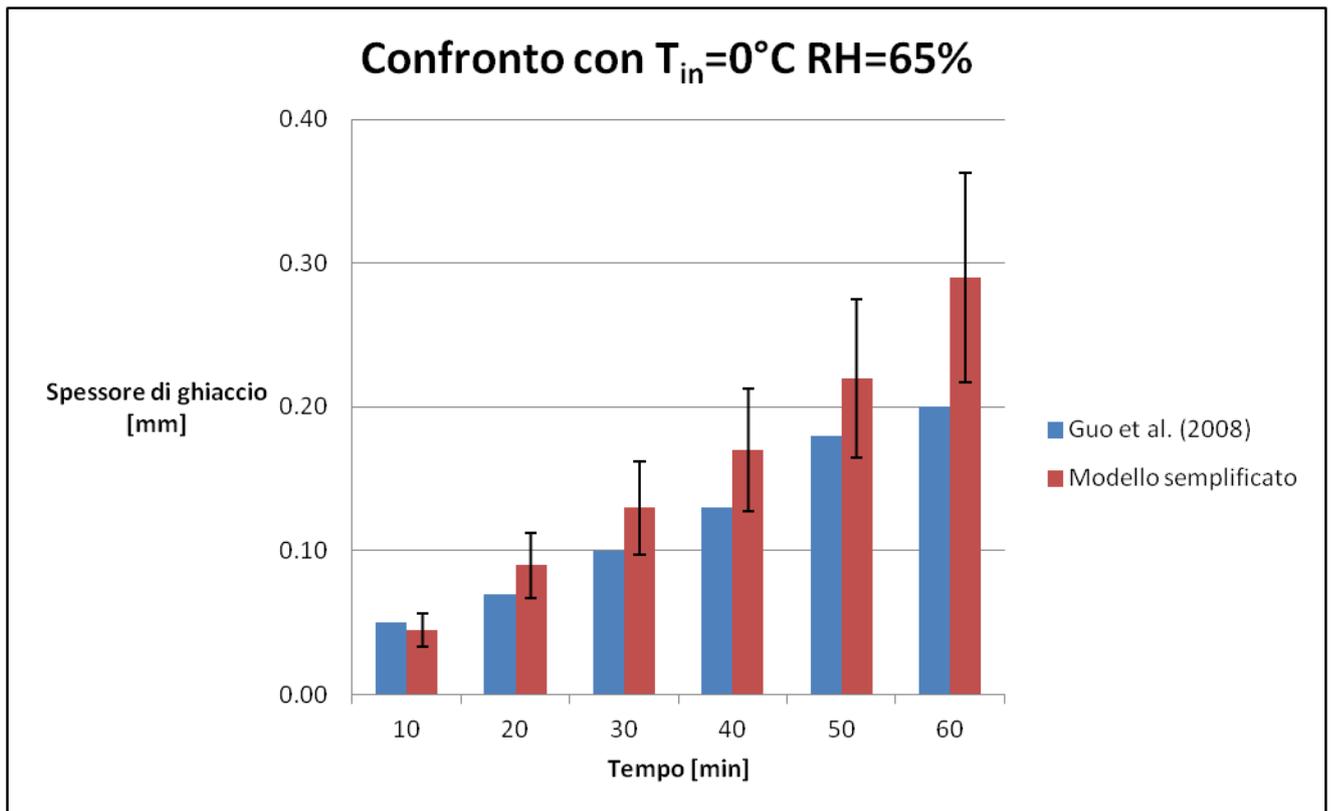


Figura 4.4 Confronto Modello semplificato-Articolo Guo et al. (2008) $T_{in}=0^{\circ}\text{C}$ RH=65%

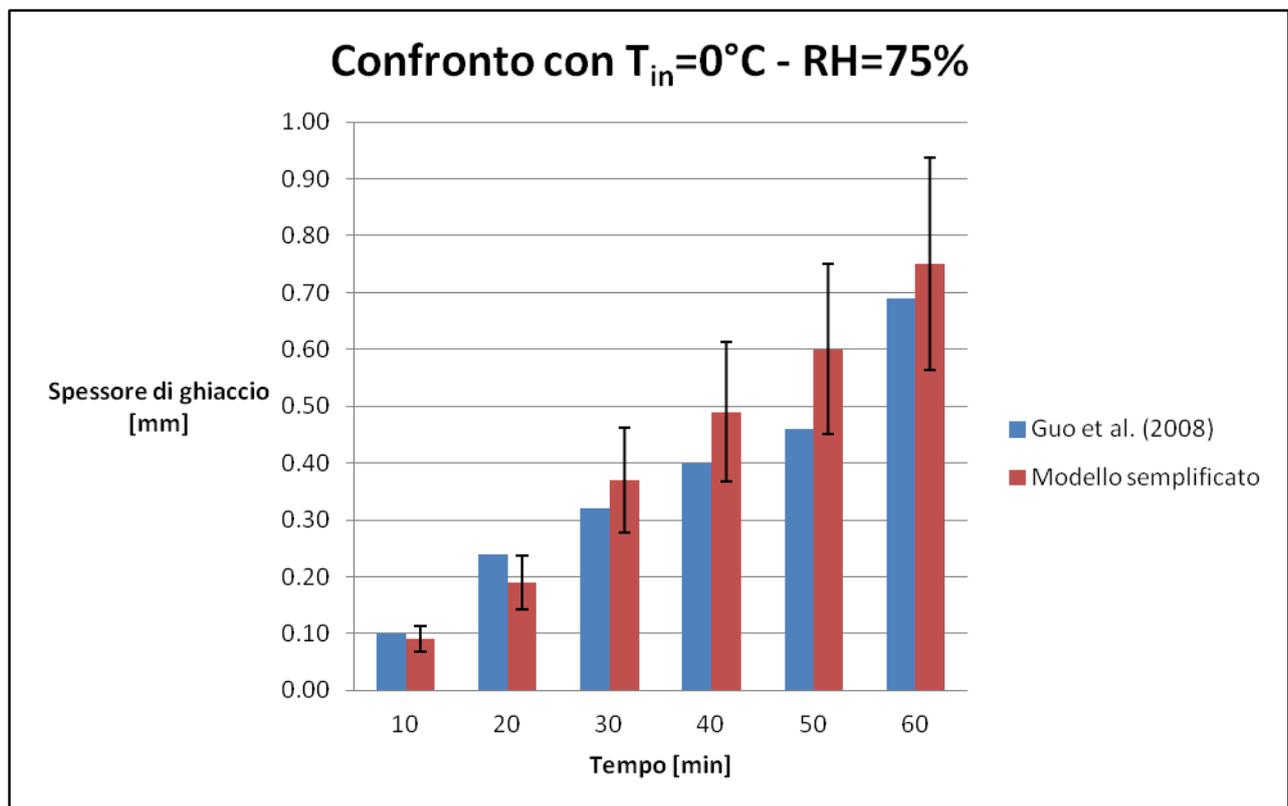


Figura 4.5 Confronto Modello semplificato-Articolo Guo et al. (2008) $T_{in}=0^{\circ}\text{C}$ RH=75%

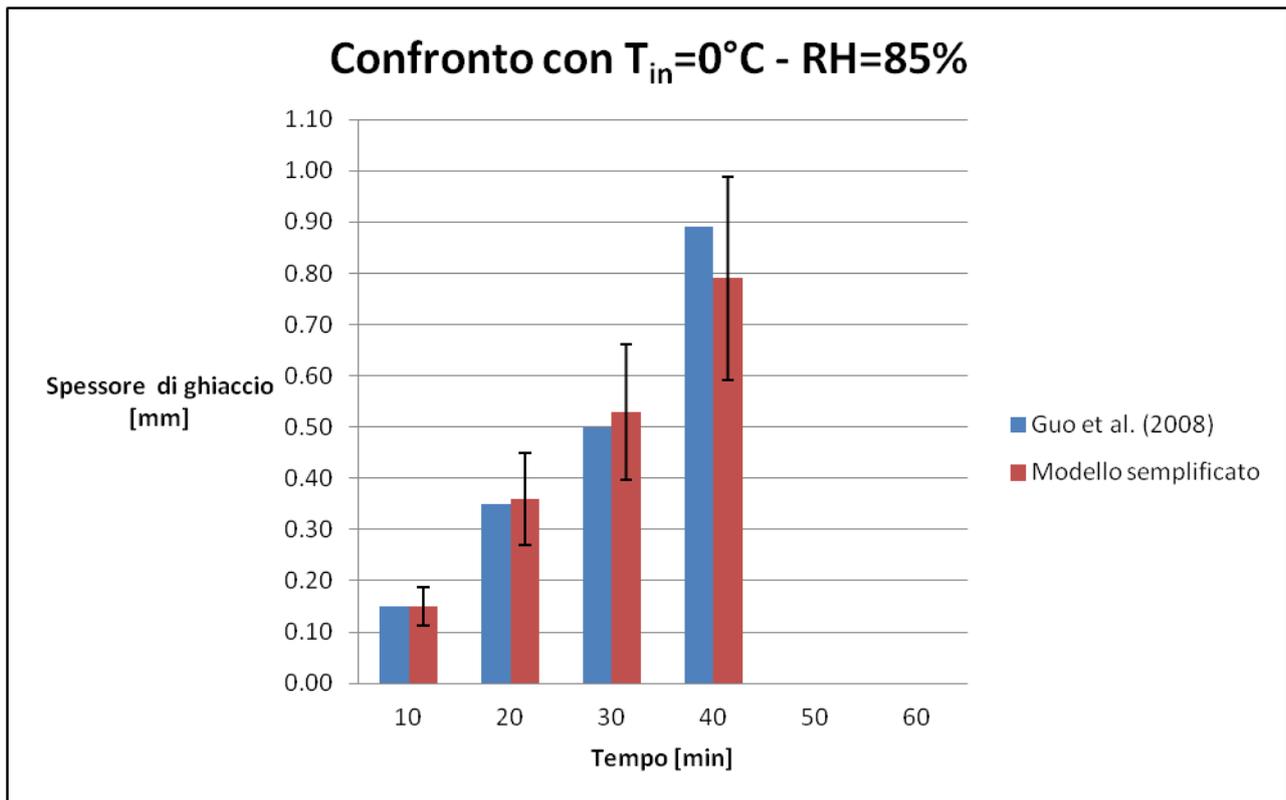


Figura 4.6 Confronto Modello semplificato-Articolo Guo et al. (2008) $T_{in}=0^{\circ}\text{C}$ RH=85%

Sulla base dei risultati ottenuti si può affermare che:

- Il modello sembra esprimere una maggiore coerenza con la realtà all’aumentare dell’umidità relativa;
- I confronti dimostrano che l’evoluzione degli andamenti ottenuti sono in linea con quelli dell’articolo;
- I valori ottenuti rientrano nella maggior parte dei casi in un range di +/-25% di tolleranza rispetto a quelli acquisiti dal testo ad eccetto di una misurazione;
- I risultati ottenuti mediante il modello sono, quasi sempre, cautelativi (ragionando con un approccio energetico) rispetto a quelli proposti dal documento in esame. Utilizzando quindi il codice proposto in questo elaborato si sarà “sempre” in una condizione di vantaggio di sicurezza nella valutazione dello spessore di ghiaccio che, come è noto, è la causa delle inefficienze menzionate nei capitoli precedenti.

