



Ricerca di Sistema elettrico

Studio numerico e sperimentale del fenomeno del brinamento sulle batterie esterne delle pompe di calore ad aria

G.L. Morini, C. Naldi, P. Valdiserri, C. Biserni, E. Rossi di Schio, G.
Fabbri, S. Mataloni

STUDIO NUMERICO E SPERIMENTALE DEL FENOMENO DEL BRINAMENTO SULLE BATTERIE ESTERNE DELLE POMPE DI CALORE AD ARIA

G.L. Morini, C. Naldi, P. Valdiserri, C. Biserni, E. Rossi di Schio, G. Fabbri, S. Mataloni (Dipartimento di Ingegneria Industriale, Alma Mater Studiorum – Università di Bologna)

Dicembre 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero della Transizione Ecologica - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 – III annualità

Obiettivo: Tecnologie

Progetto: Tecnologie per la penetrazione efficiente del vettore elettrico negli usi finali

Work package: Pompe di Calore

Linea di attività: Miglioramento delle prestazioni delle PdC (sbrinamento): Studio numerico e sperimentale del fenomeno del brinamento sulle batterie esterne delle PdC.

Responsabile del Progetto: Claudia Meloni, ENEA

Responsabile del Work package: Raniero Trinchieri, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *"Integrazione delle Pompe di Calore in sistemi di condizionamento complessi"*

Responsabile scientifico ENEA: Ing. Francesco D'Annibale

Responsabile scientifico: Prof. Gian Luca Morini

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE	6
2 I PRINCIPALI METODI DI SBRINAMENTO DI UNA POMPA DI CALORE AD ARIA E LE RELATIVE LOGICHE DI CONTROLLO	8
2.1 COMPRESSOR SHUTDOWN DEFROSTING	9
2.2 ELECTRIC HEATING DEFROSTING	9
2.3 HOT WATER SPRAY DEFROSTING	9
2.4 HOT GAS BY-PASS DEFROSTING	9
2.5 REVERSE CYCLE DEFROSTING	10
2.6 LOGICA DI CONTROLLO PER L'ATTIVAZIONE DI UN CICLO DI SBRINAMENTO	11
2.7 SVILUPPO DELLA "FROSTING MAP" DI UNA POMPA DI CALORE	12
3 ANALISI SPERIMENTALE DEL FENOMENO DEL BRINAMENTO	14
3.1 DESCRIZIONE DELLA CAMERA CLIMATICA UTILIZZATA PER LE PROVE SPERIMENTALI	14
3.2 LA POMPA DI CALORE OGGETTO DI STUDIO	17
3.2.1 <i>Logica di sbrinamento della pompa di calore oggetto di studio</i>	18
3.3 SENSORI E STRUMENTI DI MISURA UTILIZZATI NELL'APPARATO SPERIMENTALE	18
3.4 SVILUPPO DELLA FROSTING MAP TEORICA E SPERIMENTALE DELLA POMPA DI CALORE	23
3.4.1 <i>Sviluppo della frosting map teorica della pompa di calore</i>	23
4 SVILUPPO DI UN MODELLO NUMERICO PER STUDIARE IL FENOMENO DEL BRINAMENTO DI POMPE DI CALORE AD ARIA	29
4.1 DESCRIZIONE DEL MODELLO NUMERICO SVILUPPATO	29
4.1.1 <i>Modello numerico implementato per la fase di Pre-Defrost</i>	32
4.1.2 <i>Modello numerico implementato per la fase di Defrost</i>	33
4.1.3 <i>Modello numerico implementato per la fase di Post-Defrost</i>	35
4.2 IMPLEMENTAZIONE DEL MODELLO NUMERICO ALL'INTERNO DEL SOFTWARE TRNSYS	36
5 CONCLUSIONI.....	38
6 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	39
7 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI	40
8 APPENDICE: CURRICULUM SCIENTIFICO DEL GRUPPO DI LAVORO	41

Sommario

La linea di attività LA 21 è stata incentrata sull'analisi, per mezzo di test sperimentali e simulazioni numeriche, del comportamento delle pompe di calore ad aria durante il fenomeno del brinamento della batteria alettata esterna, tipico del funzionamento invernale di tali macchine in climi freddi e umidi, e della successiva procedura di sbrinamento.

Più nel dettaglio, è stata svolta una campagna di monitoraggio sperimentale su una pompa di calore aria-acqua, testata all'interno di una camera climatica di prova per pompe di calore ubicata presso il laboratorio di un costruttore. I test sono stati effettuati in condizioni di funzionamento invernali, imponendo all'interno della camera di prova condizioni ambientali gravose (bassa temperatura dell'aria e, contemporaneamente, alti valori dell'umidità relativa), al fine di innescare la formazione di brina sulla batteria alettata della pompa di calore e studiare così le effettive prestazioni della macchina durante l'intero transitorio (formazione brina e successivo ciclo di sbrinamento effettuato per mezzo dell'inversione del ciclo frigorifero).

L'analisi delle prestazioni della macchina durante questi test ha permesso di costruire una **"frosting map"** della pompa di calore, un diagramma che lega le condizioni di brinamento riscontrate sulla superficie esterna della batteria alla temperatura di bulbo secco ed all'umidità relativa dell'aria esterna. Le prove sperimentali eseguite hanno permesso di suddividere la **"frosting map"** in diverse regioni (sulla base di diverse condizioni ambientali), in corrispondenza delle quali la pompa di calore è soggetta o meno a fenomeni di brinamento di diversa intensità.

E' stato così possibile individuare l'intervallo di umidità relativa e temperatura dell'aria esterna in corrispondenza del quale la superficie esterna della batteria alettata rimane asciutta (**"non frosting region"**). E' stato inoltre evidenziato per quali valori di umidità relativa e temperatura dell'aria esterna (in genere grado igrometrico maggiore del 60%, e temperatura di bulbo di secco maggiore di 6°C) si innesci la formazione di condensa sulla superficie alettata della batteria (**"condensing region"**). Infine, è stato possibile osservare quali combinazioni di umidità relativa e temperatura dell'aria esterna sono responsabili della formazione di brina sulla superficie esterna della batteria (**"frosting region"**).

La **"frosting map"** così ottenuta è caratteristica della macchina sottoposta a test e può variare se cambia la superficie della batteria alettata, il ventilatore che spinge l'aria esterna contro la batteria e la geometria dell'unità esterna (in particolare del percorso effettuato dall'aria all'interno dell'unità esterna).

Questo diagramma può rivelarsi uno strumento fondamentale per la definizione della corretta logica di controllo sull'esecuzione dei cicli di sbrinamento nelle pompe di calore ad aria in quanto grazie ad esso è possibile correlare le condizioni termo-igrometriche dell'aria esterna all'insorgere della formazione di brina.

Sulla base dei risultati ottenuti attraverso i test sperimentali, è stato sviluppato un modello numerico in grado di riprodurre le effettive prestazioni di una pompa di calore ad aria durante l'intero transitorio legato ad un ciclo di sbrinamento (formazione del ghiaccio sulla superficie esterna dell'evaporatore e suo successivo scioglimento). Attraverso questo modello numerico, descritto in dettaglio nella seconda parte del report, è possibile valutare gli andamenti della potenza termica erogata e della potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore durante tutto il transitorio legato al fenomeno del brinamento della batteria esterna.

Il modello suddivide il funzionamento della pompa di calore durante un ciclo di sbrinamento in tre fasi distinte: i) **fase di "Pre-Defrost"**: la brina si deposita e si accumula sulla batteria alettata; ii) **fase di "Defrost"**: la macchina scioglie la brina che si è formata sulla batteria invertendo il proprio ciclo di funzionamento; iii) **fase di "Post-Defrost"**: la pompa di calore ritorna ad operare in modalità invernale mentre la batteria esterna è completamente ricoperta da un velo di acqua liquida generata dallo scioglimento della brina. In questa fase la presenza dell'acqua liquida sulla superficie dell'evaporatore aumenta il valore del coefficiente di scambio della batteria.

Le prove sperimentali hanno permesso di introdurre nel modello dei coefficienti di taratura che permettono di correlare le prestazioni della pompa di calore durante un generico ciclo di defrost alle

condizioni ambientali esterne. Il modello numerico è stato quindi implementato all'interno del software di simulazione dinamica TRNSYS al fine di ottenere un modello della pompa di calore ad aria in grado di tenere conto di quanto accade in inverno quando la macchina si trova a dover gestire la formazione di brina sull'unità esterna. In questo modo è possibile tenere conto della penalizzazione sulle prestazioni energetiche stagionali della pompa di calore determinata dai cicli di defrost a cui sono soggette durante l'inverno le pompe di calore ad aria.

1 Introduzione

Il tema della riduzione delle emissioni di gas a effetto serra, del maggiore sfruttamento delle energie rinnovabili e dell'efficienza energetica sta acquisendo un ruolo sempre più importante nel panorama europeo e mondiale. Ad esempio, l'Unione Europea ha l'obiettivo di progredire verso un'economia climaticamente neutra e ha chiesto agli Stati membri di adottare piani nazionali integrati per l'energia e per il clima per il periodo 2021-2030. L'Italia ha pertanto redatto il "Piano Nazionale Integrato per l'Energia e il Clima" (PNIEC), in cui ha definito gli obiettivi e le linee d'intervento da seguire per andare verso la decarbonizzazione dei propri usi energetici, l'efficienza e la sicurezza energetica [1]. Le pompe di calore rappresentano uno degli strumenti più semplici e di facile applicazione per poter soddisfare questi obiettivi. Infatti, come specificato nel PNIEC, nell'ambito della produzione di calore da fonti rinnovabili sono incentivati gli interventi di sostituzione di impianti di produzione di acqua calda sanitaria e di climatizzazione tradizionali con sistemi a pompa di calore. Per questo motivo lo studio e il miglioramento delle problematiche connesse a questo tipo di macchine è un aspetto fondamentale nel panorama energetico attuale.

Negli ultimi anni, le pompe di calore ad aria (Air Source Heat Pumps, ASHPs) si stanno affermando come la tecnologia più diffusa all'interno del mercato europeo delle pompe di calore [2] in particolare per potenze termiche inferiori a 15 kW. Le ASHP sono infatti caratterizzate da bassi costi di installazione, grande disponibilità della fonte di calore esterna (es. aria esterna) e facilità di installazione [3-5]. Tuttavia, le pompe di calore ad aria presentano una serie di inconvenienti che non consentono di raggiungere completamente il loro massimo potenziale di risparmio energetico. Oltre al fenomeno delle perdite energetiche legate ai cicli on-off [6] comune a tutte le tipologie di pompe di calore e dipendente dal grado di sovradimensionamento adottato nella selezione della pompa di calore, il problema principale delle ASHP è che durante la stagione invernale la superficie dello scambiatore esterno può ricoprirsì di brina finendo per ridurre la potenza scambiata con l'aria esterna [7,8].

E' noto infatti come particolari condizioni di temperatura e umidità relativa dell'aria esterna portano alla formazione di uno strato di brina sulla superficie alettata dello scambiatore di calore esterno, che funge da evaporatore in inverno. Lo strato di ghiaccio cresce di spessore con il passare del tempo quando la pompa di calore è operativa e va a peggiorare le prestazioni della macchina. Il coefficiente globale di scambio termico associato allo scambiatore di calore si riduce in quanto aumenta la resistenza termica totale tra il fluido frigorifero che scorre all'interno dello scambiatore. Allo stesso tempo diminuisce la portata d'aria che riesce ad attraversare la batteria a causa dell'ostruzione creata dalla brina che riempie lo spazio tra le alette. Ciò finisce per determinare un abbassamento della temperatura di evaporazione ed un degrado delle prestazioni energetiche della macchina. Per questa ragione è necessario effettuare periodicamente lo sbrinamento automatico della batteria al fine di ripristinare le corrette condizioni di funzionamento dell'unità esterna. In Figura 1 sono riportati esempi di batterie alettate ricoperte di brina durante la stagione invernale.



Figura 1. Esempi di batterie alettate di pompe di calore ad aria ricoperte di brina

La brina si deposita sulla batteria a causa di un fenomeno fisico ben preciso. L'aria ambiente, utilizzata come sorgente termica dalla pompa di calore, contiene al suo interno una certa quantità di vapore acqueo. Nell'attraversare la batteria alettata, l'aria, cedendo calore al fluido refrigerante in fase di evaporazione, si raffredda. Se l'aria all'uscita della batteria raggiunge una temperatura inferiore alla temperatura di rugiada corrispondente alle condizioni ambientali in cui si trova in ingresso, il vapore acqueo contenuto in essa condensa sulla superficie della batteria. Se poi la temperatura superficiale della batteria è inferiore a 0°C , l'acqua condensata ghiaccia sulle alette ed i tubi dello scambiatore di calore.

Da quanto ora descritto, si nota come i due parametri principali per la formazione di ghiaccio sulla superficie dell'evaporatore siano la temperatura dell'aria esterna ed il suo grado igrometrico, spesso identificato come umidità relativa (UR). Particolari combinazioni di questi due parametri possono rendere più o meno intenso il fenomeno del brinamento. A bassa temperatura l'umidità assoluta dell'aria risulta essere bassa, per cui anche nei casi in cui l'umidità relativa sia alta, la probabilità di assistere al fenomeno del brinamento si abbassa. Anche nel caso in cui ci fosse formazione di ghiaccio, il suo spessore sarebbe contenuto e non porterebbe a considerevoli cali di efficienza della macchina. Per questo motivo le ASHP possono essere vantaggiosamente utilizzate anche in località caratterizzate da condizioni invernali particolarmente rigide.

In letteratura il fenomeno del brinamento nelle unità esterne delle pompe di calore è stato estensivamente analizzato. Un lavoro particolarmente interessante è quello condotto da Guo et al. [9] sulla formazione dello strato di ghiaccio sull'evaporatore di una pompa di calore in condizioni climatiche invernali gravose. I risultati presentati mostrano come i massimi spessori di brina, per fissati valori di umidità relativa, si raggiungano per temperature dell'aria comprese tra 0°C e 5°C . Come si nota dalla Figura 2, lo spessore dello strato e la quantità di brina accumulata sono massimi in corrispondenza di una temperatura dell'aria esterna intorno a 0°C , per fissato valore di umidità relativa.

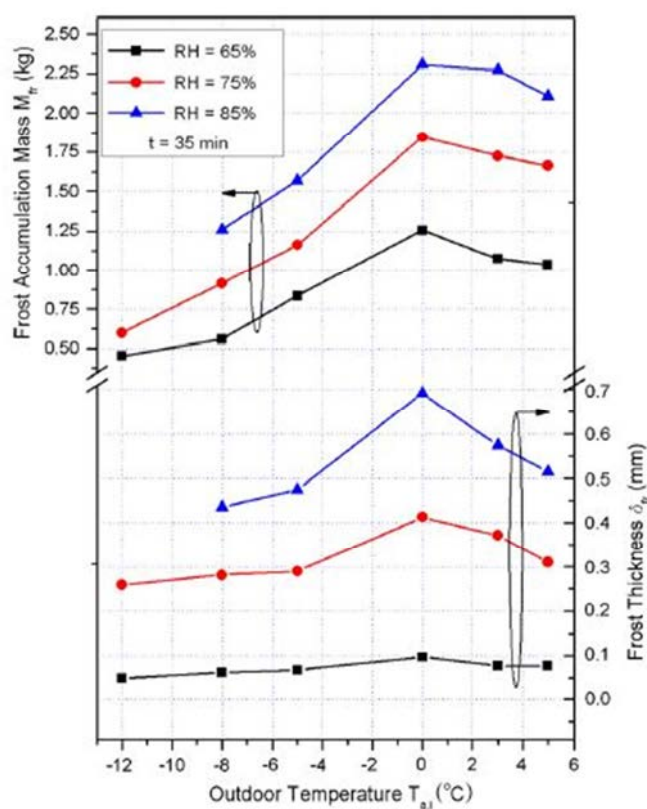


Figura 2. Confronto tra spessore di brina e massa di ghiaccio accumulata in funzione della temperatura dell'aria esterna per fissati valori di umidità relativa [9]

Questo fenomeno è spiegabile considerando che al crescere della temperatura dell'aria, per un fissato valore di umidità relativa, l'umidità assoluta e la temperatura di parete della batteria alettata aumentano. L'incremento dell'umidità assoluta dell'aria è un fattore a vantaggio della formazione di brina, mentre l'aumento della temperatura di parete sfavorisce il crescere del ghiaccio sulla superficie dell'evaporatore. Ne consegue quindi che esiste una condizione in cui la formazione di brina diventa massima e tale condizione si verifica quando la temperatura dell'aria esterna è intorno a 0°C. Si nota inoltre che al crescere dell'umidità relativa, per fissato valore di temperatura dell'aria, la quantità e lo spessore di brina aumentano in quanto aumenta la presenza di vapore nell'aria.

Come accennato in precedenza, lo strato di ghiaccio deve quindi essere periodicamente rimosso dalla superficie esterna dell'evaporatore durante il funzionamento invernale della pompa di calore per ripristinare un corretto ed efficiente funzionamento dell'unità. Nel paragrafo successivo vengono presentati i principali metodi adottati per lo sbrinamento delle pompe di calore ad aria. Verranno poi commentati i principali risultati ottenuti durante una campagna di test sperimentali condotti su diversi modelli di ASHP durante il brinamento dell'unità esterna. I risultati sperimentali raccolti hanno permesso di realizzare un modello numerico che permette lo studio del comportamento di una pompa di calore durante le fasi di brinamento e sbrinamento. Tale modello verrà discusso nell'ultima sezione di questo report.

2 I principali metodi di sbrinamento di una pompa di calore ad aria e le relative logiche di controllo

Durante il funzionamento invernale in climi caratterizzati da alti livelli di umidità relativa e temperatura non troppo bassa, una ASHP esegue periodici cicli di sbrinamento (detti anche cicli di defrost) per sciogliere il ghiaccio accumulato sulla superficie esterna dell'evaporatore della macchina. Lo sbrinamento dello scambiatore di calore può essere effettuato dalle pompe di calore commerciali in diversi modi [10]:

- Compressor shutdown defrosting;
- Electric heating defrosting;
- Hot water spray defrosting;
- Hot gas bypass defrosting;
- Reverse cycle defrosting.

Nei prossimi paragrafi verranno descritti nel dettaglio tutti i metodi di defrost menzionati, ponendo particolare attenzione sulla procedura che prevede l'inversione del ciclo frigorifero (Reverse cycle defrosting).

2.1 *Compressor shutdown defrosting*

Questo metodo utilizza l'aria esterna come fonte di calore e può quindi essere previsto solamente nel caso in cui la temperatura dell'aria esterna sia superiore a 0°C. Quando è necessario eseguire lo sbrinamento, il compressore della pompa di calore viene spento mentre il ventilatore esterno continua a rimanere in funzione, in modo tale che l'aria a temperatura maggiore di 0°C passi attraverso l'evaporatore esterno ed esegua lo sbrinamento dello scambiatore. È un metodo piuttosto elementare che richiede lunghi tempi di esecuzione, poiché utilizza una sorgente termica la cui temperatura è di poco superiore a quella del ghiaccio.

2.2 *Electric Heating defrosting*

Questo metodo prevede l'utilizzo di una resistenza elettrica per riscaldare la superficie esterna dell'evaporatore, in modo da sciogliere attivamente lo strato di ghiaccio che si è accumulato. Tale metodo ha il vantaggio di poter essere utilizzato senza interrompere l'operatività della pompa di calore e permettere un continuo riscaldamento degli ambienti da condizionare. Tuttavia, questo metodo ha il grande svantaggio di utilizzare come fonte di calore l'energia elettrica, la quale è una fonte di energia pregiata e molto costosa; di conseguenza lo sbrinamento penalizza sensibilmente le prestazioni stagionali della macchina. Da ciò ne consegue che l'Electric Heating defrosting risulta essere un metodo economicamente competitivo, garantendo un riscaldamento continuo degli ambienti, solamente per applicazioni civili con pompe di calore di taglia limitata (<10 kW di potenza termica nominale).

2.3 *Hot water spray defrosting*

Per l'utilizzo di questo metodo di sbrinamento è necessario avere a disposizione una certa quantità di acqua sufficientemente calda ($T > 10^{\circ}\text{C}$). Durante il processo di defrost, il ventilatore accoppiato alla batteria alettata esterna viene spento e l'acqua calda viene spruzzata sull'evaporatore, ottenendo il suo sbrinamento. Il grande limite di questo metodo è dato dalla necessità di utilizzare un flusso continuo di acqua calda a perdere. Inoltre, per rendere il processo economicamente sostenibile, l'acqua calda deve essere a basso costo. Un parziale vantaggio del metodo con Hot water spray defrosting è invece dato dal fatto che al termine del processo di sbrinamento, l'acqua rimasta sulla superficie dell'evaporatore porta, per un certo periodo di tempo, ad un migliore scambio termico e quindi a migliori prestazioni energetiche della macchina.

2.4 *Hot gas by-pass defrosting*

L'hot gas by-pass defrosting viene utilizzato prevalentemente in ambito industriale [11]. Questa procedura di sbrinamento prevede che il fluido frigorifero nello stato di vapore surriscaldato all'uscita del compressore venga inviato direttamente all'evaporatore, bypassando il condensatore e la valvola di laminazione grazie all'utilizzo di un'elettrovalvola aggiuntiva. Spesso si utilizza come fonte di calore per sciogliere il ghiaccio solamente il calore latente di condensazione, ma è possibile anche utilizzare un fluido nello stato di vapore fortemente surriscaldato. Questo metodo risulta essere di particolare interesse poiché, a differenza del metodo di defrost basato sull'inversione del ciclo che verrà presentato in seguito,

permette un maggior comfort dell'ambiente interno. Tuttavia, il metodo Hot gas by-pass defrosting presenta anche svantaggi notevoli, in quanto necessita di lunghi tempi di operazione e consuma un'importante quantità di energia per sciogliere il ghiaccio.

2.5 Reverse cycle defrosting

Il metodo di sbrinamento basato sull'inversione del ciclo (Reverse Cycle Defrosting, RCD) è probabilmente il metodo più utilizzato dalle pompe di calore commerciali. Questo metodo può essere utilizzato solamente dalle pompe di calore reversibili, che prevedono cioè l'inversione del loro ciclo di funzionamento fra il funzionamento invernale e quello estivo. Infatti, il RCD prevede il passaggio della pompa di calore dal funzionamento in riscaldamento a quello in raffrescamento per sciogliere il ghiaccio. In questo modo lo scambiatore esterno, che nel funzionamento in regime invernale funge da evaporatore, diventa, in seguito all'inversione del ciclo, il condensatore della pompa di calore. L'inversione del ciclo è eseguita grazie all'utilizzo di una valvola a quattro vie.

Sostanzialmente, il processo di sbrinamento della batteria alettata è eseguito inviando allo scambiatore esterno il refrigerante in uscita dal compressore, nello stato di vapore surriscaldato. Una volta che lo strato di ghiaccio è stato completamente rimosso, la macchina inverte nuovamente il suo ciclo di funzionamento e ritorna al funzionamento ordinario in regime invernale (i.e., batteria alettata esterna utilizzata come evaporatore).

I principali vantaggi nell'utilizzo del Reverse Cycle Defrosting per rimuovere lo strato di ghiaccio dallo scambiatore esterno risultano essere i seguenti:

- non occorre prevedere complicazioni costruttive della macchina o spazio aggiuntivo per nuovi componenti per far fronte alla rimozione della brina;
- con l'inversione del ciclo si hanno durate della fase di defrost molto più brevi rispetto ad altri metodi, come l'Hot gas by-pass.

La differenza nella durata dei cicli di defrost è data dalle differenti sorgenti di energia sfruttate dai due metodi. Il RCD utilizza due fonti energetiche: la potenza elettrica in input al compressore e il calore assorbito dal fluido frigorifero dall'ambiente da condizionare. Il fatto di assorbire energia termica nello scambiatore accoppiato all'edificio da condizionare porta però a due svantaggi non trascurabili:

1. complessivamente, si preleva energia termica dall'edificio e si può assistere così ad una diminuzione della temperatura dell'aria interna, con possibile peggioramento delle condizioni di comfort termico percepito dagli occupanti. Tale svantaggio può essere mitigato nel caso in cui venga utilizzato un sistema che provveda al soddisfacimento della richiesta termica dell'edificio durante i cicli di defrost, come una resistenza elettrica;
2. il tempo di ripristino della normale modalità operativa della pompa di calore in regime di riscaldamento risulta essere più elevato rispetto alle altre tecniche. Ciò deriva dal fatto che occorre un certo lasso di tempo per riportare il fluido termovettore in uscita dallo scambiatore di calore interno (solitamente acqua) alla stessa temperatura che si aveva prima dell'inizio del ciclo di sbrinamento.

Al contrario, il metodo basato sul by-pass di gas caldo in uscita dal compressore utilizza solamente una fonte energetica, ossia la potenza elettrica con cui si alimenta il compressore. Non assorbendo calore dal fluido termovettore utilizzato per condizionare gli ambienti interni, con questo metodo le condizioni termigrometriche interne non subiscono particolari variazioni. Da ciò ne consegue che, oltre ad un maggior comfort termico, è minore anche il tempo di ripristino del normale funzionamento della macchina.

In generale, un ciclo di sbrinamento condotto con la metodologia del l'inversione di ciclo deve essere abbastanza lungo da sciogliere il ghiaccio ma anche abbastanza corto da garantire una certa efficienza energetica. Si ricorda che un ciclo di defrost completo deve permettere sia lo scioglimento del ghiaccio depositato sulla batteria alettata esterna che l'evaporazione dell'acqua risultante, in modo tale da evitare

che dell'eventuale acqua residua possa velocemente portare alla formazione di ghiaccio quando la pompa di calore tornerà a lavorare alla normale modalità operativa (riscaldamento).

In definitiva, l'utilizzo del RCD come metodologia per rimuovere la brina ha due effetti negativi sulle performance complessive della pompa di calore:

1. invertendo il ciclo di funzionamento diminuisce in determinate finestre temporali l'energia termica fornita all'edificio (e anzi ne viene addirittura sottratta), provocando uno scadimento delle condizioni di comfort termico;
2. il consumo elettrico della pompa di calore aumenta a causa dell'energia spesa per sciogliere il ghiaccio e, eventualmente, per alimentare una resistenza elettrica utile al soddisfacimento della potenza termica richiesta dall'edificio anche durante i cicli di defrost.

In conclusione, il metodo RCD è, ad oggi, la procedura più utilizzata per rimuovere lo strato di ghiaccio che si deposita sulla batteria alettata esterna delle pompe di calore in regime invernale, poiché fornisce diversi indiscutibili vantaggi. Tuttavia, la forte penalizzazione dei consumi energetici delle pompe di calore e le fluttuazioni della temperatura dell'aria interna durante la fase di defrost obbligano ad eseguire valutazioni accurate sul comportamento della macchina durante questi transitori.

2.6 Logica di controllo per l'attivazione di un ciclo di sbrinamento

Le principali metodologie per lo sbrinamento della batteria alettata esterna di una pompa di calore descritti brevemente nel paragrafo precedente devono garantire il completo scioglimento dello strato di brina depositato sullo scambiatore di calore esterno e l'evaporazione completa dell'acqua residua. Per fare ciò, è necessario definire un'efficace strategia di controllo che garantisca la massima efficienza energetica e la massima affidabilità del sistema. In particolare, occorre definire con precisione l'inizio e la fine del ciclo di defrost.