2- Titolo: The Effects of Frost Formation in a Flat Plate Finned-Tube Heat Exchanger

Autori: Lee *et al.* (1996)

Caratteristiche principali:

- Studio sperimentale condotto con l'apparato in Figura 4.7;
- Analisi specifica per uno scambiatore di calore con la forma di Figura 4.8 e le misure geometriche in Tabella 4.3;

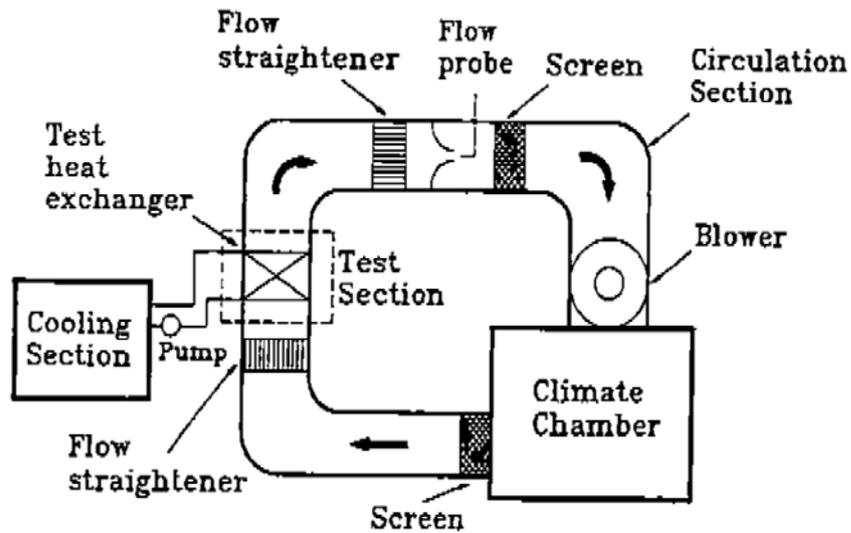


Figura 4.7 Schema dell'apparato sperimentale utilizzato

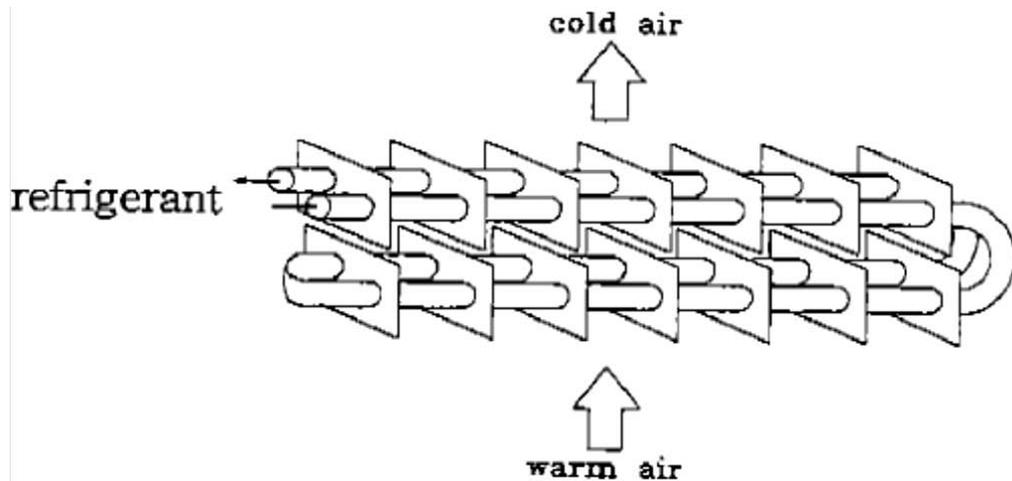


Figura 4.8 Schematizzazione dello scambiatore di calore utilizzato

Geometria dell'evaporatore	
Lunghezza dei tubi [mm]	370
N° di ranghi	2
Diametro esterno dei tubi [mm]	8
Spessore dei tubi [mm]	0.15
Passo tra le alette [mm]	20
Spessore delle alette [mm]	0.2
Passo tra i ranghi [mm]	30
Passo tra i tubi [mm]	30

Tabella 4.3 *Geometria dell'evaporatore in studio*

L'articolo di cui sopra si differenzia dal precedentemente in quanto, invece di considerare l'intero sistema pompa di calore, limita lo studio ad uno scambiatore di calore posto in un tunnel nel quale possono essere regolati i vari parametri dell'aria per eseguire molteplici prove. Nello specifico il caso preso in esame prevede le seguenti condizioni di prova:

- Velocità dell'aria in ingresso allo scambiatore pari a 1 [m/s];
- Temperatura dell'aria pari a 6 [°C];
- Umidità relativa dell'aria pari al 70%;
- Temperatura di parete dell'evaporatore pari a -30 [°C];

In Figura 4.9 si riporta il grafico ad istogrammi di confronto tra i dati e l'articolo sopra citato e gli output forniti dal modello adattato ovviamente con tutte le specifiche usufruibili dal documento.

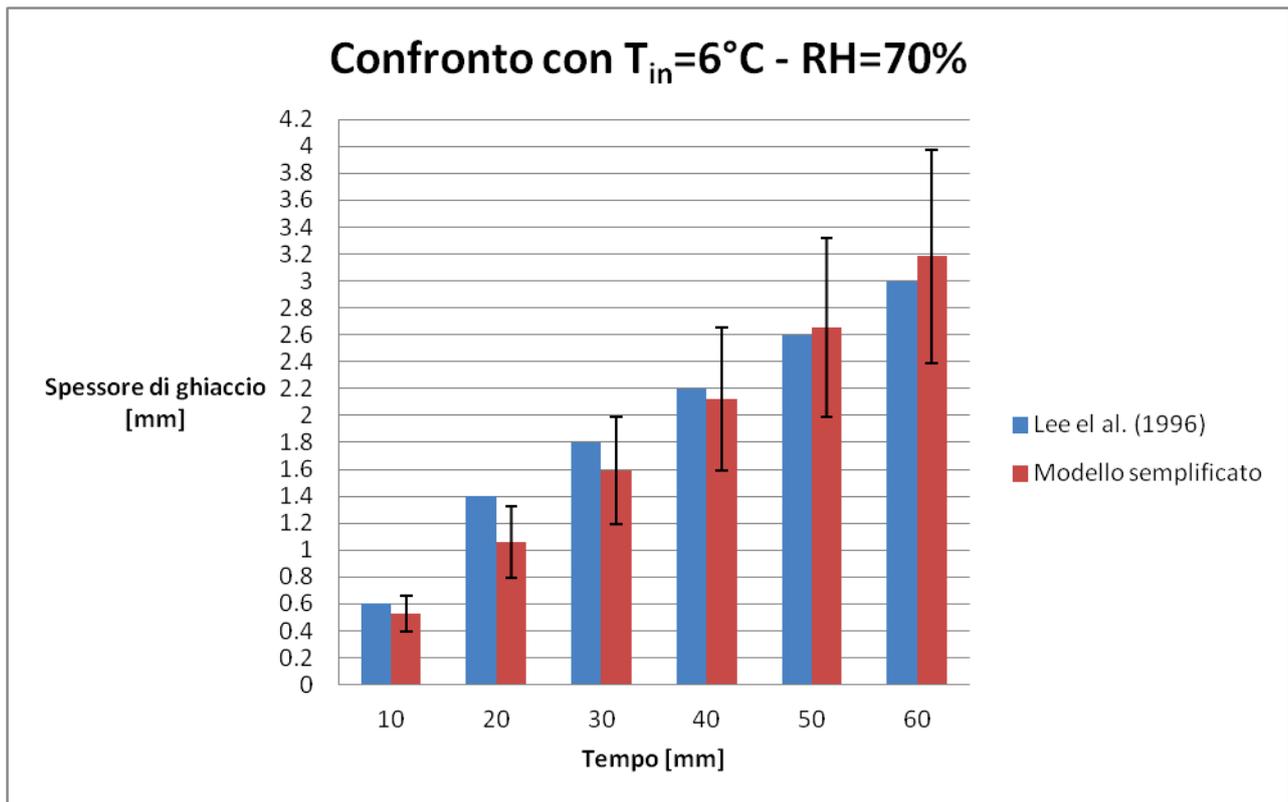


Figura 4.9 Confronto Modello semplificato-Articolo Lee et al. (1996) $T_{in}=6^{\circ}\text{C}$ RH=70%

Sulla base di quanto ottenuto si può affermare:

- I valori forniti dal modello rispettano la tolleranza del 25% rispetto a quelli dell'articolo ad eccezione di un dato ad inizio del processo di formazione del ghiaccio;
- All'aumentare del tempo di simulazione il modello tende a sovrastimare i dati dell'articolo mentre all'inizio la tendenza è opposta;
- Il confronto risulta soddisfacente in quanto il modello tende a mediare i dati reali proposti nel documento considerato;

3- Titolo: Modeling for predicting frosting behavior of a fin-tube heat exchanger

Autori: Yang *et al.* (2005)

L'articolo appena citato a differenza dei precedenti è un modello matematico sviluppato sulla base delle:

- Lo strato di ghiaccio che progressivamente si forma sulla superficie dello scambiatore di calore viene considerato omogeneo;
- Il processo di brinamento viene assunto quasi-statico;
- Il meccanismo di scambio termico considerato è la conduzione attraverso il ghiaccio, la quale è funzione della densità di quest'ultimo;

Metodologia di calcolo:

- Lo scambiatore di calore è diviso in volumi di controllo infinitesimali nella direzione del flusso di portata d'aria e di refrigerante;
- Il diametro del tubo, il tempo di simulazione, le condizioni di ingresso, le temperature di tubi ed alette e la densità del ghiaccio sono valori assegnati;
- La massa di ghiaccio, lo spessore di ghiaccio, il calore ed il coefficiente di scambio di massa sono valori calcolati;
- La temperatura del ghiaccio in ogni porzione infinitesimale è calcolata;
- Il sistema in caso di soluzione non immediata opera automaticamente delle iterazioni al fine di ottenere risultati il più possibile precisi ed attendibili;

Le schematizzazioni dell'evoluzione dei parametri che descrivono le condizioni dell'aria in ingresso e l'interazione scambiatore di calore-portata d'aria sono presentate rispettivamente in Figura 4.10 e 4.11.