Si possono distinguere essenzialmente due metodologie per valutare il momento esatto in cui iniziare e concludere il processo di sbrinamento:

- controllo basato sul tempo: in fase di progettazione della pompa di calore vengono definiti gli intervalli temporali tra due cicli di defrost consecutivi e la durata di un singolo ciclo. In questo modo si definisce così con esattezza l'inizio di ogni ciclo di sbrinamento e la fine dello stesso. Ad esempio, si può implementare una strategia di controllo che preveda un ciclo di defrost, della durata di 5 minuti, ogni 50 minuti di funzionamento della pompa di calore in modalità riscaldamento.
- controllo basato su un parametro operativo della pompa di calore: in questo caso si definiscono gli istanti di inizio e fine del ciclo di defrost in funzione della variazione di un determinato parametro operativo della macchina. Infatti, come si è visto precedentemente, la formazione di ghiaccio porta a significative variazioni su alcuni parametri di funzionamento della macchina (ad esempio la pressione di evaporazione o la potenza termica erogata).

Certamente un controllo basato solamente sul tempo di funzionamento risulta semplice ed economico da implementare. Tuttavia, questa logica, non tenendo conto delle condizioni operative in cui la macchina si trova a lavorare, è facile che inneschi cicli di sbrinamento non necessari. D'altro canto, una logica di controllo basata su parametri operativi della pompa di calore tiene conto delle reali condizioni ambientali esterne, in quanto il funzionamento della macchina, e quindi le proprie grandezze operative, sono strettamente influenzate dall'ambiente in cui lavora la pompa di calore. Questa tipologia di logica richiede il monitoraggio continuo di grandezze che sono influenzate dalla formazione dello strato di ghiaccio quali:

- la differenza di temperatura tra l'aria esterna e la superficie dell'evaporatore;
- la caduta di pressione dell'aria attraverso l'evaporatore;
- il grado di surriscaldamento del refrigerante in ingresso al compressore;
- la potenza elettrica assorbita dal ventilatore esterno;

- la pressione di evaporazione.

Anche se in grado di valutare l'influenza delle condizioni esterne sulle prestazioni della pompa di calore, questo tipo di controllo è comunque basato su informazioni indirette rispetto alla reale formazione di ghiaccio sulla superficie esterna della batteria alettata. Ciò implica che, per quanto accurata possa essere la logica di controllo, sarà comunque inevitabile l'insorgere di cicli di sbrinamento anche quando questi non risultano necessari.

I cicli di sbrinamento non necessari, effettuati quando non è presente ghiaccio sull'evaporatore della pompa di calore, prendono il nome di **cicli di mal-defrost**.

Una scorretta definizione della logica di controllo dei cicli di sbrinamento portano ad un significativo aumento dei cicli di mal-defrost con conseguente penalizzazione delle prestazioni stagionali della pompa di calore.

2.7 Sviluppo della "frosting map" di una pompa di calore

Per comprendere come eliminare i casi di "mal-defrost" si può realizzare una "frosting map" [12] della macchina. Una "frosting map" è un diagramma temperatura-umidità relativa, riferito all'aria esterna, che evidenzia quali combinazioni di questi due parametri portano alla formazione di brina sulla batteria esterna della pompa di calore. Grazie alla "frosting map" è possibile decidere come definire la logica di controllo che inneschi i cicli di sbrinamento solo in corrispondenza di condizioni climatiche in cui la batteria brina realmente, andando quindi a ridurre i casi di attivazione di cicli di sbrinamento non necessari (mal-defrost).

La frosting map dipende dai seguenti valori di temperatura:

- T_{dp} : temperatura di rugiada (dew-point) dell'aria esterna;
- T_w : temperatura superficiale dello scambiatore di calore esterno della pompa di calore;
- T_f : temperatura di congelamento dell'acqua.

Sulla base di questi valori si definiscono le tre zone del diagramma:

1. **Non-frosting zone**: se $T_w > T_d$, non si ha né condensa di acqua né formazione di brina sull'evaporatore;
2. **Condensing zone**: se $T_w < T_d$ e $T_w > T_f$, si ha formazione di condensa liquida sulla superficie dell'evaporatore;
3. **Frosting zone**: se $T_w < T_d$ e $T_w < T_f$, si ha formazione di brina sull'evaporatore.

Ci sono due condizioni critiche da considerare:

- $T_w = T_d$ è la condizione critica per la formazione di condensa;
- $T_w < T_d$ e $T_w = T_f$ sono le condizioni critiche per la formazione di ghiaccio.

Per determinare T_w e T_d è necessario utilizzare relazioni di tipo empirico che legano la temperatura superficiale dell'evaporatore alla temperatura dell'aria esterna (T_a). Solitamente, questa differenza di temperatura è compresa tra 11°C e 13°C e varia leggermente in funzione della temperatura dell'aria esterna. Un esempio di queste relazioni empiriche, determinata sperimentalmente, è riportata in Figura 3.

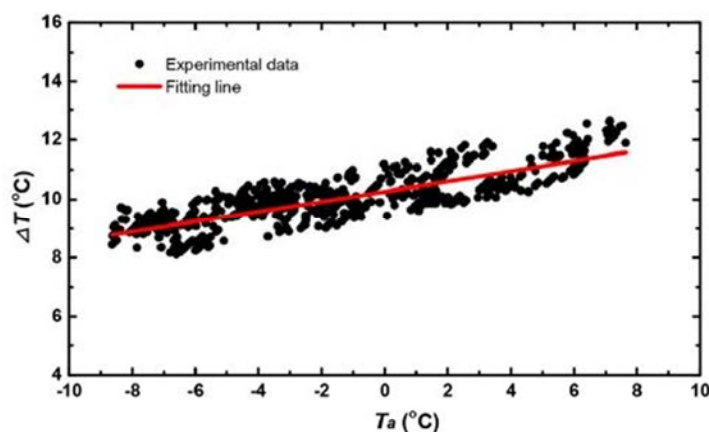


Figura 3. Differenza tra temperatura dell'aria esterna e temperatura di parete dell'evaporatore di una pompa di calore (ΔT) in funzione della temperatura dell'aria T_a [12]

La temperatura di rugiada dell'aria, T_d , può essere calcolata utilizzando due variabili di stato dell'aria, come temperatura di bulbo secco ed umidità relativa. A questo punto, sul diagramma temperatura-umidità relativa possono essere tracciate le curve a punto di rugiada costante, congiungendo gli stati dell'aria caratterizzati dagli stessi valori di T_d .

In seguito, congiungendo i punti caratterizzati dagli stessi valori di T_w e T_d sulla frosting map si ottiene la linea di condensazione. Al di sotto di questa retta, si presenta una zona in cui T_w ha valori maggiori di T_d e di conseguenza non vi è nessun fenomeno di condensa. Al contrario, al di sopra della linea di condensazione, dove T_w ha valori minori di T_d , si avrà formazione di condensa sulla superficie esterna dell'evaporatore.

Se la temperatura di parete dello scambiatore di calore esterno è minore della temperatura di congelamento si avrà la formazione di brina sull'evaporatore. È possibile a questo punto definire la linea di frosting: essa è una linea di contorno utilizzata per accertarsi se si abbia o meno formazione di ghiaccio sullo scambiatore esterno. Essa si costruisce congiungendo i punti del diagramma caratterizzati da $T_w = T_f$. In aggiunta a ciò, si sottolinea come, a causa della differenza di temperatura tra le alette e la superficie esterna dei tubi dell'evaporatore, la maggior parte della batteria alettata potrebbe essere a temperatura maggiore di T_w . Sulla base di test sperimentali, si è osservato che quando la temperatura di bulbo secco dell'aria è compresa tra 6°C e 12°C si ha allo stesso tempo formazione di condensa e deposito di brina sull'evaporatore. Solamente quando la temperatura dell'aria è inferiore a 6°C si ha brinamento sulla maggior parte dell'evaporatore.

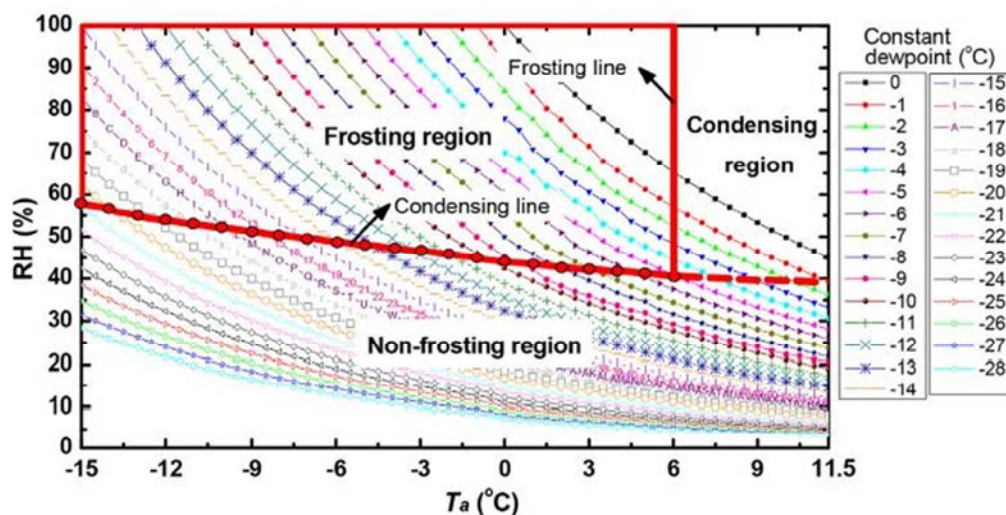


Figura 4. Esempio di frosting map per una pompa di calore aria-acqua [12]

In Figura 4 è riportato un esempio di frosting map tratto da un articolo pubblicato su una rivista scientifica del settore [8]. Sulla base della linea di condensazione e della linea di frosting, la frosting map è stata divisa nelle tre zone:

- non-frosting region: al di sotto della linea di condensazione;
- condensing region: al di sopra della linea di condensazione e a destra della linea di frosting;
- frosting region: al di sopra della linea di condensazione a sinistra della linea di frosting.

La realizzazione di frosting map, oltre a servire per lo sviluppo di logiche innovative ed intelligenti per il controllo dei cicli di sbrinamento, può anche essere utilizzata per valutare l'adeguatezza dell'utilizzo di una pompa di calore in una specifica zona. Per esempio, non è raccomandata l'installazione di una pompa di calore in aree dove la maggior parte della stagione invernale è caratterizzata da condizioni climatiche che ricadono nella zona di frosting, poiché frequenti cicli di sbrinamento ravvicinati portano a un consistente calo delle prestazioni della macchina.

3 Analisi sperimentale del fenomeno del brinamento

Come descritto nel capitolo precedente, il brinamento delle pompe di calore oltre che essere un fenomeno pressoché inevitabile, compromette il normale funzionamento della macchina riducendone notevolmente le prestazioni energetiche durante il funzionamento invernale. Inoltre, il brinamento ed i conseguenti cicli di sbrinamento sono fenomeni altamente complessi e caratterizzati da transitori più o meno lunghi. Di conseguenza, per studiare e comprendere nel dettaglio questi eventi, risultano necessarie prove sperimentali su pompe di calore ad aria. In questo capitolo verranno riportati i risultati di una serie di test, condotti in collaborazione con un produttore di pompe di calore, per descrivere una procedura atta ad implementare una frosting map di una generica pompa di calore ad aria.

3.1 Descrizione della camera climatica utilizzata per le prove sperimentali

Le prove sperimentali sono state condotte all'interno di una camera climatica ubicata presso il Laboratorio Ricerca e Sviluppo di un produttore di pompe di calore di importanza nazionale. La camera climatica, identificata nel seguito anche come calorimetro, è una cella frigorifera prefabbricata all'interno della quale è possibile ricreare le condizioni di temperatura e umidità relativa dell'ambiente esterno. Il calorimetro infatti viene utilizzato per testare il comportamento e le prestazioni dei vari sistemi HVAC che l'azienda produce. Di seguito sono analizzati separatamente gli elementi costitutivi del calorimetro.

L'elemento principale dell'apparato sperimentale è una cella frigorifera, realizzata con elementi componibili prefabbricati in vetroresina nervata e poliuretano espanso e caratterizzata da un pavimento in vetroresina antisdrucciolo. La cella ha dimensioni esterne 5850x4387 mm, con un'altezza pari a 4250 mm. La superficie utile è di circa 24 m², mentre il volume interno è pari a quasi 84 m³. I pannelli che compongono la cella hanno uno spessore di 200 mm, sono modulari ed ottimizzati per la costruzione di locali atti a mantenere una temperatura costante. Per quanto riguarda la coibentazione, essa è eseguita con resine poliuretaniche rigide ad alto coefficiente di isolamento, iniettate ad alta pressione, caratterizzate da una conducibilità termica pari a 0.019 W/mK. La trasmittanza complessiva dell'involucro che racchiude il calorimetro è circa pari a 0.093 W/m²K. In Figura 5 è riportata un'immagine dell'esterno del calorimetro.



Figura 5. Immagine dell'esterno del calorimetro

Come evidenziato dalla figura, sul lato lungo 5850 mm è presente una porta a filo pavimento, con cerniere sulla destra e specchio centrale per le ispezioni visive, anch'essa isolata.

Il mantenimento delle condizioni desiderate di temperatura e umidità relativa all'interno del calorimetro è garantito da un sistema dedicato, installato sul retro del calorimetro, e da una serie di dispositivi presenti all'interno dello stesso.

In particolare, all'interno della cella frigorifera sono presenti dei compensatori e degli umidificatori ad elettrodi immersi, mostrati in Figura 6. Lo scopo dei compensatori è quello di annullare le variazioni nella temperatura dell'aria interna al calorimetro e mantenere quindi invariate le condizioni di prova (dal punto di vista della temperatura di bulbo secco). Per assolvere alla loro funzione, i compensatori aspirano l'aria della cella tramite delle bocchette di aspirazione poste in basso e la ritrattano, portandola nelle condizioni desiderate. La regolazione della temperatura dell'aria emessa dalle bocchette di mandata viene eseguita controllando la temperatura dell'acqua che alimenta i compensatori. La regolazione del grado igrometrico dell'aria viene eseguita tramite gli umidificatori ad elettrodo immerso, attraverso i quali è possibile impostare un valore di set-point, lasciando che sia il sistema di controllo dell'umidificatore ad effettuare l'effettiva regolazione della quantità di vapore emessa. In Figura 6b si vedono le bocchette di aspirazione poste in basso e gli umidificatori presenti all'interno della cella.



Figura 6. Compensatori (a) ed umidificatori ad elettrodi immersi (b) posti all'interno del calorimetro

I compensatori vengono a loro gestiti attraverso un impianto di condizionamento posto sul retro del calorimetro. L'impianto è composto da una caldaia, utilizzata come generatore di calore, un chiller, utilizzato come sorgente frigorifera, due serbatoi di accumulo da 300 litri e 200 litri, utilizzati per incrementare l'inerzia del sistema, due pompe di circolazione ad inverter ed una serie di valvole miscelatrici. Questi ultimi componenti vengono comandati da terminale, inserendo manualmente i valori numerici che determinano l'apertura delle valvole e la velocità delle pompe. In Figura 7 è possibile vedere un'immagine dell'impianto di condizionamento della camera climatica, installato sul retro del calorimetro, ed il chiller posizionato all'interno dello stesso.



Figura 7. Impianto di condizionamento del calorimetro (a) e chiller al servizio dello stesso (b)

3.2 La pompa di calore oggetto di studio

La pompa di calore utilizzata nelle prove sperimentali è un modello di tipo aria-acqua, equipaggiato con un compressore singolo a velocità di rotazione variabile. Le pompe di calore di questa serie permettono una variazione della potenza termica erogata grazie ad un controllo ad inverter che agisce sul numero di giri del compressore, modulando la portata in massa di refrigerante, la potenza erogata e la potenza elettrica assorbita.

In particolare, nelle prove sperimentali condotte è stata testata una pompa di calore caratterizzata da una potenza termica nominale di circa 10 kW. Si è scelto di selezionare una pompa di calore di tale taglia poiché è un modello di dimensioni intermedie ed è caratterizzata da una potenza termica che non crea grossi problemi di regolazione per l'impianto a servizio del calorimetro. Alcune immagini della pompa di calore oggetto di studio sono riportate in Figura 8.



Figura 8. Immagine della pompa di calore oggetto dei test sperimentali

La pompa di calore testata all'interno del calorimetro presenta i seguenti componenti principali:

- Compressore Siam SNB172FEKMT: si tratta di un compressore Scroll ermetico azionato da un motore a magneti permanenti BLDC pilotato da un inverter ad onda trapezoidale. Il range di frequenza con il quale viene alimentato il motore va da 30 Hz a 110 Hz. Nelle prove condotte la frequenza del compressore è stata imposta pari a quella massima, ossia 110 Hz, ad eccezione della fase di sbrinamento in cui la frequenza del compressore è variabile;
- Batteria alettata Eurocoil: lo scambiatore di calore ha una forma ad "L" ed è alimentata da 8 circuiti frigoriferi in parallelo, che si sviluppano su 3 ranghi. La batteria presenta una superficie frontale equivalente di 1.19 m² con un passo di alette di 1.8 mm;
- 2 ventilatori assiali AC a giri fissi EBM A6E450-AH0;
- Valvola di espansione Carel EEV (E2V24): è una valvola di espansione elettronica che controlla la pressione di evaporazione in modo da mantenere un grado di surriscaldamento in ingresso al compressore pari a 5 K;
- Scambiatore a piastre Alfa Laval ACH70/24HX: è uno scambiatore a piastre saldobrasate comunemente usato nel campo dell'air conditioning.

È importante sottolineare che la pompa di calore oggetto di test è un modello reversibile, in grado di ammettere sia il funzionamento in riscaldamento che in raffrescamento. Grazie alla presenza di una valvola

a quattro vie capace di invertire il ciclo frigorifero, questa tipologia di macchina utilizza il reverse cycle defrost come metodo di sbrinamento.

Il fluido refrigerante che opera in questa macchina è l'R-410A, un fluido molto diffuso nel campo del condizionamento di edifici residenziali. Questo fluido, della famiglia degli idrofluorocarburi (HFC), presenta un Global Warming Potential (GWP) pari a 2088 ma un Ozone Depletion Potential (ODP) pari a 0. L'R-410A è una miscela quasi-azeotropica composta per metà da R-32 e per metà da R-125. Ciò implica che i passaggi di fase non avvengono a temperatura fissa ma ciascuno dei due fluidi che compongono la miscela evapora o condensa ad una specifica temperatura. Il motivo per cui l'R-410A è considerato una miscela quasi-azeotropica è che le temperature a cui avviene il passaggio di fase dei due componenti sono talmente vicine tra loro da poter essere considerate coincidenti.

3.2.1 Logica di sbrinamento della pompa di calore oggetto di studio

La strategia di controllo dei cicli di sbrinamento della pompa di calore oggetto di test utilizza come parametro operativo la pressione di evaporazione della macchina. Il costruttore ha scelto di basare la logica di controllo sulla pressione piuttosto che sulla temperatura di evaporazione poiché la pressione del fluido frigorifero risulta essere un parametro più stabile durante il normale funzionamento della macchina. La logica di sbrinamento implementata sulla scheda di controllo può essere suddivisa in 3 fasi:

1. Forzatura iniziale;
2. Fase principale;
3. Forzatura finale.

In particolare, la fase di forzatura iniziale viene inizializzata quando la pressione di evaporazione permane al di sotto della soglia di inizio sbrinamento (4.5 barg) per un tempo cumulativo pari al tempo di ritardo, impostato pari a 120 secondi. La fase principale, ossia quella di effettivo sbrinamento della batteria alettata, avviene con compressore attivo alla massima frequenza, ventilatori spenti e valvola a quattro vie invertita rispetto alla posizione in pompa di calore. Si passa dalla fase principale alla fase di forzatura finale quando la pressione di condensazione (ossia la pressione del refrigerante all'interno della batteria alettata) raggiunge i 28 barg. Raggiunto tale valore di soglia, inizia la fase di post-ventilazione, nella quale i ventilatori sono forzati alla massima velocità fino a che la pressione di condensazione non scende sotto 23 barg. La durata massima della fase di post-ventilazione è di 60 secondi. Nei paragrafi successivi vengono descritti dettagli aggiuntivi sulle diverse fasi che compongono un ciclo di defrost.

Una volta terminata la forzatura iniziale, ossia quando il PLC abilita il segnale di "inizio defrost", il compressore rallenta, diminuendo la propria velocità di rotazione, e si porta alla frequenza di cambio di stato, pari a 45 Hz. Trascorsi 70 secondi dall'istante in cui il compressore inizia a ridurre la sua velocità, si ha l'inversione della valvola a quattro vie. In seguito, una volta avvenuta l'inversione del ciclo, inizia la fase principale ed il compressore accelera riportandosi alla frequenza massima di 110 Hz.

La fase principale termina con l'inizio della fase di forzatura finale, nella quale la frequenza di rotazione del compressore diminuisce da 110 Hz fino alla frequenza di cambio di stato di 45 Hz. Anche in questo caso, trascorsi 70 secondi dall'istante temporale in cui il compressore inizia a diminuire la sua velocità, si ha una nuova inversione della valvola a quattro vie, che riporta la pompa di calore al normale funzionamento in riscaldamento. Per entrambi i casi, le rampe di decelerazione e di accelerazione del compressore sono entrambe eseguite a 2 rps/s.

3.3 Sensori e strumenti di misura utilizzati nell'apparato sperimentale

Al fine di monitorare il funzionamento della pompa di calore e ottenere preziose informazioni riguardo i diversi parametri operativi della macchina, sono stati installati all'interno del calorimetro e sul circuito frigorifero del dispositivo in fase di test una serie di strumenti di misura:

- Termoresistenze;

- Termoigrometri;
- Termocoppie;
- Trasduttori di pressione;
- Misuratore di portata.

Per la misura della temperatura dell'aria all'interno del calorimetro è stata posizionata una termoresistenza al centro della cella frigorifera, ad una distanza di circa mezzo metro dalla batteria alettata della pompa di calore. In questo modo si è certi di misurare l'effettiva temperatura dell'aria in ingresso all'evaporatore, evitando che la misura venga influenzata dalla temperatura della batteria alettata stessa. La termoresistenza utilizzata è una Pt100 a 4 fili di classe 1/10 DIN. Questo tipo di sensore presenta un range di misura che va da -200 °C a 650 °C, con una tolleranza sulla misura pari a ± 0.03 °C.

Per la misura del grado igrometrico dell'aria all'interno del calorimetro è stato posizionato un termoigrometro nello stesso punto in cui è stata installata la termoresistenza, come mostrato in Figura 9. Il termoigrometro installato è il modello Carel DPUC110000. Esso presenta un range di misura sulla temperatura compreso fra -35°C e 80°C con una tolleranza di ± 0.8 °C, mentre il range di misura sull'umidità relativa è compreso fra il 10% ed il 90%, con una tolleranza pari a $\pm 5\%$.



Figura 9. Termoresistenza e termoigrometro per la misura delle condizioni ambientali dell'aria all'interno della cella frigorifera

Sono state installate diverse termocoppie per la misura della temperatura del fluido refrigerante in diverse zone del circuito frigorifero della pompa di calore. Inoltre, alcune di esse sono state posizionate sulla batteria alettata della macchina, in modo tale da ottenere indicazioni sulla distribuzione di temperatura su tutta la superficie della batteria. In particolare, sono state posizionate 6 termocoppie, a diverse altezze e diverse posizioni trasversali.

In aggiunta a ciò, per misurare la temperatura dei tubi sono state rimosse alcune alette e, una volta fissata la termocoppia al tubo con l'ausilio di una fascetta, si è proceduto ad isolare lo strumento. Per la misura della temperatura delle alette si è scelto di fissare ogni termocoppia all'aletta corrispondente tramite un particolare nastro isolante resistente all'acqua. La Figura 10 riporta un'immagine sulla disposizione delle termocoppie su tubo e aletta dell'evaporatore della pompa di calore.

Altre termocoppie sono installate su punti specifici del circuito frigorifero, quali ad esempio l'aspirazione del compressore, la mandata dello stesso o l'ingresso della batteria alettata. Le termocoppie utilizzate durante i test sperimentali sono di tipo T (Rame/Constantana) con un intervallo di misura compresa tra -200°C e 350°C, con una tolleranza di $\pm 1^\circ\text{C}$, e perciò comunemente utilizzate per misure di laboratorio.

Per la misura della pressione del fluido refrigerante all'interno del circuito frigorifero della pompa di calore sono stati utilizzati sensori di pressione raziometrici prodotti dalla Carel, con uscita 0.5-4.5 V Carel. Si tratta di sensori appositamente progettati per applicazioni di tipo HVAC, disponibili in 7 diversi range di misura. In questo caso sono stati utilizzati due tipologie di sensore: il primo modello, caratterizzato da un range di misura pari a 0-34.5 barg, è stato utilizzato per le misure di bassa pressione, mentre il secondo modello, caratterizzato da un range di misura pari a 0-45 barg, è stato utilizzato per le misure di alta pressione. Entrambi i modelli presentano una tolleranza dell'1.2% sul fondo scala, il quale è valutato come differenza tra l'uscita massima (4.5 V) e l'uscita minima (0.5 V).

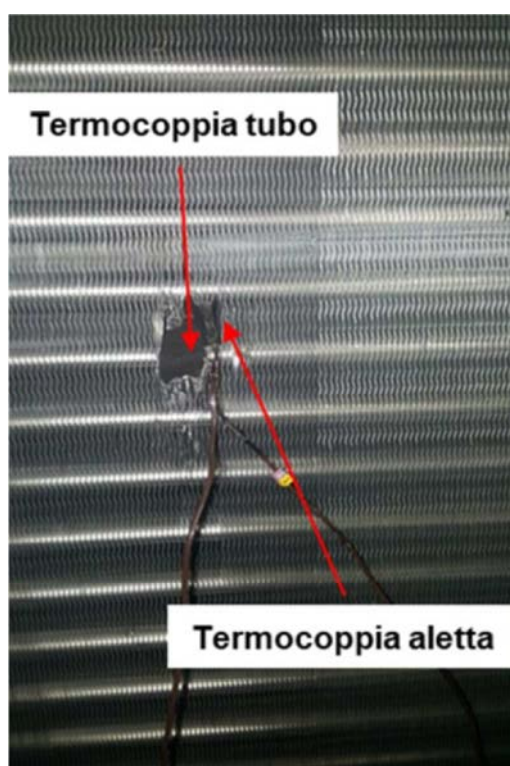


Figura 10. Termocoppie installate su un tubo e su una aletta della batteria alettata della pompa di calore

La portata del flusso di acqua elaborato dalla pompa di calore è stato misurato per mezzo di un misuratore di portata magnetico prodotto dalla Siemens. Tale strumento è costituito da due elementi: il sensore Sitrans FM MAG 3100 P, installato sulla tubazione in cui scorre il fluido, che genera un segnale di tensione in uscita, ed il tramettitore Sitrans FM MAG 6000, elemento che riceve il segnale in tensione dal sensore e lo converte in un valore di velocità. Tale valore, moltiplicato per la sezione del sensore, restituisce un valore di portata. Il misuratore di portata presenta un range di misura che va da 0 m/s a 10 m/s, con una tolleranza dello 0.2% sulla misura ($\pm 1 \text{ mm/s}$).

Infine, per la misura della massa del condensato o del ghiaccio accumulatosi sulla batteria alettata durante le prove di brinamento è stata utilizzata una bilancia Geniweigher GM011K. Lo strumento presenta un range di misura che va da 0 kg a 11 kg, con una tolleranza pari a $\pm 0.001 \text{ kg}$.

Ultimata l'installazione di tutti i sensori necessari per il monitoraggio delle prestazioni della pompa di calore, il sinottico della macchina correlata degli strumenti di misura risulta riportato in Figura 11.