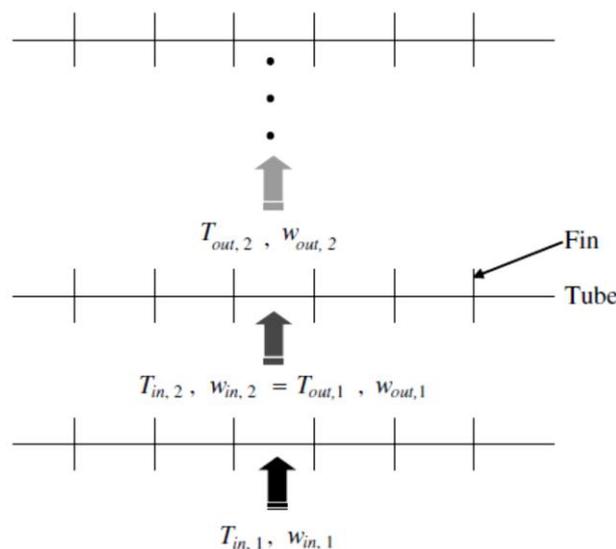


Figura 4.10 Sezionamento dello scambiatore di calore

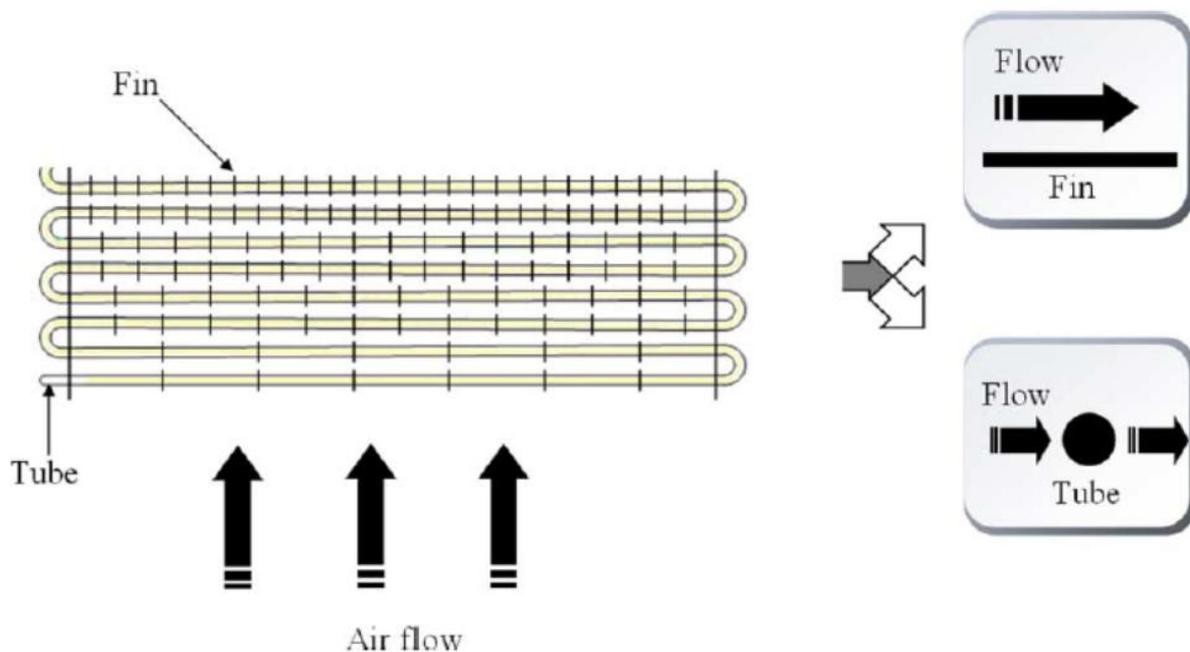


Figura 4.11 *Interazione assunta scambiatore di calore-portata d'aria*

Le condizioni di prova previste sono:

- Temperatura in ingresso pari a 8 °C con RH 85%;
- Temperatura di parete pari a -3 °C;
- Umidità specifica pari a 0.00404 Kg/Kg;
- Velocità dell'aria 1 m/s;

Mentre la geometria dello scambiatore di calore e il confronto articolo-modello sono illustrati rispettivamente in Tabella 4.4 ed in Figura 4.12.

Geometria dell'evaporatore	
Lunghezza dei tubi [mm]	370
N° di ranghi	2
Diametro esterno dei tubi [mm]	8
Spessore dei tubi [mm]	0.15
Passo tra le alette [mm]	20
Spessore delle alette [mm]	0.2
Passo tra i ranghi [mm]	27
Passo tra i tubi [mm]	30

Tabella 4.4 *Geometria dell'evaporatore in studio*

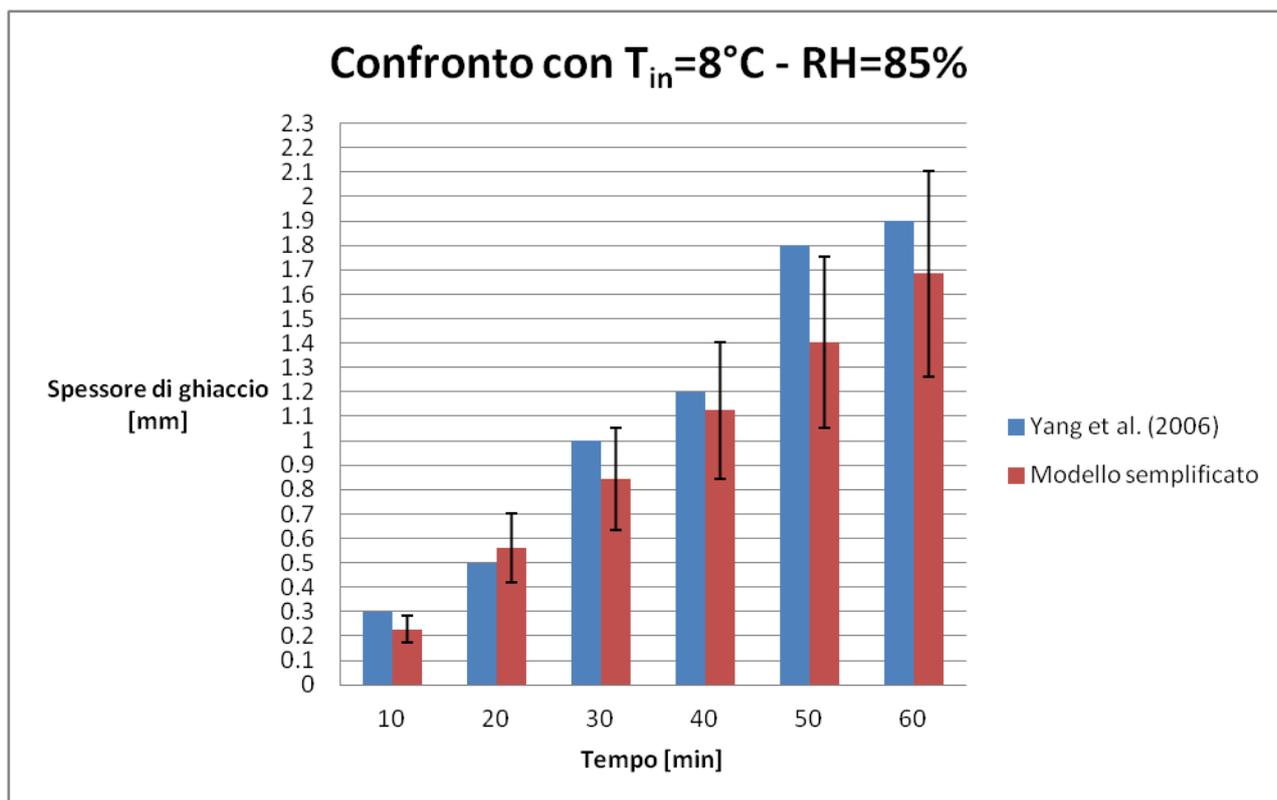


Figura 4.12 Confronto Modello semplificato-Articolo Yang et al. (2006) $T_{in}=8^{\circ}\text{C}$ RH=85%

Sulla base dei risultati ottenuti si possono fare le seguenti affermazioni:

- Nel confronto delle varie simulazioni viene quasi sempre rispettata la tolleranza del 25%;
- Il modello proposto fornisce valori sempre minori rispetto all'articolo, anche se si deve tener conto che il codice proposto fornisce dati teorici e non reali;
- L'andamento ottenuto risulta soddisfacente ed in linea di massima attendibile e paragonabile a quello del documento;

Lo spessore di ghiaccio valutato mediante il modello e che si viene a formare sulla superficie esterna dello scambiatore di calore (evaporatore) se confrontato con dati presenti in letteratura risulta attendibile e comunque confrontabile come ordine di grandezza. A favore del codice sviluppato bisogna considerare una grande semplicità di utilizzo e di calcolo a scapito di una eventuale imprecisione che a volte si può riscontrare.

Capitolo 5

Applicazione ad un caso reale

Il capitolo conclusivo di questa tesi prevede l'esposizione, in tutti i suoi particolari, dell'applicazione del modello ad una PDC commerciale, in modo tale da poter dimostrare la semplicità di utilizzo del programma e l'attendibilità dei suoi risultati.

5.1 Presentazione della pompa di calore scelta

La PDC, il cui funzionamento si è simulato, è stata scelta dal catalogo Daikin, nella sezione delle macchine aria-acqua, in modo del tutto arbitrario, vista la grande flessibilità del modello creato; essendo il nostro studio incentrato sul funzionamento del sistema in condizioni di brinamento l'interesse maggiore è inevitabilmente orientato quasi totalmente all'unità esterna della macchina (vedi Figura 5.1) inoltre in Tabella 5.1 vengono riassunte le principali caratteristiche di interesse al fine di eseguire la valutazione dei parametri energetici.