Tra tutte queste grandezze, tre in particolare sono essenziali per il corretto funzionamento della pompa di calore:

- Pressione di aspirazione al compressore (P_{asp}): nella logica di controllo dei cicli di defrost viene considerata come pressione di evaporazione. Oltre che controllare l'innesco del ciclo di defrost, da questo valore si ricava tramite una correlazione analitica (legata alle proprietà termodinamiche del refrigerante R-410^o) la temperatura di evaporazione, necessaria per calcolare il surriscaldamento del fluido;
- Temperatura di aspirazione al compressore (T_{asp}): necessaria per la valutazione del grado di surriscaldamento;
- Pressione di mandata dal compressore (P_{mand}): nella logica di controllo essa viene considerata pari alla pressione di condensazione. Su tale valore si basa il segnale per terminare il ciclo di sbrinamento.

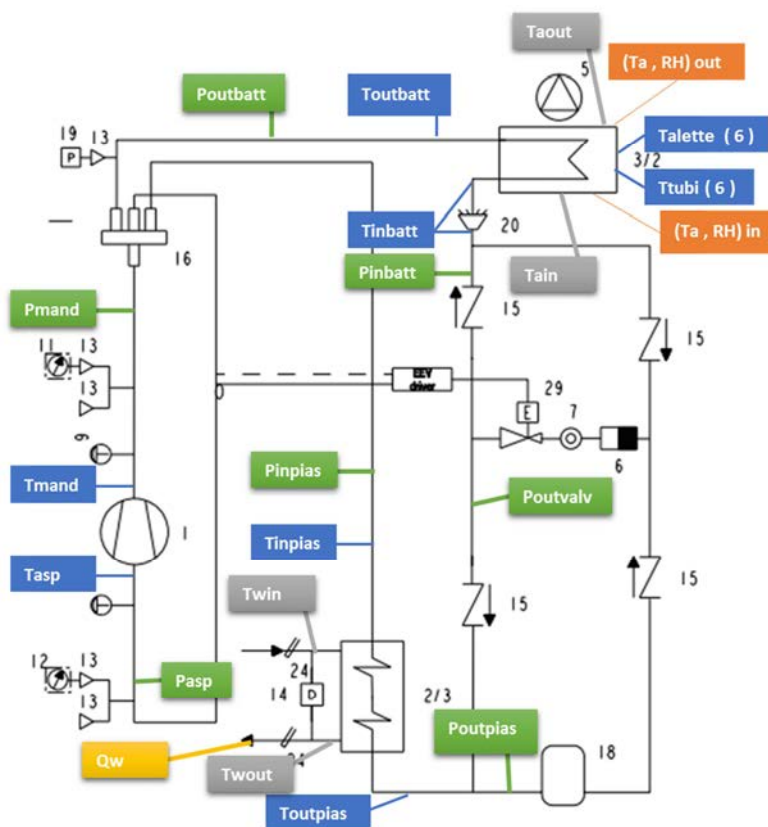


Figura 11. Sinottico della pompa di calore oggetto di test con l'indicazione dei sensori ivi installati

Per valutare in maniera il più corretta possibile il funzionamento della pompa di calore, le sonde di pressione e di temperatura necessarie per rilevare queste grandezze sono installate su ogni macchina direttamente in catena di montaggio.

Si riportano di seguito tutti gli altri dati registrati per un'analisi completa delle prove effettuate.

- Temperatura dell'acqua in ingresso alla pompa di calore ($T_{w,in}$);
- Temperatura dell'acqua in uscita dalla pompa di calore ($T_{w,out}$);
- Portata di acqua elaborata dalla pompa di calore (Q_w);
- Potenza termica resa dalla pompa di calore (P_{th});

Tutte queste grandezze sono acquisite a intervalli regolari di 16 secondi tramite un multimetro Keithley. In fase di post-processing dei dati, tramite il software di acquisizione VEE Pro della Agilent, i segnali acquisiti del multimetro vengono riconvertiti in una serie di valori numerici che vengono registrati su di un file Excel, creando in tal modo il file di acquisizione della prova.



Figura 12. Multimetro Keithley 2700

Infine, il processo di acquisizione riguarda anche i valori di potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore. Il consumo elettrico della macchina viene monitorato per mezzo di un analizzatore di rete NanoVip3, collegato alla macchina tramite una pinza amperometrica per la misura di corrente e altri due cavi collegati alla fase e al neutro per la misura della tensione.

Nelle figure Figura 12 e Figura 13 vengono rispettivamente mostrate un'immagine del multimetro Keithley ed una schermata del software di acquisizione VEE Pro.

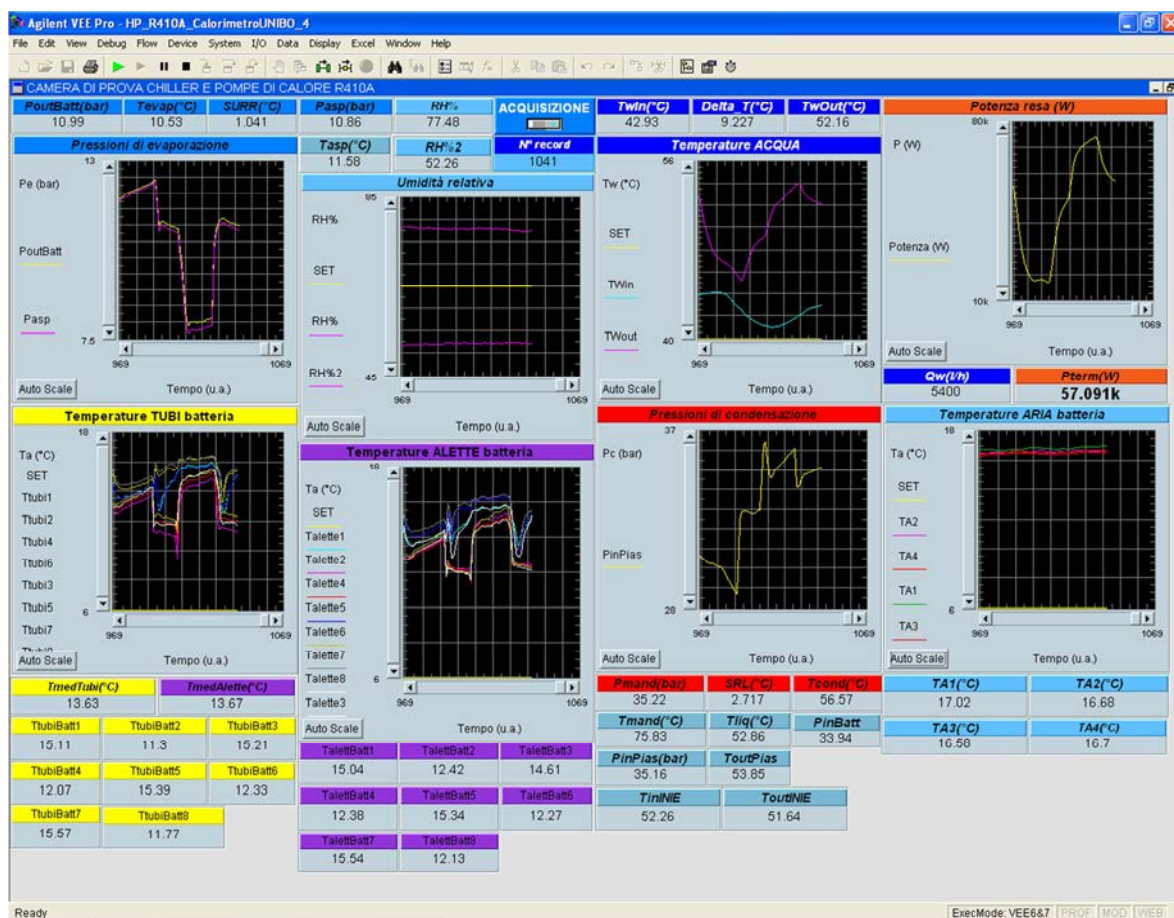


Figura 13. Esempio di schermata del software di acquisizione VEE Pro

3.4 Sviluppo della frosting map teorica e sperimentale della pompa di calore

Come evidenziato in precedenza, la logica di controllo dei cicli di sbrinamento si basa sul valore della pressione di evaporazione. Di fatto, operando in questo modo, è possibile l'innescio di cicli di defrost indesiderati, specialmente in condizioni di temperatura molto bassa e umidità relativa non troppo elevata. In queste condizioni, infatti, per garantire il giusto grado di surriscaldamento in ingresso al compressore, la valvola di laminazione induce un significativo abbassamento della pressione di evaporazione, che può scendere sotto la soglia di 4.5 barg. Si può quindi osservare l'innescio di cicli di sbrinamento, sebbene in tali condizioni il calo della pressione di evaporazione non sia causato dalla presenza di uno strato di ghiaccio ma semplicemente da una temperatura dell'aria molto bassa.

Al fine di evitare questi fenomeni di mal-defrost, risulta utile realizzare la frosting map della pompa di calore, indicativa delle condizioni in cui la macchina è effettivamente soggetta al fenomeno del brinamento della superficie esterna della batteria alettata. Sulla base della frosting map, è possibile quindi disattivare l'innescio dei cicli di defrost per tutte le condizioni che non risultano critiche per la pompa di calore.

3.4.1 Sviluppo della frosting map teorica della pompa di calore

Mediante l'ausilio di software di selezione del produttore e di fogli di calcolo per il bilancio termodinamico della pompa di calore, è stata sviluppata la frosting map teorica del modello oggetto di analisi. A tale scopo, la temperatura di parete dello scambiatore di calore a pacco alettato T_w è stata ipotizzata uguale alla temperatura di evaporazione, calcolata in base alle condizioni di temperatura e umidità relativa dell'aria esterna. Questa assunzione tende a sovrastimare l'estensione della condensing region e della frosting region poiché in realtà la batteria alettata, essendo a contatto con l'aria esterna, ha una temperatura di parete maggiore della temperatura di evaporazione.

Il software di selezione del costruttore permette di impostare le condizioni di temperatura di bulbo secco ed umidità relativa dell'aria esterna, in aggiunta ai valori di temperatura di ingresso e uscita dell'acqua dal condensatore della macchina, e restituisce come output il valore della temperatura di evaporazione in corrispondenza di tali condizioni. La temperatura di ingresso dell'acqua al condensatore è stata impostata pari a 40°C e quella di uscita a 45°C. Si sottolinea come questi valori siano stati considerati anche durante lo svolgimento delle successive prove sperimentali. Il calcolo della temperatura di evaporazione è stato fatto per tutte le combinazioni possibili di temperatura dell'aria, compresa tra -15°C e 12°C, ed umidità relativa, compresa tra 0% e 100%. In Figura 14 viene riportata la frosting map teorica calcolata per la pompa di calore oggetto di test.

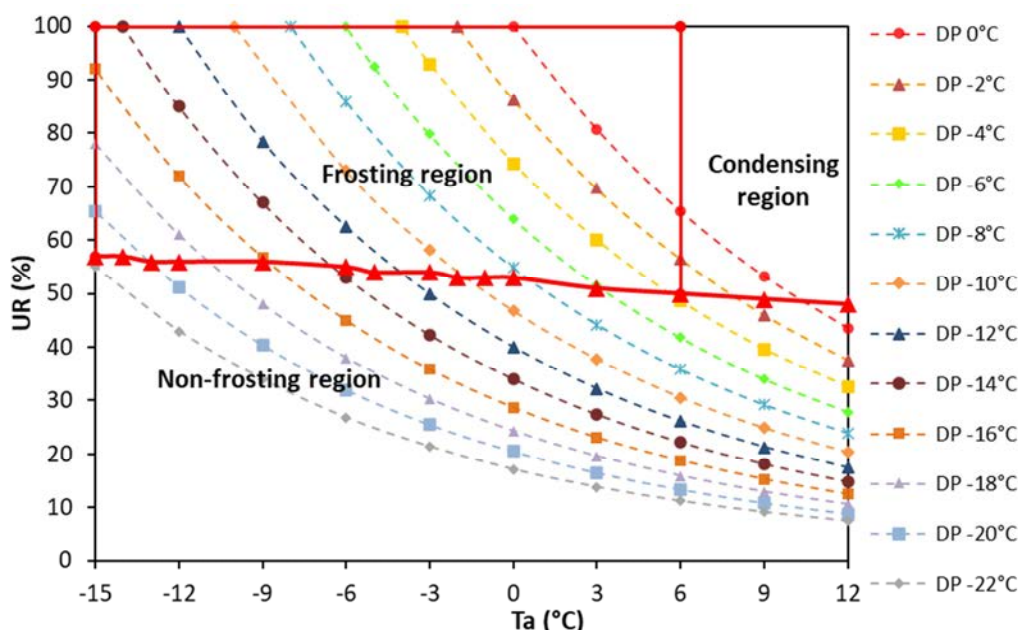


Figura 14. Frosting map teorica della pompa di calore oggetto di test

Andando a confrontare i valori di temperatura di evaporazione ottenuti, che ricordiamo essere pari alla temperatura di parete dell'evaporatore, con i valori di temperatura di dew-point dell'aria esterna, è stato possibile tracciare la condensing line. Osservando la Figura 14, la condensing line si trova in corrispondenza di valori di umidità relativa pari a circa il 50% (48% per la precisione) per una temperatura dell'aria di 12°C. Il valore di umidità relativa che determina la condensing line aumenta con il diminuire della temperatura di bulbo secco, fino al valore del 57% in corrispondenza della temperatura dell'aria di -15°C. La frosting line, ovvero la linea di separazione tra la condensing e la frosting region, è stata posizionata in corrispondenza della temperatura dell'aria pari a 6°C, come riportato da lavori presenti in letteratura [12]. Tale linea è stata tracciata per valori di umidità relativa compresi tra il 50%, valore corrispondente alla temperatura di bulbo secco di -6°C sulla condensing line, ed il 100%.

Nella frosting map teorica riportata in Figura 14 sono state riportate anche le linee a temperatura di dew-point costante. Usando questa mappa come base di partenza, sono state eseguite una serie di prove sperimentali al fine di individuare i reali andamenti della condensing line e della frosting line, definendo così in maniera più precisa sia la condensing region che la frosting region.