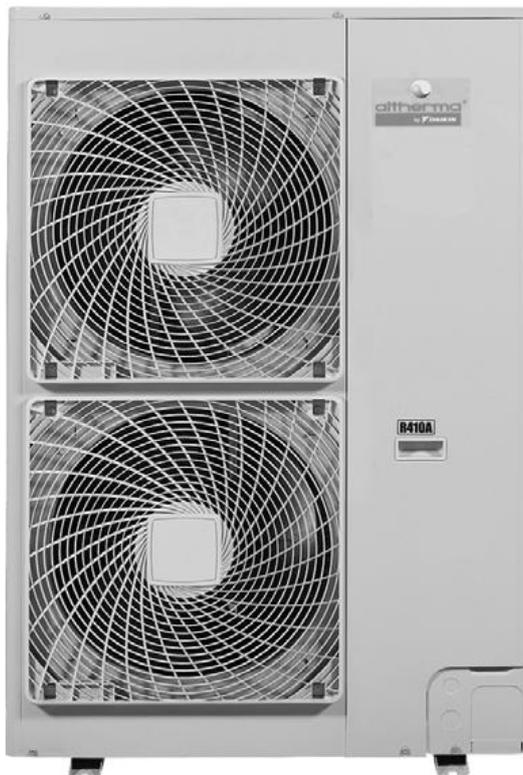


Figura 5.1 *Unità esterna PDC*

DATI TECNICI (ERHQ11)

Ventilatore	Tipologia	Assiale
	Quantità	2
	Direzione di scarico	Orizzontale
Compressore	Velocità	1250 [giri/min]
	Quantità	1
	Tipologia	Scroll ermeticamente sigillato
	Avviamento	Controllo ad inverter
Refrigerante	Potenza	2200 [W]
	Tipo	R-410A
	Controllo	Valvola di espansione elettronica
Sbrinamento	Metodo	Livellatore pressione
	Controllo	Sensore di temperatura scambiatore unità esterna
Controllo della capacità	Metodo	Inverter
Scambiatore di calore esterno	Lunghezza	857 [mm]
	N° di file	2
	Passo alette	1.4 [mm]
	N° di passaggi	5
	Superficie frontale	1.131 [m ²]
	Trattamento	Anticorrosione
Alimentazione	Fase	3N~
	Frequenza	50 [Hz]
	Tensione	400 [V]
	Corrente massima assorbita	13 [A]

Tabella 5.1 *Dati tecnici unità esterna*

Per completezza le Figure 5.2 e 5.3 presentano l'ingombro della macchina ed uno schema semplificato del circuito tra l'unità esterna e quella interna; da notare in particolar modo la valvola elettronica a quattro vie grazie alla quale la macchina può passare da climatizzatore estivo a pompa di calore invernale.

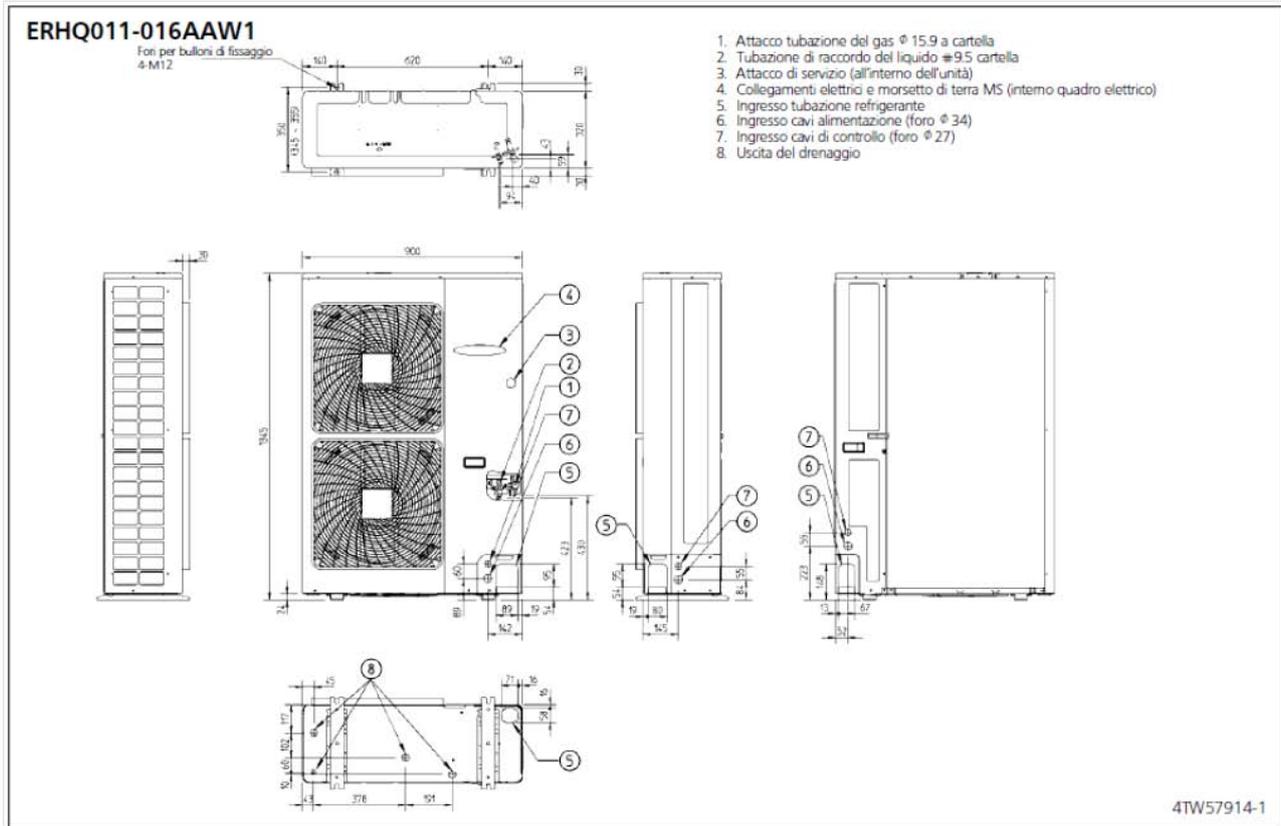


Figura 5.2 Ingombro e specifiche dell'unità esterna

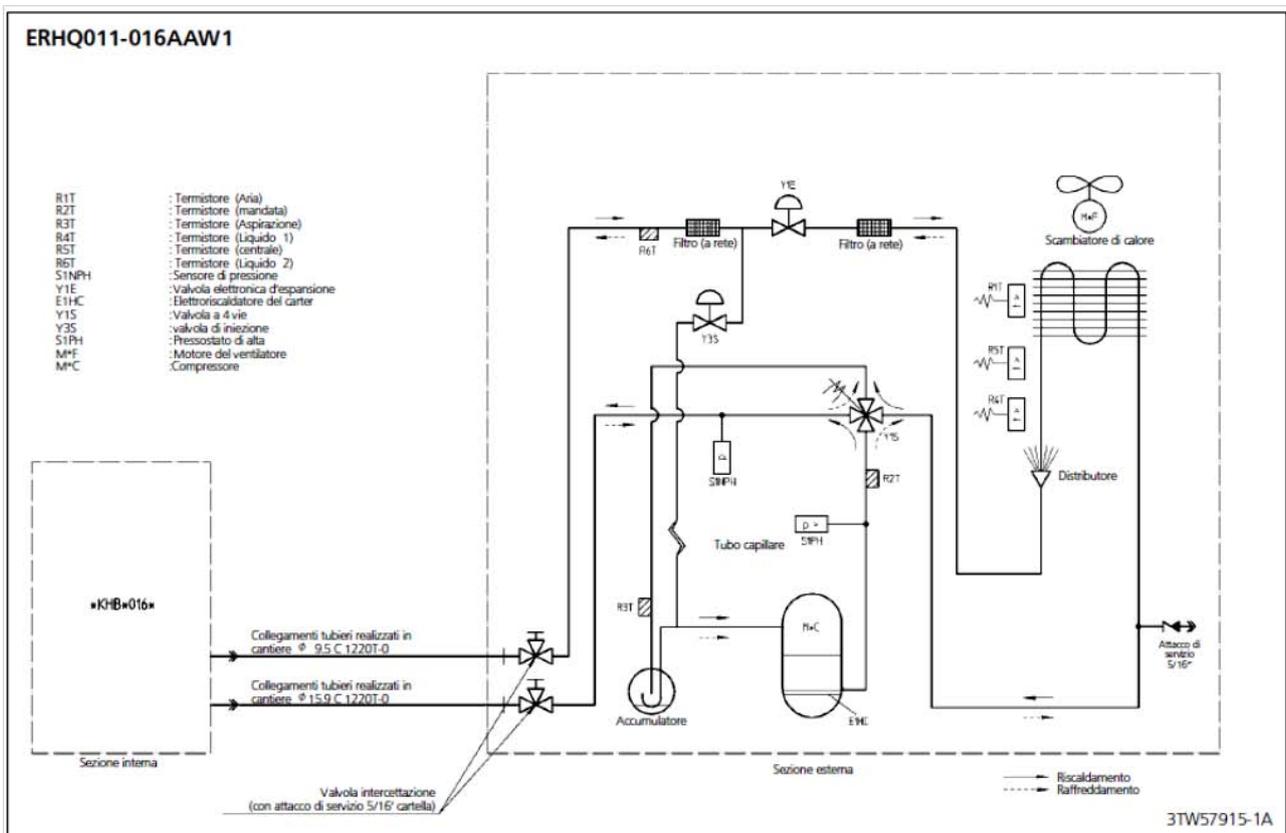


Figura 5.3 Schema idraulico PDC

5.2 Presentazione delle operazioni eseguite

In questo paragrafo saranno presentati tutti gli input utilizzati questa applicazione, necessari al modello per funzionare correttamente e restituire i valori necessari alle successive valutazioni.

5.2.1 Dati prestazionali della pompa di calore

I dati prestazionali della PDC scelta da catalogo sono proposti in Tabella 5.2, in particolare le assunzioni fatte sono le seguenti:

- Viene studiato solamente il caso di funzionamento in riscaldamento;
- Essendo una PDC aria-acqua si è scelta come temperatura di utenza e quindi uscita dal condensatore (all'interno dell'abitazione) 45°C;
- I dati dichiarati si riferiscono al funzionamento a meno del conteggio della perdita relativa al ciclo di defrosting (Tabella 5.2);

Si deve precisare che i valori che verranno considerati sono ristretti ad un campo di temperature che va dai +5°C ai -15°C proprio per concentrarci sulle condizioni critiche di funzionamento del sistema.

Modello	T _{H2O} [°C]	45	
ERHQ11	T _{amb} [°C]	Pt [W]	Pe [W]
	-15	5310	3040
	-7	5980	3110
	-2	7390	3140
	2	8500	3150
7	9520	3140	

Tabella 5.2 Dati prestazionali PDC in riscaldamento a meno del defrost

Dove:

- T_{H20} : temperatura dell'acqua utilizzabile all'utenza [$^{\circ}\text{C}$];
- P_t : potenza termica fornita [W];
- P_e : potenza elettrica assorbita [W];

5.2.2 Geometria dell'evaporatore e ventilatori

Come già esplicitato più volte in questo testo due organi di fondamentale importanza nello studio del ciclo di defrosting delle PDC sono appunto lo scambiatore di calore esterno e il ventilatore/i impiegato/i; nel caso in questione per quanto concerne la geometria dello scambiatore di calore da catalogo, come già riportato in tabella 5.1 vengono forniti tutti i valori necessari ovvero:

- Lunghezza e superficie frontale;
- Numero di ranghi;
- Passo tra le alette;
- Numero di passaggi del fluido refrigerante;

Mentre per quanto riguarda il ventilatore il ragionamento risulta più complicato in quanto nei cataloghi si possono trovare informazioni solamente circa il numero di giri ed il diametro della ventola, tuttavia per queste tipologie questi dati risultano sufficienti; il procedimento eseguito per trovare il punto di funzionamento è già stato esposto nel Cap. -3-; di seguito riprendiamo quanto detto con qualche precisazione:

- Il valore di rpm e diametro è stato fornito da catalogo della PDC (vedi Tab. 5.1) ;
- Si è scelto un ventilatore che corrispondesse a tali prerequisiti (vedi Figura 5.4 – 5.5);
- La curva caratteristica è stata digitalizzata grazie ad un programma di acquisizione dati da immagini;
- Si è prodotta una linea di tendenza della caratteristica del ventilatore grazie ad una funzione polinomiale;

Perciò si è giunti ad una funzione tale che inserendo il valore della perdita di carico restituisce la corrispondente portata, ricordando che in questo tipo di evaporatore sono previsti due ventilatori atti a servire l'intera superficie di frontale dell'evaporatore.



Ventilatore assiale ϕ 450	
Voltaggio	3~ 400
Frquenza	50 [Hz]
rpm	1250
Potenza	340 [W]
Prevalenza massima	120 Pa

Tabella 5.4 Dati tecnici relativi al ventilatore assiale considerato

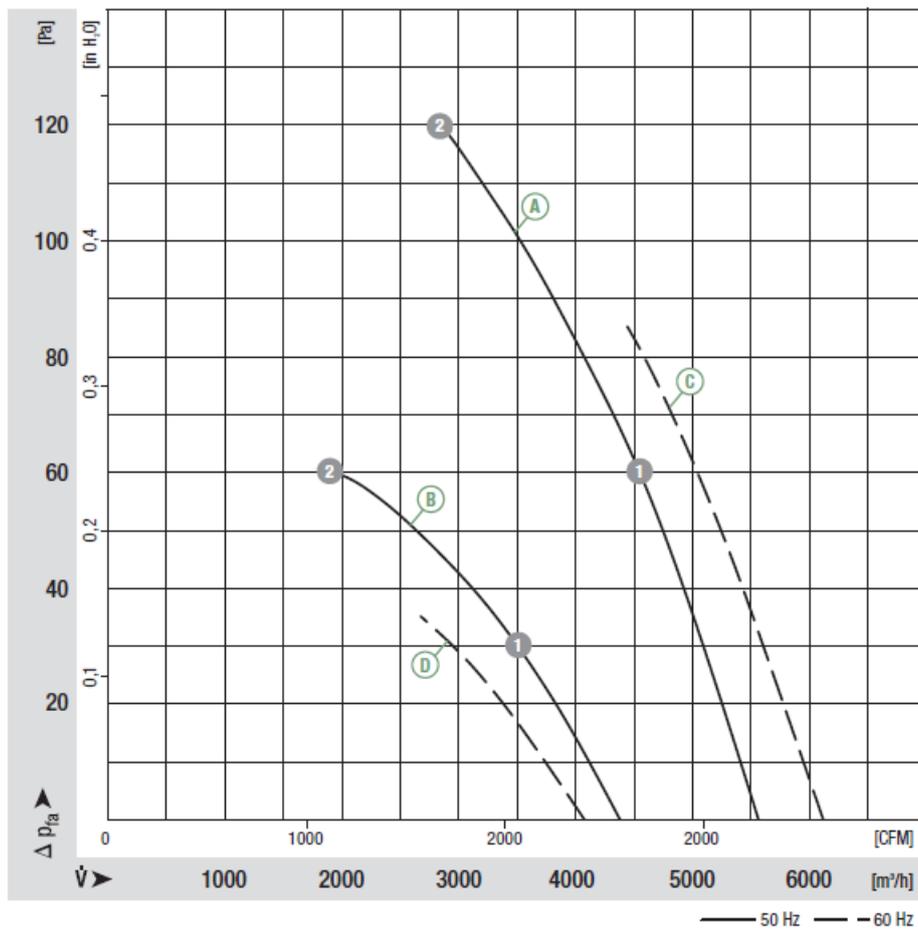


Figura 5.5 Curva caratteristica ventilatore (A)

5.2.3 Tempi di funzionamento

Gli ultimi dati da inserire nel modello riguardano le tempistiche di monitoraggio e funzionamento:

- Tempo di simulazione: pari a 1 ora per essere in linea con gli standard di simulazione;
- Limite temporale massimo dall'inizio del brinamento: il tempo totale dall'inizio del brinamento è calcolato in automatico dal modello in base al passo tra le alette (massima ostruzione consentita = 75%), tuttavia vien imposto un limite massimo (nel nostro caso 60min) oltre il quale la macchina esegue il ciclo di defrosting “forzatamente”;
- Durata del ciclo di defrosting: la durata totale viene considerata come un valore medio e pari a 4min come suggerito in letteratura;

Si riassume quanto detto nella seguente Figura 5.6:

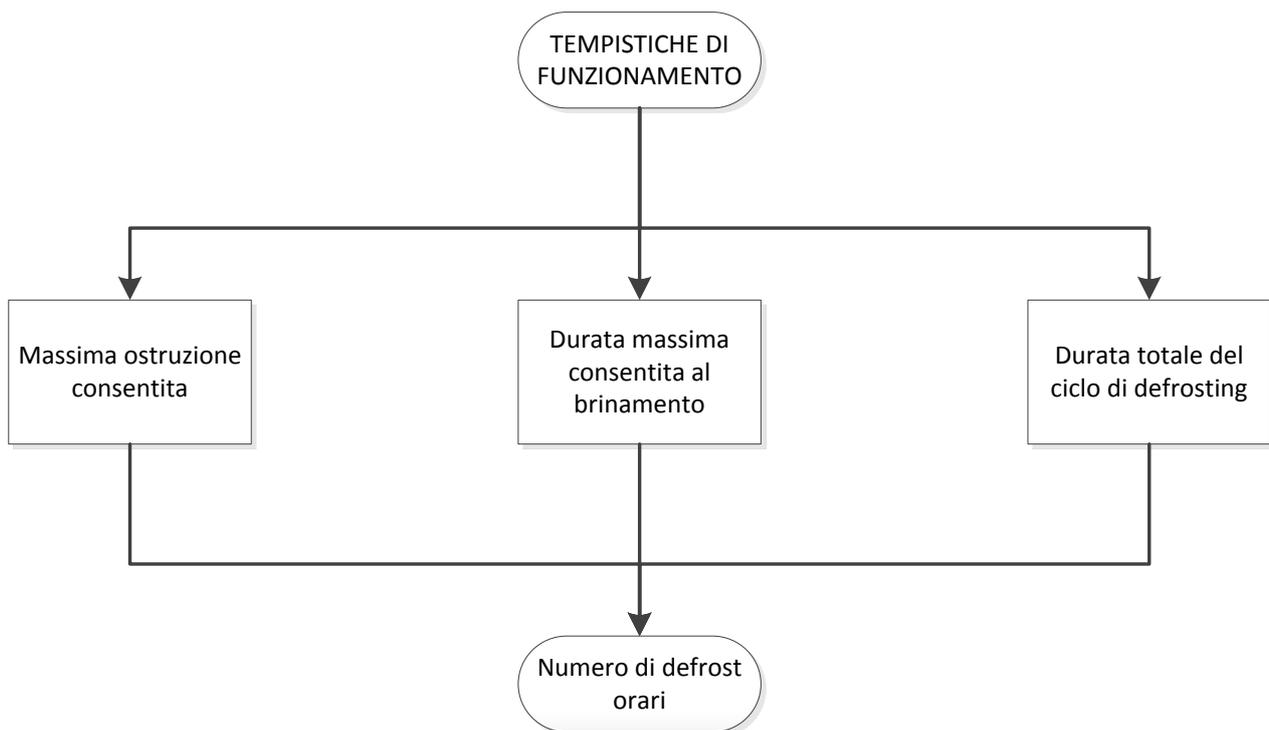


Figura 5.6 *Calcolo del numero di defrost su base oraria*

5.3 Presentazione dei risultati

La presentazione dei risultati ottenuti dal confronto fra la valutazione eseguita dal modello semplificato di calcolo e i dati usufruibili da catalogo sarà divisa in due filoni, il primo rappresenterà tutti i ragionamenti circa la potenza termica fornita dalla PDC, mentre il secondo sarà circoscritto alla valutazione del COP e quindi del suo raffronto con i valori forniti dalla casa costruttrice.

Le condizioni di prova per tutte le simulazioni sono le seguenti:

- Temperatura dell'acqua calda in uscita dal condensatore interno della PDC pari a 45 °C;
- La temperatura esterna (T_{in}) di simulazione ha un range che va dai +5 ai -15°C;
- L'umidità relativa dichiarata dal costruttore è pari a RH=85% per le prove in presenza di brinamento.

5.3.1 Potenza termica

Di seguito si procede alla rassegna dei risultati ottenuti più utili allo studio eseguito circa la potenza termica:

1. Potenza termica su base oraria: in Figura 5.7 sono rappresentati gli andamenti della potenza termica al netto dei cicli di defrosting al variare della temperatura e dell'umidità relativa; si ritiene opportuno fare le seguenti considerazioni:
 - All'aumentare dell'umidità relativa diminuisce la potenza termica fornita in quanto aumenta la quantità di ghiaccio che si viene a formare;
 - Gli andamenti sono più differenziati dai +5 ai -2°C perché in questo range l'umidità specifica aumenta considerevolmente con l'umidità relativa;
 - Al diminuire della temperatura le curve si avvicinano sempre di più in forza al fatto che la quota parte maggiore di “inefficienza” è dovuta all'aumentare della differenza di temperatura tra la sorgente interna e quella esterna e sempre meno alla presenza di ghiaccio in quanto sarà sempre minore la quantità di umidità specifica presente nell'aria.