In totale, sono state svolte 16 prove, caratterizzate da diverse combinazioni di temperatura di bulbo secco ed umidità relativa dell'aria all'interno del calorimetro. In Tabella 1 sono riportati i valori medi di temperatura e umidità relativa registrati durante le prove effettuate. Come evidenziato dalla tabella, è stato testato il comportamento della pompa di calore per condizioni ambientali molto diverse fra loro, al fine di valutare le prestazioni della macchina su di un range molto ampio.

Tabella 1. Condizioni ambientali testate: temperatura di bulbo secco ed umidità relativa dell'aria

Prova	Temperatura bulbo secco aria (°C)	Umidità relativa aria (%)
1	9.5	64.5
2	8.3	65.5
3	6.8	69.0
4	5.7	70.8
5	9	71.6
6	4.2	72.0
7	3.8	75.8
8	2.5	76.2
9	0.2	74.4
10	3.8	84.5
11	0.1	80.5
12	0.7	81.3
13	2	81.4
14	2.6	85.0
15	3.7	85.0
16	3.8	89.7

Le prime prove svolte hanno riguardato la determinazione sperimentale della condensing line. Come riportato in uno dei paragrafi precedenti, per condensing line si intende l'insieme di punti in cui si inizia a formare della condensa di vapore acqueo sulla batteria alettata. Per la valutazione sperimentale della condensing line, sono state condotte prove in cui la temperatura di bulbo secco dell'aria contenuta nel

calorimetro era mantenuta fissa al valore desiderato, mentre l'umidità relativa veniva gradualmente aumentata, fino a raggiungere le condizioni in corrispondenza delle quali si iniziava a formare condensa sulla batteria. La Figura 15 mostra un'immagine della batteria alettata della macchina durante uno di questi test.



Figura 15. Batteria alettata durante una prova per la ricerca della condensing line. Si evidenzia la formazione di condensa

Il criterio per stabilire se le condizioni ambientali di prova sono relative alla condensing line è che il condensato raccolto in un'ora di test abbia una massa inferiore a 200 g. In caso contrario, le condizioni ambientali sono rappresentative della condensing region. Per quantificare la massa di acqua condensata sulla batteria alettata durante il corso delle prove è stata realizzata una vasca di raccolta condensa, posta alla base della batteria alettata, che scaricava il condensato in un apposito contenitore. In seguito, la massa di acqua è stata misurata tramite la bilancia.

I risultati delle cinque prove svolte sono riassunti in Tabella 2. Come evidenziato dai valori riportati in tabella, i primi quattro test permettono di identificare effettivamente la condensing line, mentre le condizioni ambientali del quinto test appartengono sicuramente alla condensing region, come evidenziato dal valore molto alto, superiore a 600 g, della massa di condensato raccolto.

Tabella 2. Risultati delle prove svolte per la ricerca della condensing line e della condensing region

Prova	Temperatura bulbo secco aria (°C)	Umidità relativa aria (%)	Massa condensato (g)
1	9.5	64.5	144
2	8.3	65.5	192
3	6.8	69.0	87
4	5.7	70.8	64
5	9	71.6	618

Per frosting line si intende, invece, l'insieme delle combinazioni temperatura di bulbo secco-umidità relativa in cui si inizia a depositare brina sulla batteria alettata. A questo proposito, è possibile definire due

differenti condizioni di innesco dalle quali può iniziare la formazione dello strato di ghiaccio, motivo per cui si definiscono due diverse frosting line:

- Frosting line secca: per determinare questa frosting line si parte da condizioni ambientali appartenenti alla non-frosting region caratterizzate da bassi valori di temperatura di bulbo secco ed umidità relativa. La batteria alettata risulta quindi inizialmente asciutta ed un aumento dell'umidità relativa favorisce la formazione di condensa sulla superficie dell'evaporatore, la quale trovandosi ad una temperatura inferiore al punto di congelamento provoca l'immediato congelamento della condensa.
- Frosting line umida: per determinare questa frosting line si parte da condizioni ambientali appartenenti alla non-frosting region caratterizzate da alti valori di temperatura di bulbo secco ed umidità relativa. La batteria alettata presenta inizialmente della condensa sulla propria superficie ed una diminuzione della temperatura di bulbo secco, ad umidità relativa costante, provoca una diminuzione della temperatura superficiale della batteria. Se tale temperatura scende al di sotto del punto di congelamento si ha la trasformazione in brina della condensa già presente sulla batteria.

Per determinare le condizioni climatiche corrispondenti alla frosting line secca si procede in maniera analogia rispetto a quanto fatto per la determinazione della condensing line. Si aumenta il livello di umidità relativa all'interno della cella frigorifera, mantenendo la temperatura di bulbo secco costante, fino alla formazione di condensa sulla batteria, condensa che diventa immediatamente brina a causa della bassa temperatura superficiale delle alette. In Figura 16 si riporta un'immagine della batteria alettata della pompa di calore durante uno di questi test, dove si osserva la formazione di un leggero strato di brina. Per individuare la frosting line umida, invece, si mantiene costante il livello di umidità relativa all'interno del calorimetro e si abbassa progressivamente la temperatura della cella, fino a quando la condensa presente sulla batteria inizia a ghiacciare.

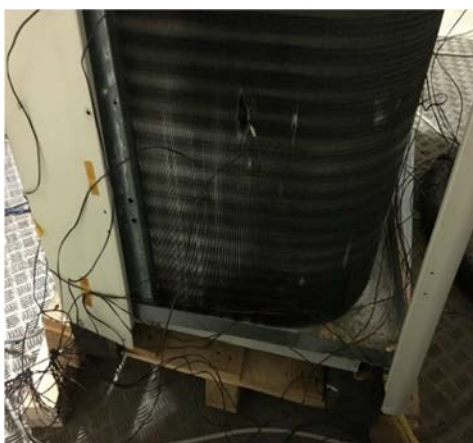


Figura 16. Leggera formazione di brina sulla batteria alettata della pompa di calore durante un test per la determinazione della frosting line secca

I risultati relativi alle prove per la valutazione della frosting line sono riportati in Tabella 3.

Tabella 3. Risultati delle prove svolte per la ricerca della frosting line (secca ed umida)

Prova	Temperatura bulbo secco aria (°C)	Umidità relativa aria (%)	Temperatura dew-point aria (°C)	Temperatura minima tubo (°C)	Temperatura minima alette (°C)
6	4.2	72.0	-0.4	-1.3	1.7
7	3.8	75.8	0.0	-2.0	-0.1

8	2.5	76.2	-1.3	-3.3	0.4
9	0.2	74.4	-3.8	-4.6	-0.8
10	3.8	84.5	1.3	-2.2	-0.1

Le condizioni ambientali delle prove 7 e 10 consentono l'identificazione della frosting line umida, mentre le prove 8 e 9 hanno permesso di determinare la frosting line secca. La prova 6 è stata svolta in corrispondenza del punto di intersezione della frosting line secca e di quella umida. Analizzando i risultati mostrati in tabella, è evidente come in tutte le prove si registri una temperatura minima dei tubi ampiamente inferiore alla temperatura di rugiada corrispondente alle condizioni ambiente del test. Inoltre, la temperatura dei tubi è ovviamente anche inferiore a 0°C, altrimenti non si sarebbe formata la brina. Le alette, essendo a contatto con l'aria anziché con il fluido frigorifero, si trovano ad una temperatura più vicina a quella dell'aria. Solo nelle prove 7 e 10 si registra una temperatura minima delle alette minore di 0°C e della temperatura di rugiada dell'aria.

Tabella 4. Risultati delle prove svolte all'interno della frosting region

Prova	Temperatura bulbo secco aria (°C)	Umidità relativa aria (%)	Massa di ghiaccio accumulata (kg)
11	0.1	80.5	2.9
12	0.7	81.3	3.3
13	2	81.4	3.5
14	2.6	85.0	3.9
15	3.7	85.0	4.3
16	3.8	89.7	4.5

Infine, sono state effettuate ulteriori 6 test per caratterizzare il funzionamento della pompa di calore all'interno della frosting region. In Figura 17 è riportata un'immagine della batteria alettata della pompa di calore completamente impaccata di ghiaccio durante lo svolgimento di uno dei test, mentre in Tabella 4 si riporta un riepilogo dei risultati ottenuti da tali prove



Figura 17. Batteria alettata ricoperta di brina durante un test condotto all'interno della frosting region

Confrontando la massa di ghiaccio accumulatosi sulla batteria alettata della pompa di calore durante ciascuna prova, si osserva come la quantità di brina che si è depositata sull'evaporatore è pari a quasi 3 kg per ciascuna prova, con un picco di 4.5 kg per il test 16. È evidente come all'aumentare dell'umidità relativa nell'aria, la quantità di ghiaccio che si forma sulla batteria alettata aumenti, a causa del sempre maggior contenuto di vapore acqueo nell'aria. I risultati presentati in Tabella 4 indicano chiaramente come le condizioni più gravose per una pompa di calore siano giornate invernali caratterizzate da temperature non troppo elevate, dell'ordine di 3-5°C, ma caratterizzate da valori di umidità relativa superiori all'85%.

La Figura 18 riporta la frosting map, ricavata sperimentalmente, della pompa di calore testata, con l'indicazione della condensing line e delle frosting line secca ed umida. Nella figura vengono anche confrontati gli andamenti della frosting map teorica e di quella ottenuta tramite test sperimentali. Dalla Figura 18 risulta evidente come la frosting line secca non sia altro che la prosecuzione, per bassi valori della temperatura di bulbo secco dell'aria, della condensing line.

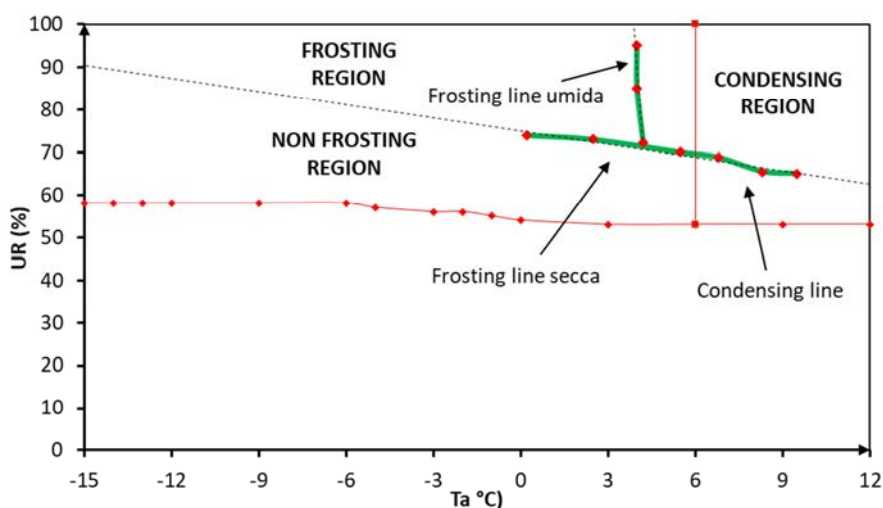


Figura 18. Frosting map sperimentale ottenuta mediante test in calorimetro e confronto con la frosting map teorica

Inoltre, dal confronto tra la frosting map teorica e quella sperimentale si nota come la frosting region reale della macchina risulti essere meno estesa di quella teorica. Tale risultato costituisce ovviamente un vantaggio per la pompa di calore, poichè la pompa di calore attiverà cicli di defrost per combinazioni meno frequenti di temperatura di bulbo secco-umidità relativa dell'aria. Quindi, la frequenza con cui la batteria alettata brina è minore di quella attesa teoricamente e, di conseguenza, dato il numero ridotto di cicli di sbrinamento da effettuare lungo il corso della stagione, l'efficienza energetica complessiva della macchina subisce una penalizzazione minore. La minor estensione della frosting region sperimentale rispetto a quella teorica è dovuta al fatto che la temperatura superficiale reale della batteria alettata è più alta di quella teorica (pari a quella di evaporazione), calcolata mediante il software di selezione del produttore.

Mentre la frosting line umida teorica si trova in corrispondenza di una temperatura di bulbo secco pari a 6°C, quella reale è definita per valori inferiori, circa pari a 4°C, leggermente decrescenti all'aumentare dell'umidità relativa. La frosting line umida incontra la condensing line in corrispondenza di una temperatura di bulbo secco pari a 4.2°C ed umidità relativa pari al 72%, mentre incrocia la linea ad umidità relativa pari al 100% in un punto caratterizzato da temperatura di bulbo secco di 3.8°C. Ciò accade perché al crescere dell'umidità relativa dell'aria, il coefficiente di scambio termico dell'evaporatore migliora, grazie ad una maggiore formazione di condensa, e solo con l'abbassarsi della temperatura di bulbo secco le prestazioni della pompa di calore peggiorano, a causa della formazione di brina. La condensing line reale

risulta traslata verso valori di umidità relativa più elevati di circa 10 punti percentuali per temperature di bulbo secco superiori a 5°C. Tale differenza si amplia per temperature inferiori ed arriva a circa 20 punti percentuali quando la temperatura di bulbo secco è pari a circa -5°C.

Nel prossimo capitolo si procederà alla descrizione del modello fisico-matematico realizzato durante la presente Linea di Attività che ricostruisce le prestazioni della pompa di calore sia durante la fase di formazione del ghiaccio sia durante il successivo ciclo di sbrinamento.

4 Sviluppo di un modello numerico per studiare il fenomeno del brinamento di pompe di calore ad aria

L'analisi della letteratura scientifica mostra che la modellizzazione del comportamento di una pompa di calore ad aria durante un ciclo di sbrinamento condotto con inversione del ciclo è ancora incompleta. In questo capitolo si vuole dare un contributo allo stato dell'arte, descrivendo un modello numerico sviluppato per valutare le prestazioni della pompa di calore durante tutto il transitorio, legato sia alla formazione dello strato di brina che al successivo ciclo di defrost. Attualmente, in letteratura non è possibile trovare lavori che presentino una modellazione completa dell'intero transitorio. Non sono quindi presenti modelli numerici che tengano conto allo stesso tempo della penalizzazione della capacità termica della pompa di calore durante la crescita dello strato di brina, delle prestazioni dell'unità durante il funzionamento a ciclo inverso e dell'influenza delle condizioni climatiche esterne.