Potenze Termiche medie calcolate dal modello con $T_{\text{acqua}}=45^{\circ}\text{C}$

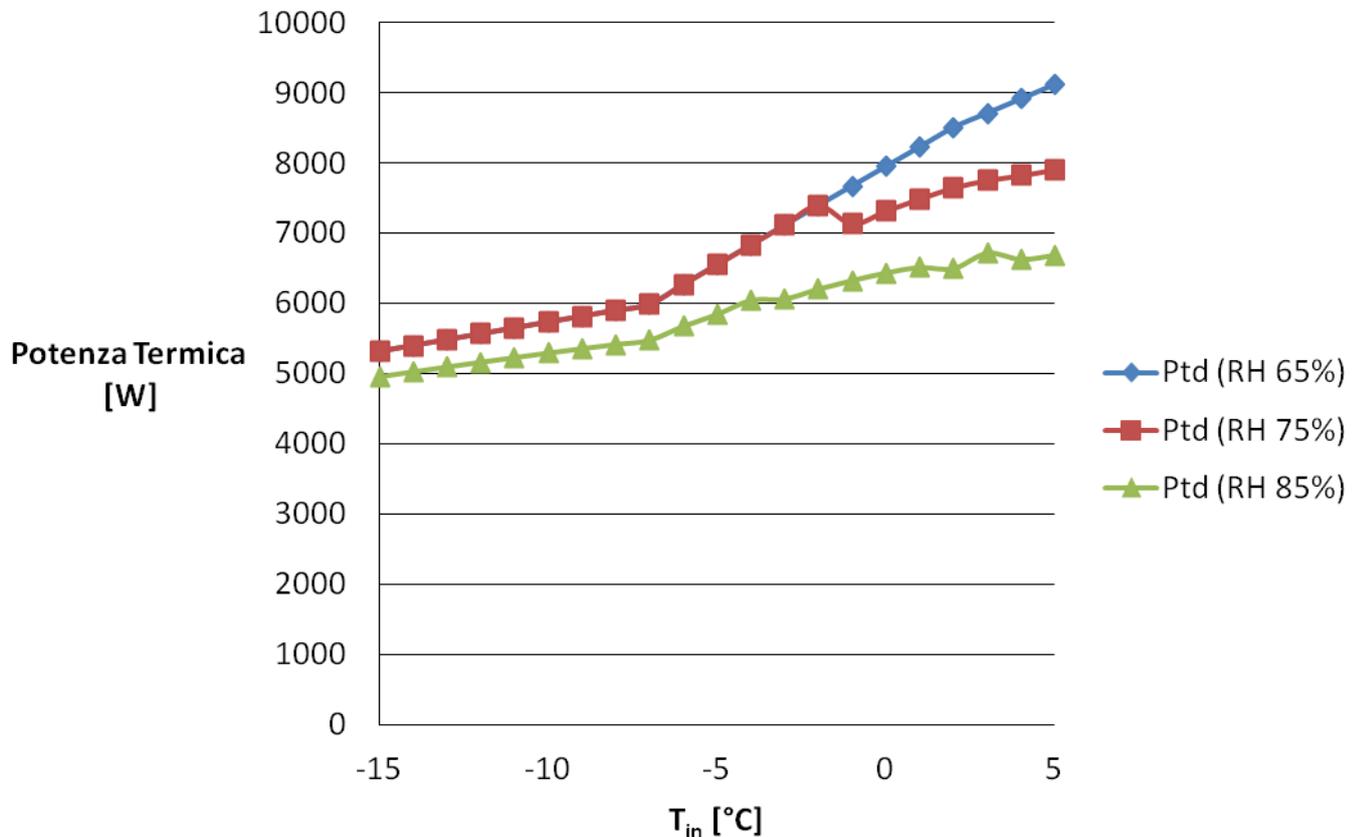


Figura 5.7 Andamento della potenza termica in funzione di temperatura ed umidità relativa esterne

2. Bilancio delle potenze termiche su base oraria: la Figura 5.8 fornisce l'andamento del bilancio delle potenze termiche in gioco in un range di temperatura esterna che va dai +5 ai -15°C ed una umidità relativa RH 85%; si può affermare che:
 - La grande differenza di andamento che presentano le curve dai +5 ai -2°C è dovuta alla più consistente quantità di umidità specifica presente in questo range di temperatura, infatti per valori minori di temperatura esterna gli andamenti si avvicinano in forza al fatto che sarà sempre maggiore la quota parte di inefficienza dovuta alla differenza di temperatura tra la sorgente interna e quella esterna;

Bilancio potenze termiche medie calcolate dal modello con $T_{\text{acqua}}=45^{\circ}\text{C}$

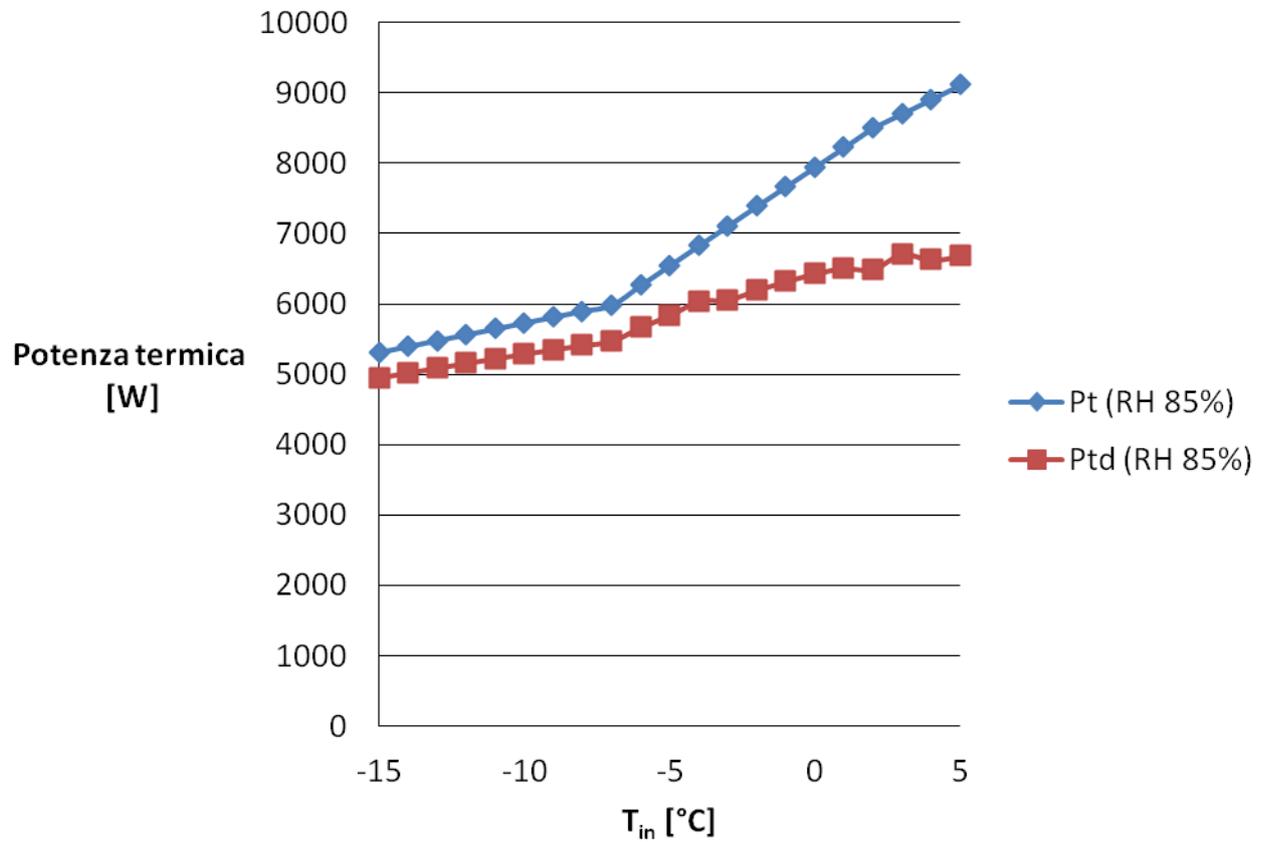


Figura 5.8 Bilancio delle potenze in gioco

5.3.2 Coefficiente di prestazione

Di seguito si procede alla rassegna dei risultati ottenuti più utili allo studio eseguito circa il coefficiente di prestazione:

1. Variazione del COP su base oraria: in seguito viene allegata la Figura 5.9 nella quale sono forniti gli andamenti del coefficiente di prestazione al netto di tutte le inefficienze in un range di temperature che va dai +5 ai -15°C e con diverse umidità relative; sulla base dei risultati si possono fare le seguenti considerazioni:
 - la differenza maggiore tra i tre andamenti si ha proprio tra i +5 e i -2°C perché proprio in questa fase sono più frequenti i cicli di defrosting;
 - l'andamento ad umidità relativa 85% resta il più penalizzato in tutto il range di temperature;
 - la curva ad RH 65% risente molto poco della presenza di ghiaccio in quanto con queste percentuali di umidità relativa la formazione di brina è molto poco favorita.