Il modello numerico proposto si basa su un approccio di tipo "look-up table" ed è stato implementato in ambiente TRNSYS [13]. Il modello può essere adattato in maniera semplice a qualunque pompa di calore ad aria commerciale che utilizza il RCD come metodologia per rimuovere il ghiaccio depositato sulla batteria alettata esterna. Inoltre, il codice numerico sviluppato è caratterizzato da alte velocità di calcolo, cosa che lo rende adatto anche a simulazioni parametriche pesanti, come processi di co-simulazione o problemi di ottimizzazione, con basso sforzo computazionale.

4.1 Descrizione del modello numerico sviluppato

L'andamento della potenza termica erogata e della potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore durante una prova condotta all'interno della frosting region è riportato in Figura 19. Osservando le due curve rappresentate in figura, è evidente che durante il corso della prova il comportamento della pompa di calore presenti transitori molto pronunciati, nonostante fossero mantenute condizioni al contorno costanti (condizioni climatiche interne al calorimetro e temperatura e portata dell'acqua in ingresso alla pompa di calore). Fra il minuto 190 ed il minuto 220 si assiste al transitorio di sbrinamento, per il quale è stato sviluppato un modello numerico.

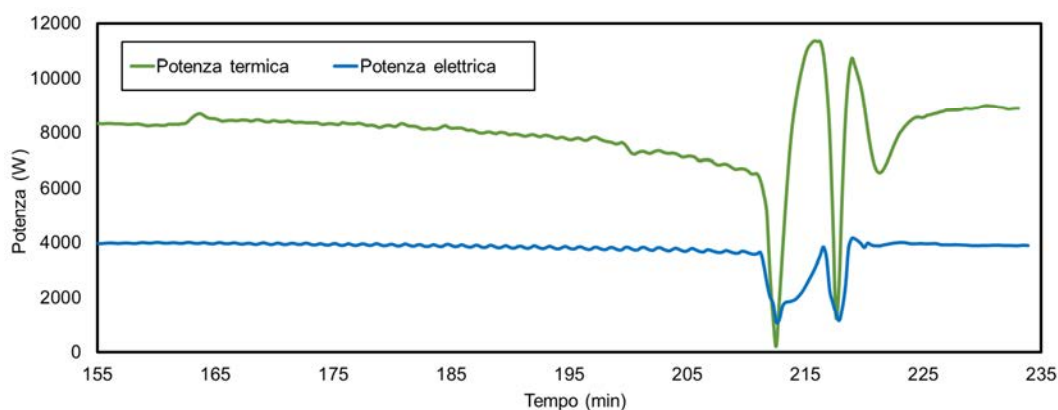


Figura 19. Andamento di potenza termica erogata e potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore durante uno dei test svolti all'interno della frosting region

Il modello numerico di un generico transitorio di sbrinamento, descritto successivamente, è basato sui risultati ottenuti dalle prove sperimentali. In Figura 20 viene riportato il flowchart adottato per sviluppare il modello.

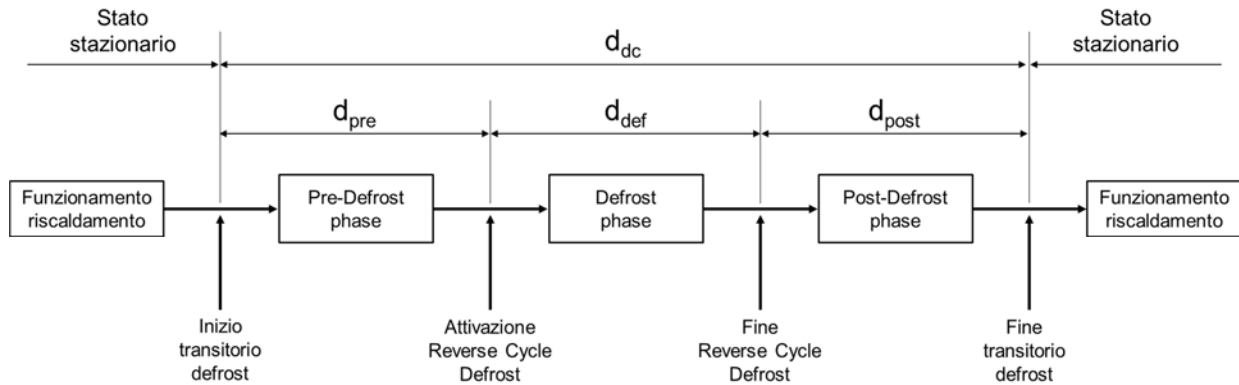


Figura 20. Flowchart del modello numerico implementato in TRNSYS

Come visto in precedenza, quando la pompa di calore opera in modalità di funzionamento riscaldamento e le condizioni climatiche sono piuttosto gravose, si deposita uno strato di brina sulla superficie esterna della batteria alettata. Dopo la formazione di questo strato di ghiaccio, le prestazioni della pompa di calore differiscono da quelle che avrebbe in condizioni stazionarie (ossia con evaporatore privo di ghiaccio) ed inizia il transitorio legato ad un ciclo completo di sbrinamento.

Seguendo la Figura 20, inizialmente si entra nella fase di Pre-Defrost: durante questa fase, lo spessore dello strato di brina aumenta nel tempo e la potenza termica erogata dalla pompa di calore si riduce in maniera progressiva. La durata della fase di Pre-Defrost (d_{pre}) dipende da diversi fattori: le condizioni ambientali (in particolare il valore di umidità relativa dell'aria), che influenzano la quantità di ghiaccio accumulato sulla batteria alettata, la capacità di modulazione della pompa di calore, le caratteristiche dell'evaporatore (es. geometria, materiale, trattamento superficiale, circuitazione del refrigerante) e, non ultimo, l'algoritmo adottato dal sistema di controllo della pompa di calore per gestire i cicli di sbrinamento.

Una volta che viene raggiunta la quantità critica di ghiaccio. Il sistema di controllo della pompa di calore innesca il ciclo di sbrinamento. Si conclude quindi la fase di Pre-Defrost e viene attivata la fase di principale di Defrost. La metodologia di sbrinamento implementata all'interno del modello numerico è il Reverse Cycle Defrosting (RCD), secondo la quale la pompa di calore funziona in modalità raffreddamento, cedendo potenza termica allo scambiatore di calore esterno, che funge da condensatore. La durata della fase di Defrost (d_{def}) è determinata dalla logica di regolazione della pompa di calore.

Non appena termina la fase di Defrost, la valvola a quattro vie inverte nuovamente la propria posizione e la pompa di calore torna ad operare nella normale modalità di funzionamento in riscaldamento. Tuttavia, il transitorio legato al ciclo di sbrinamento non termina immediatamente: come evidenziato dalla Figura 20, si può individuare una fase di Post-Defrost prima del ritorno alle condizioni operative stazionarie. Infatti, dopo lo scioglimento del ghiaccio, la temperatura superficiale dello scambiatore di calore esterno è più alta rispetto al normale valore che si osserva durante il funzionamento stazionario: per questo motivo, durante la fase di Post-Defrost le prestazioni della pompa di calore sono più elevate rispetto a quelle che avrebbe in condizioni stazionarie. Come sarà descritto nel dettaglio nella parte successiva del lavoro, la durata di quest'ultima parte del transitorio di defrost (vale a dire d_{post}) dipende principalmente dalle condizioni climatiche esterne.

In conclusione, la durata totale di tutto il transitorio legato ad un ciclo di sbrinamento (d_{dc}) è influenzato da tutti i fattori elencati in precedenza, come le condizioni ambientali, l'algoritmo di controllo adottato dalla

pompa di calore e le caratteristiche geometriche dell'evaporatore. Nelle sotto-sezioni seguenti verrà descritto nel dettaglio il modello matematico sviluppato ed implementato all'interno del software TRNSYS.

La Figura 21 mostra le funzioni matematiche attraverso le quali è possibile simulare la potenza termica erogata dalla pompa di calore durante un generico transitorio di defrost. In maniera analoga, la potenza elettrica assorbita dalla macchina è riportata in Figura 22.

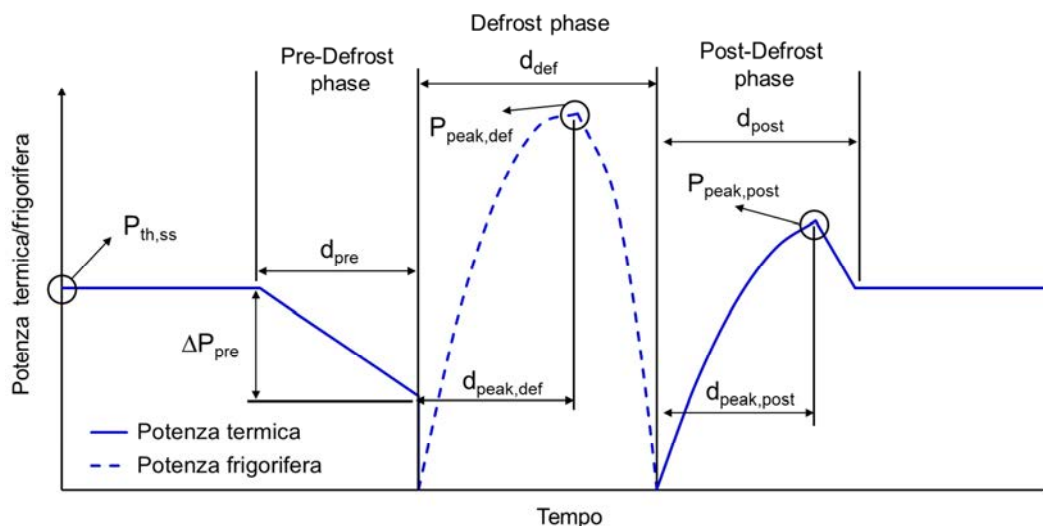


Figura 21. Modello matematico con cui è stata simulata la potenza termica erogata dalla pompa di calore durante un generico transitorio di defrost

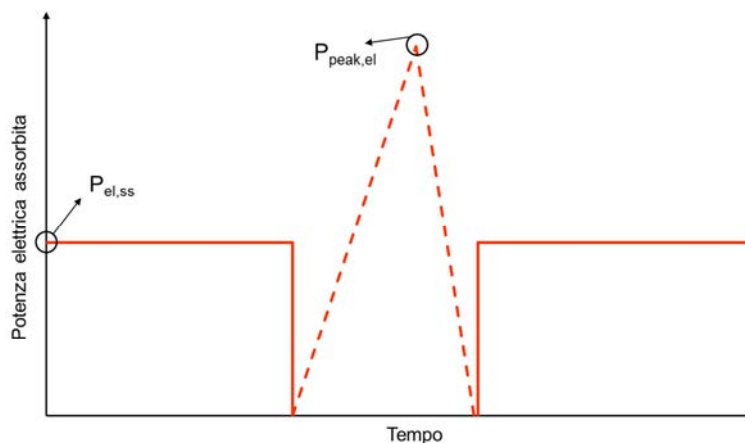


Figura 22. Modello matematico con cui è stata simulata la potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore durante un generico transitorio di defrost

Come evidenziato in precedenza, durante la fase di Pre-Defrost la potenza termica erogata dalla pompa di calore diminuisce linearmente nel tempo rispetto al valore di regime ($P_{th,ss}$) corrispondente alle condizioni di funzionamento (temperatura sorgente esterna e pozzo caldo). Durante questa fase, la potenza elettrica assorbita non si riduce: durante la prima parte del transitorio di defrost, la potenza elettrica assorbita non varia dal proprio valore stazionario ($P_{el,ss}$).

D'altra canto, durante la fase di sbrinamento vera e propria (Defrost phase) sia la potenza termica che la potenza elettrica assorbita si discostano significativamente dal corrispondente valore di stato stazionario al di fuori del transitorio di sbrinamento. Innanzitutto, la pompa di calore inverte il suo ciclo di lavoro e per questo motivo viene assorbita potenza termica dal flusso di acqua in ingresso alla macchina. Per questo

motivo, si parla di potenza frigorifera in luogo di potenza termica. Come evidenziato dalla Figura 21, in questa fase l'andamento della potenza frigorifera erogata dalla pompa di calore può essere approssimato mediante due rami di parabola: durante la prima parte della fase di Defrost, la potenza frigorifera della macchina aumenta, seguendo un andamento parabolico, fino a raggiungere un valore massimo ($P_{peak,def}$) dopo l'intervallo di tempo $d_{peak,def}$. In seguito, durante la seconda parte di questa fase, la potenza frigorifera erogata dalla pompa di calore diminuisce seguendo un diverso andamento parabolico. Al termine della fase di Defrost, la macchina non assorbe più potenza termica dalla corrente di acqua e la valvola a quattro vie inverte nuovamente la propria posizione. Durante la fase di inversione del ciclo, la potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore segue un andamento simile a quello della potenza frigorifera erogata: essa è caratterizzata da un trend crescente durante la parte iniziale di questa fase, approssimato con una funzione lineare, e da un trend decrescente durante la seconda parte, approssimato anche in questo caso per mezzo di una funzione lineare.

Nella parte finale del transitorio, durante cioè la fase di Post-Defrost, è possibile modellare l'andamento della potenza termica erogata dalla pompa di calore mediante due funzioni matematiche: inizialmente il valore della potenza termica aumenta con tendenza parabolica e raggiunge un valore di picco ($P_{peak,post}$), maggiore del valore stazionario, dopo l'intervallo di tempo $d_{peak,post}$. In seguito, la potenza termica erogata diminuisce linearmente fino al completamento del transitorio, tornando poi al valore di riferimento dello stato stazionario. Come per la fase di Pre-Defrost, la potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore non è influenzata dal processo di sbrinamento durante la parte finale del transitorio (si osservi la Figura 19 come riferimento).