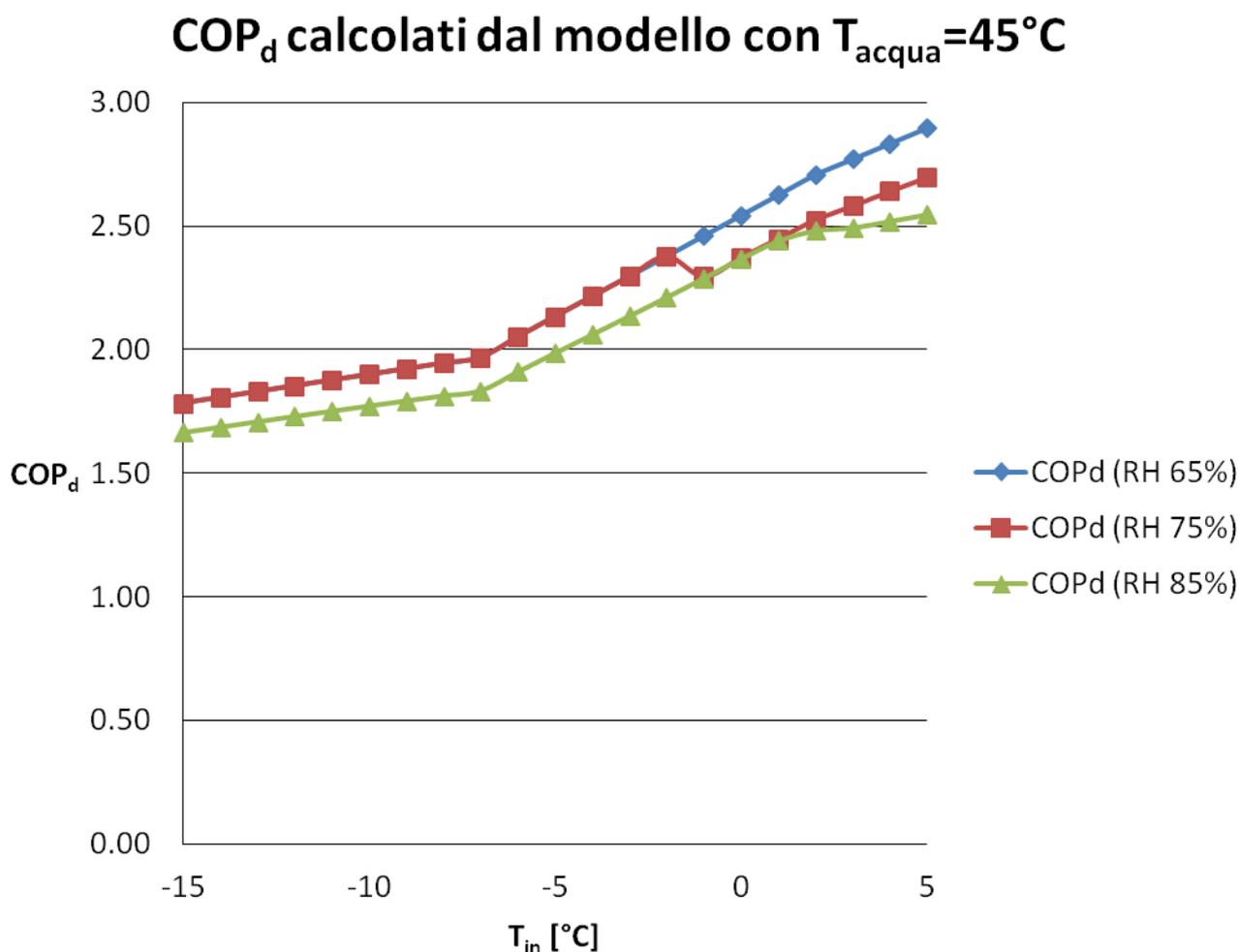


Figura 5.9 Andamento del COP in funzione della temperatura e dell'umidità relativa esterne

2. Confronto tra COP: la Figura 5.10 risulta importante per la verifica della precisione del modello semplificato in quanto fornisce il rapporto tra il COP calcolato con il modello semplificato e quello fornito dal catalogo della pompa di calore in studio entrambi al netto del ciclo di defrosting in un range di temperature $+5\div-15^{\circ}\text{C}$ e $\text{RH}=85\%$; osservazioni:

- La dispersione mostra come i risultati ottenuti siano molto vicini a quelli dichiarati e comunque rientrano sempre in una tolleranza del 10% ;
- Vista la precisione sulla valutazione del COP è possibile affermare che gli output del programma sono attendibili;

Confronto tra i COP_d calcolati dal modello e forniti da catalogo con $T_{\text{acqua}}=45^{\circ}\text{C}$

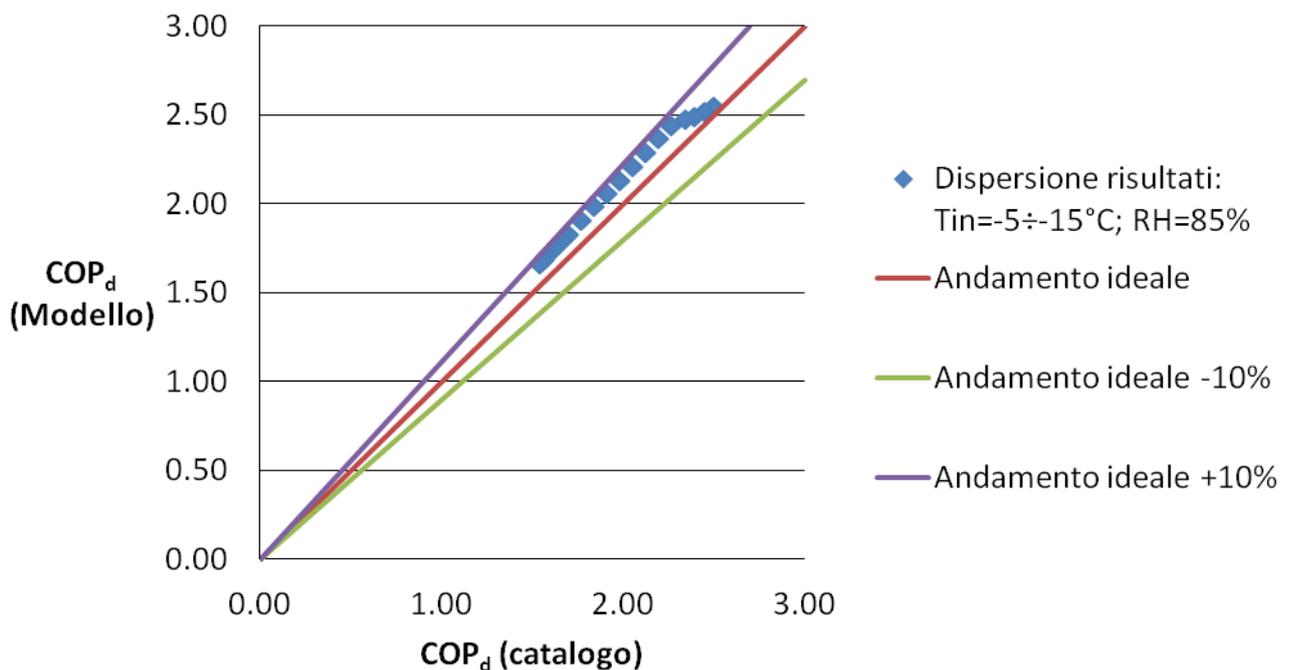


Figura 5.10 Confronto fra i COP calcolati e da catalogo

3. Confronto tra COP: l'ultima Figura 5.11 presenta rispettivamente gli andamenti del COP ideale (curva rossa) e di quello al netto dei cicli di defrosting (curva azzurra) con il solito range di temperature ed RH 85%, inoltre si fornisce la perdita percentuale di COP in funzione della temperatura esterna; sulla base dei risultati è quindi possibile affermare:

- La "perdita" COP presenta il suo massimo alle più alte temperature considerate in forza della maggiore formazione di ghiaccio;
- Questi andamenti sono molto interessanti dal punto di vista energetico perché ci mostrano la reale perdita di efficienza che la pompa di calore subisce a causa della presenza di brina e quindi della successiva implementazione dei cicli di sbrinamento dell'evaporatore.

Confronto COP con RH=85% e $T_{\text{acqua}}=45^{\circ}\text{C}$

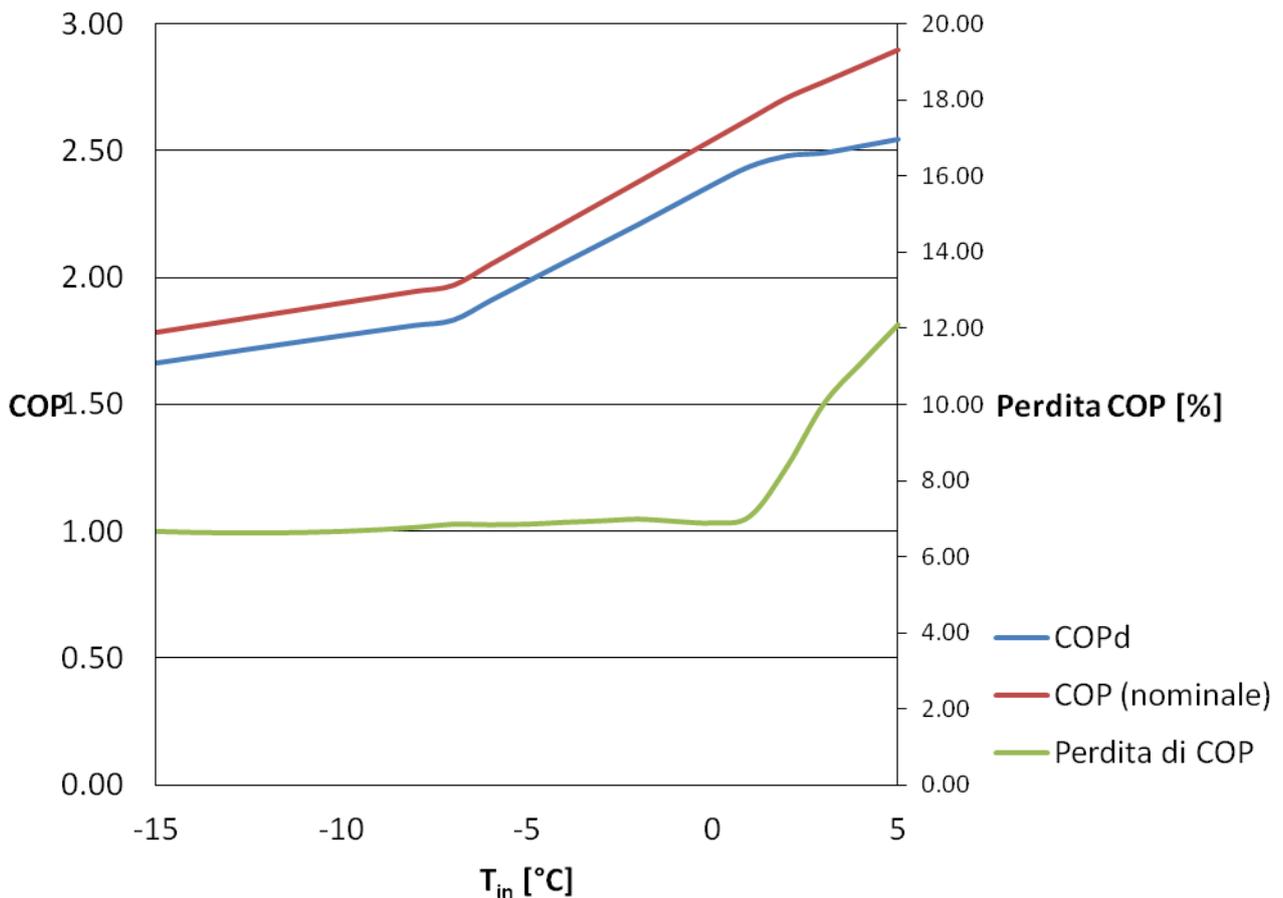


Figura 5.11 Confronto fra il COP nominale e quello al netto dei cili di defrosting

Conclusioni

I risultati ottenuti negli ultimi due capitoli di questo elaborato pongono alcune considerazioni in merito alla qualità del lavoro svolto e agli futuri sviluppi per migliorarne la precisione e la flessibilità. Per quanto riguarda gli output, dai vari confronti e valutazioni proposte è possibile affermare che il modello semplificato ha fornito buona precisione e aderenza alla realtà, se si considera oltretutto la semplicità di utilizzo dovuta al basso numero di input necessari. Tuttavia non essendo a disposizione del gruppo una camera climatica di prova non è stato possibile affinare ulteriormente gli output se non basandosi sulla letteratura presente su queste tematiche. Perciò parte degli sviluppi futuri del progetto riguarderanno l'implementazione più flessibile di tutti i metodi di esecuzione del defrost proposti dalle case costruttrici, l'affinamento degli output ed il corretto collegamento del presente modello con il programma di simulazione dell'intero processo di funzionamento delle pompe di calore già realizzato dall'ex dipartimento di Fisica Tecnica. Si deve precisare che l'intento di questo elaborato è anche quello di rendere più precise le stime circa le inefficienze delle pompa di calore con scambiatore esterno a tubi alettati in modo da agevolarne lo sviluppo e l'utilizzo visti i grandi risparmi dal punto di vista energetico e il basso impatto ambientale che comportano. Tuttavia in conclusione si può ritenere il presente un elaborato soddisfacente dal punto di vista degli obiettivi raggiunti e che sostanzialmente ha dato i risultati sperati, ovviamente l'intero processo di valutazione dei fenomeni nel funzionamento dell'intero sistema PDC che avverrà una volta implementato il presente codice di calcolo con il programma di simulazione completa precedentemente citato si avranno maggiori spunti e sicuramente un'intera visione delle specifiche della macchina che permetteranno studi ancora più approfonditi e precisi.

Nomenclatura

A_{exchange} : area di scambio limitata al primo rango [m^2];

A_{front} : area frontale dell'evaporatore [m^2];

COP: coefficiente di prestazione della PDC a meno del conteggio dei cicli di defrosting;

E: energia necessaria allo sbrinamento [J];

$E_{\text{defrost,TOT}}$: potenza necessaria ai cicli di defrosting per il tempo di simulazione scelto [Wh];

E_{defrost} : energia necessaria ad un ciclo di defroting [J];

F_{inpitch} : passo tra le alette [m];

H: altezza dello scambiatore [m];

h: coefficiente globale di scambio termico [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$];

K: coefficiente globale di trasferimento di massa [$(\text{kg}/\text{s})/(\text{m}^2 \text{Pa})$];

L: larghezza dello scambiatore [m];

$L_{\text{frost melting}}$: calore latente di fusione del ghiaccio [J/Kg];

m: massa di ghiaccio depositata sulla superficie esterna dell'evaporatore [kg];

$N^{\circ}_{\text{alette/m,minimo}}$: numero di alette minimo accettabile;

$N^{\circ}_{\text{alette/m,scelto}}$: numero di alette scelto a seconda del caso in studio;

$N^{\circ}_{\text{fin,scelto}}$: numero di alette scelto;

N°_{ranks} : numero di ranghi;

P_e : Potenza elettrica assorbita [W];

$P_{\text{t netta}}$: potenza termica fornita realmente dalla PDC;

P_t : potenza termica fornita [W];

$P_{\text{vap,av}}$: pressione di vapore alla temperatura media [Pa];

$P_{wall,sat}$: pressione di vapore alla temperatura di parete in condizioni di saturazione [Pa];
 Q : scambio termico [W];
 T_{av} : temperatura media dell'aria attraverso lo scambiatore [$^{\circ}C$];
 $t_{before\ defrosting}$: tempo dall'inizio del brinamento sino all'inizio del ciclo di defrosting [min];
 $t_{ciclo\ defrost}$: valore medio del tempo impiegato dalla macchina per eseguire lo sbrinamento [s];
 T_{wall} : temperatura di parete [$^{\circ}C$];
 $V_{between\ fin,frost}$: velocità tra le alette dell'aria calcolata con la portata finale effettiva [m/s];
 V_c : portata di condensato che si deposita sulla superficie esterna dell'evaporatore [kg/s];
 $v_{frontal,frost}$: velocità frontale dell'aria calcolata con la portata finale effettiva [m/s];
 $V_{frost,1fan}$: portata d'aria di un ventilatore che ha come curva caratteristica quella inserita, in presenza di brina [m^3/s];
 v_{gr} : velocità dell'aria relativa al punto di riferimento scelto [m/s];
 $V_{ideal,1fan}$: portata d'aria di un ventilatore che ha come curva caratteristica quella inserita, in assenza di brina [m^3/s];
 $V_{ideal,tot}$: portata d'aria totale [m^3/s];
 $V_{ideal,TOT}$: portata d'aria totale [m^3/s];
 v_v : velocità dell'aria che il ventilatore riesce a produrre [m/s];
 δ_f : spessore del ghiaccio sulla superficie esterna dello scambiatore [m];
 δ_{fin} : spessore delle alette [m];
 $\delta_{frost\ max}$: spessore massimo di ghiaccio accettato [m];
 δ_{frost} : spessore del ghiaccio [m];
 $\Delta P_{evaporator,1ranks}$: perdita di carico relativa all'evaporatore con presenza di ghiaccio [Pa];
 $\Delta P_{evaporator,2ranks}$: perdita di carico relativa all'evaporatore in assenza di ghiaccio [Pa];
 $\Delta P_{evaporator,ideal}$: perdita di carico relativa all'evaporatore in assenza di ghiaccio [Pa];

$\Delta P_{\text{evaporator,TOT}}$: perdita di carico relativa all'evaporatore in condizioni di presenza di brina [Pa];

ΔP_{gr} : perdita di carico relativa al punto di riferimento scelto [Pa];

ΔP_{min} : perdita di carico con il numero di alette minore accettabile [Pa];

ΔP_v : perdita di carico risultante [Pa];

ρ_f : densità del ghiaccio [kg/m^3];

ρ_{frost} : densità del ghiaccio [Kg/m^3];

Riferimenti Bibliografici

- C.P. Tso, Y.C. Cheng, A.C.K. Lai (2005). An improved model for predicting performance of finned tube heat exchanger under frosting condition, with frost thickness variation along fin. *Applied Thermal Engineering* 26 (2006) 111–120.
- D. M. Admiraal and C. W. Bullard (1993). Heat Transfer in Refrigerator Condensers and Evaporators. *ACRC Project 12*.
- Deniz Sekera*, Hakan Karatasa, Nilufer Egricanb (2003). Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. Part I—Modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration* 27 (2004) 367–374.
- Diogo Londero Da Silva (2012). Frost Formation on Fan-Supplied Tube-Fin Evaporators: A Visual and Numerical Analysis. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*.
- Dong Huang, Quanxu Li, Xiuling Yuan (2009). Comparison between hot-gas bypass defrosting and reverse-cycle defrosting methods on an air-to-water heat pump. *Applied Energy* 86 (2009) 1697–1703.
- Dong Huang, Xiuling Yuan, Xingqun Zhang (2004). Effects of fan-starting methods on the reverse-cycle defrost performance of an air-to-water heat pump. *International Journal of Refrigeration* 27 (2004) 869–875.
- Dong-Keun Yang 1, Kwan-Soo Lee, Simon Song (2006). Fin spacing optimization of a fin-tube heat exchanger under frosting conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (2006) 2619–2625.
- Dong-Keun Yang, Kwan-Soo Lee, Simon Song (2005). Modeling for predicting frosting behavior of a fin-tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (2006) 1472–1479.
- Elmahdy, A. H.; Biggs, R. C. (1983). Efficiency of extended surfaces with simultaneous heat and mass Transfer. *ASHRAE Transactions, 1A*, pp. 135-143, 1983.
Formation in the Vertical Plate Heat Exchanger. *International Refrigeration and Air Conditioning*.
- Jeng-Min Huang, Wen-Chien Hsieh, Xin-Ji Ke, Chi-Chuan Wang(2007). The effects of frost thickness on the heat transfer of finned tube heat exchanger subject to the combined influence of fan types. *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 728–737.
- Jørgen Rose, Toke Rammer Nielsen, Jesper Kragh, Svend Svendsen (2007). Quasi-steady-state model of a counter-flow air-to-air heat-exchanger with phase change. *Applied Energy* 85 (2008) 312–325.
- K. S. Lee, W. S. Kim, T. H. Lee, S. Y. Lee (1994). An Experimental Study on the Behavior of Frost Formation in the Vertical Plate Heat Exchanger. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*.

Lingyan Huang, Zhongliang Liu, Yaomin Liu and Yujun Gou (2010). Experimental study of frost growth on a horizontal cold surface under forced convection. *Journal of Mechanical Science and Technology* 24 (7) (2010) 1523~1529.

Long Fu, Guoliang Ding, Chunlu Zhang (2003). Dynamic simulation of air-to-water dual-mode heat pump with screw compressor. *Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 1629–1645.

M. Albert, R. Sahinagic, L. Gasser, B. Wellig and K. Hilfiker (2008). Prediction of ice and frost formation in the fin tube evaporators fo air to water heat pump. *Lucerne University of Applied Sciences and Arts – Engineering & Architecture, CC Thermal Energy Systems & Process Engineering, Technikumstrasse 21, CH-6048 Horw, Switzerland.*

N. Seki, s. Fukusajo, K. Matsuo, Sapporto, and S. Uemura, Sakai (1985). An analysis of incipient frost formation. *Warme and Stoffubertragung* 19, 9-18.

T. Argaud, P. Panheleux, D. Clodic (2000). Heat-Pump Evaporators Under Frosting Air Pressure Drops and Heat-Exchange Correlations. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference.*

T. H. Lee, K. S. Lee, W. S. Kim (1996). The Effects of Frost Formation in a Flat Plate Finned-Tube Heat Exchanger. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference.*

Taraschi. Aeraulica 1÷9.

Wei-Mon Yan, Hung-Yi Li, Yeong-Ley Tsay (2005). Thermofluid characteristics of frosted finned-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48.

Wilbert F. Stoecker and Jerold W. Jones(1982). Refrigeration and air conditioning (second edition). International student edition.

Xian-Min Guo, Yi-Guang Chen, Wei-Hua Wang, Chun-Zheng Chen (2008). Experimental study on frost growth and dynamic performance of air source heat pump system. *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 2267–2278.

Yang Yao, Yiqiang Jiang, Shiming Deng, Zuiliang Ma (2004). A study on the performance of the airside heat exchanger under frosting in an air source heat pump water heater/chiller unit. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (2004) 3745–3756.

Zhiqiang Liu, Guangfa Tang, Fuyun Zhao (2002). Dynamic simulation of air-source heat pump during hot-gas defrost. *Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 675–685.

Siti web:

www.caleffi.it

www.daikin.it

www.enea.it

www.arpa.veneto.it

www.sciencedirect.it

Ringraziamenti

Le persone da ringraziare sono veramente tante a cominciare dai miei genitori da sempre di fondamentale aiuto in ogni circostanza. Un ringraziamento particolare al relatore Michele De Carli e ai correlatori Giuseppe Emmi e Massimiliano Scarpa che con grande pazienza mi hanno seguito sin dall'inizio.

Infine un grazie a Giacomo, Niccolò, a tutta la mia compagnia e non da ultima un pensiero speciale alla mia fidanzata Sabrina.