4.1.1 Modello numerico implementato per la fase di Pre-Defrost

Nella Figura 23 seguente è riportato l'andamento della potenza termica erogata dalla pompa di calore durante la fase di Pre-Defrost di un generico transitorio, ricavato per mezzo delle prove sperimentali svolte. Tale andamento è confrontato con la capacità termica che la macchina avrebbe in condizioni stazionarie, quando cioè le sue prestazioni non sono influenzate dalla presenza di ghiaccio sulla superficie esterna dell'evaporatore.

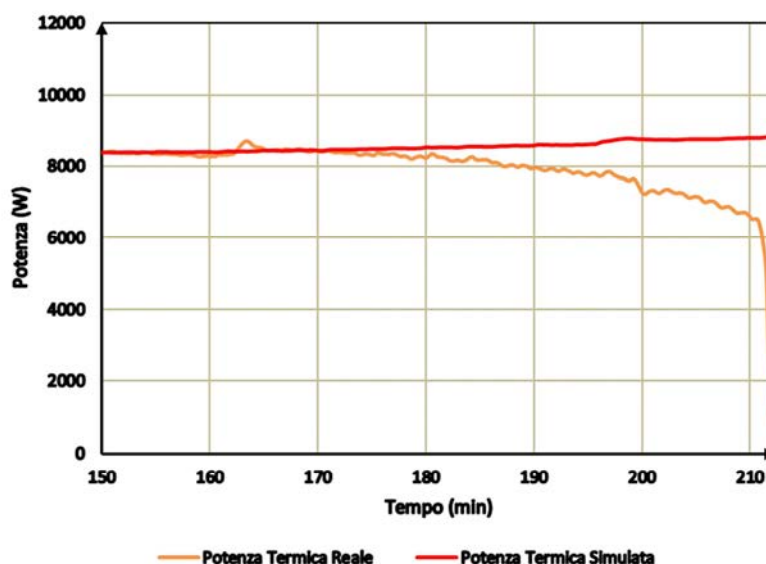


Figura 23. Andamento della potenza termica erogata dalla pompa di calore durante la fase di Pre-Defrost e confronto con il corrispettivo valore valutato in assenza di brina depositata sull'evaporatore

Come riportato nel paragrafo precedente, solo la potenza termica erogata dalla pompa di calore devia dal valore stazionario durante la fase di Pre-Defrost. La potenza elettrica assorbita dalla macchina, infatti, non è

influenzata in maniera significativa dalla formazione di ghiaccio sulla batteria alettata; di conseguenza, il Coefficient of Performance (*COP*) del dispositivo si riduce significativamente in questa fase. La potenza termica effettivamente erogata dalla pompa di calore nella prima parte del transitorio di defrost ($P_{th,pre}$) può essere valutata per mezzo dell'Equazione (1):

$$P_{th,pre} = P_{th,} \frac{\Delta t_{re}}{d_{re}} \quad (1)$$

Nell'equazione precedente $P_{th,pre}$ è il valore della potenza termica erogata dalla pompa di calore in condizioni stazionarie, in corrispondenza della temperatura delle sorgenti fredda e calda, mentre t_{pre} è un contatore temporale che viene inizializzato all'inizio della fase di Pre-Defrost e viene poi resettato quando il suo valore diviene uguale a d_{pre} . ΔP_{pre} è la massima riduzione della capacità termica della macchina durante questa fase del transitorio. Tale riduzione può essere valutata con l'equazione (2):

$$\Delta P_{pre} = \alpha P_{th,} \quad (2)$$

nella quale α è un coefficiente numerico compreso fra 0 e 1.

È importante sottolineare come i valori di d_{pre} e α dipendono dalle caratteristiche della pompa di calore (es. geometria dell'evaporatore, capacità di modulazione, algoritmo di controllo del defrost), così come dai valori di temperatura di bulbo secco ed umidità relativa dell'aria che si osservano durante il funzionamento della macchina. Di conseguenza, per definire in maniera completa il comportamento della pompa di calore sono necessarie misure sperimentali, come quelle descritte nel Capitolo 2. A titolo di esempio, si riporta in Figura 24 la funzione matematica che lega la durata della fase di Pre-Defrost alle condizioni climatiche esterne (temperatura di bulbo secco ed umidità relativa).

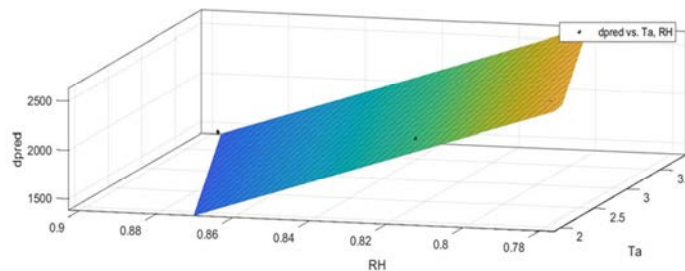


Figura 24. Funzione matematica che lega la durata della fase di Pre-Defrost alle condizioni climatiche esterne

4.1.2 Modello numerico implementato per la fase di Defrost

Durante la fase principale di Defrost la pompa di calore scioglie il ghiaccio depositatosi sulla superficie esterna dell'evaporatore invertendo il proprio ciclo frigorifero di funzionamento (RCD). Come anticipato nei paragrafi precedenti, la potenza termica assorbita dallo scambiatore di calore lato utenza della pompa di calore (potenza frigorifera, quindi) può essere interpolata per mezzo di due rami di parabola, le cui funzioni matematiche sono riportate nella seguente Equazione 3:

$$\begin{cases} P_{c,def} = a_1 t_{def}^2 + b_1 t_{def} & \text{for } t_{def} \leq t_{peak,def} \\ P_{c,def} = a_2 t_{def}^2 + b_2 t_{def} + c_2 & \text{for } t_{peak,def} < t_{def} \leq t_{def} \end{cases} \quad (3)$$

In cui $P_{c,def}$ è il valore della potenza termica assorbita dall'utenza da parte della pompa di calore, mentre t_{def} è un contatore temporale che viene inizializzato all'inizio di questa fase e viene poi resettato al termine della stessa, ossia quando il suo valore diviene uguale a d_{def} . I valori dei coefficienti numerici dei due rami di parabola (a_1 , b_1 , a_2 , b_2 , e c_2) sono valutati per mezzo dell'Equazione (4):

$$\begin{cases} a_1 = \frac{e_{ak,def}}{d^2 e_{ak,def}} \\ b_1 = \frac{2}{d} \frac{e_{ak,def}}{e_{ak,def}} \end{cases} \begin{cases} a_2 = \frac{e_{ak,def}}{(d_{def}-d e_{ak,def})^2} \\ b_2 = \frac{2}{(d_{def}-d e_{ak,def})^2} \frac{e_{ak,def} d e_{ak,def}}{e_{ak,def}} \\ c_2 = \frac{d_{def}}{(d_{def}-d e_{ak,def})^2} \frac{e_{ak,def}(d_{def}-2d e_{ak,def})}{e_{ak,def}} \end{cases} \quad (4)$$

Come è possibile notare dall'Equazione 4, per determinare i cinque coefficienti numerici è necessario conoscere il valore di $P_{peak,def}$ e di $d_{peak,def}$, rispettivamente pari al valore massimo della potenza frigorifera assorbita dalla pompa di calore e l'intervallo di tempo dall'inizio della fase di Defrost in corrispondenza del quale questo valore massimo viene raggiunto. Il valore dei parametri appena definiti viene calcolato per mezzo dell'Equazione (5) e dell'Equazione (6):

$$P_{peak,def} = \beta P_{th,nom} \quad (5)$$

$$d_{peak,def} = \gamma d_{def} \quad (6)$$

Nelle equazioni precedenti $P_{th,nom}$ è la potenza termica erogata dalla pompa di calore valutata in condizioni nominali (temperatura di bulbo secco aria esterna pari a 7°C e temperatura di ingresso/uscita dell'acqua pari a 40/45°C). mentre β e γ sono coefficienti numerici compresi fra 0 e 1. Si sottolinea come siano state considerate le prestazioni nominali della pompa di calore al fine di adattare il modello matematico sviluppato ad altre macchine, caratterizzate da taglie diverse.

Anche in questo caso, come già evidenziato per la fase di Pre-Defrost, sono state implementate una serie di funzioni che permettono di ricavare il valore dei principali parametri in gioco, come la durata della fase di Defrost o i coefficienti numerici β e γ , in funzione dei risultati ottenuti durante il corso delle prove sperimentali. In Figura 25 si riporta un esempio di queste funzioni interpolanti.

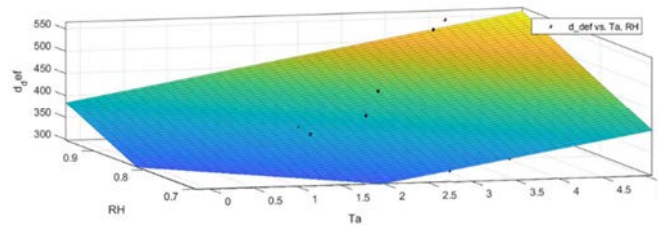


Figura 25. Funzione matematica che lega la durata della fase di Defrost alle condizioni climatiche esterne

Come evidenziato dalla Figura 22, la potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore non varia dal valore osservato in condizioni stazionarie (ossia in assenza di brina) per la fasi di Pre-Defrost e Post-Defrost, ma solo durante la fase di scioglimento del ghiaccio (fase di Defrost). In particolare, in questa fase è possibile valutare l'andamento della potenza elettrica assorbita dalla macchina per mezzo di due funzioni lineari, le cui equazioni possono essere calcolate per mezzo della seguente Equazione (7):

$$\begin{cases} P_{el,def} = m_1 t_{def} + q_1 \\ P_{el,def} = m_2 t_{def} + q_2 \end{cases} \quad \begin{matrix} \text{for } t_{def} \leq t_{peak,def} \\ \text{for } t_{peak,def} < t_{def} \leq t_{def} \end{matrix} \quad (7)$$

Nell'equazione precedente $P_{el,def}$ è il valore della potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore durante la fase di Defrost. I valori dei coefficienti numerici delle due funzioni lineari introdotte (m_1 , q_1 , m_2 , e q_2) sono valutati per mezzo dell'Equazione (8):

$$\begin{cases} m_1 = \frac{e_{el, eak}}{d_{eak,def}} \\ q_1 = 0 \end{cases} \quad \begin{cases} m_2 = \frac{e_{el, eak}}{d_{def} - d_{eak,def}} \\ q_2 = \frac{e_{el, eak} d_{def}}{d_{def} - d_{eak,def}} \end{cases} \quad (8)$$

Infine, il valore massimo della potenza elettrica assorbita dalla macchina durante il funzionamento a ciclo inverso ($P_{el,peak}$) viene calcolato tramite l'Equazione (9):

$$P_{el,peak} = \rho P_{el,nom} \quad (9)$$

$P_{el,nom}$ è la potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore in condizioni nominali di funzionamento. Mentre ρ è un altro coefficiente numerico compreso fra 0 e 1, valutato sperimentalmente. Anche in questo caso, sono state introdotte le prestazioni nominali della pompa di calore per adattare il modello numerico sviluppato a macchine di taglia diversa.

4.1.3 Modello numerico implementato per la fase di Post-Defrost

Infine, durante la fase di Post-Defrost le prestazioni della pompa di calore sono leggermente migliorate rispetto al caso stazionario, in assenza di ghiaccio depositato, a causa della temperatura di parete più elevata. Di conseguenza, la potenza termica erogata dalla pompa di calore durante questa fase ($P_{th,post}$) può essere calcolata per mezzo dell'Equazione (10):

$$\begin{cases} P_{th,post} = a_3 t_{post}^2 + b_3 t_{post} \\ P_{th,post} = m_3 t_{post} + q_3 \end{cases} \quad \begin{matrix} \text{per } t_{post} \leq t_{peak,post} \\ \text{per } t_{peak,post} < t_{post} \leq t_{post} \end{matrix} \quad (10)$$

Nell'equazione precedente, t_{post} è un contatore temporale che viene inizializzato all'inizio della fase di Post-Defrost e viene poi resettato al termine della stessa, ossia quando il suo valore diviene uguale a d_{post} . Inoltre, $d_{peak,def}$ è l'intervallo di tempo dall'inizio della fase di Post-Defrost in corrispondenza del quale il picco della potenza termica erogata viene raggiunto. Come già avvenuto per le precedenti equazioni del modello numerico, per determinare i valori dei coefficienti numerici delle due funzioni introdotte (a_3 e b_3 per il ramo di parabola e m_3 , e q_3 per la funzione lineare), è necessario introdurre ulteriori equazioni, riportate nel seguito:

$$\begin{cases} a_3 = \frac{e_{ak, ost}}{d_{eak, ost}^2} \\ b_3 = \frac{2 e_{ak, ost}}{d_{eak, ost}} \end{cases} \quad \begin{cases} m_3 = \frac{e_{ak, ost} - t_{th,ss}}{d_{eak, ost} - d_{ost}} \\ q_3 = \frac{t_{th,ss} d_{eak, ost} - e_{ak, ost} d_{ost}}{d_{eak, ost} - d_{ost}} \end{cases} \quad (11)$$

Per determinare il valore massimo della potenza termica erogata dalla pompa di calore ($P_{peak,post}$), si introduce l'Equazione (12):

$$P_{peak,post} = (1 + \varepsilon)P_{th,ss} \quad (12)$$

Ancora una volta ε è un coefficiente numerico compreso fra 0 e 1, valutato sperimentalmente. In Figura 26 viene riportato un confronto fra la potenza termica erogata dalla pompa di calore durante la fase di Post-Defrost di uno dei test effettuati e la funzione matematica implementata nel modello al fine di simularne il trend.

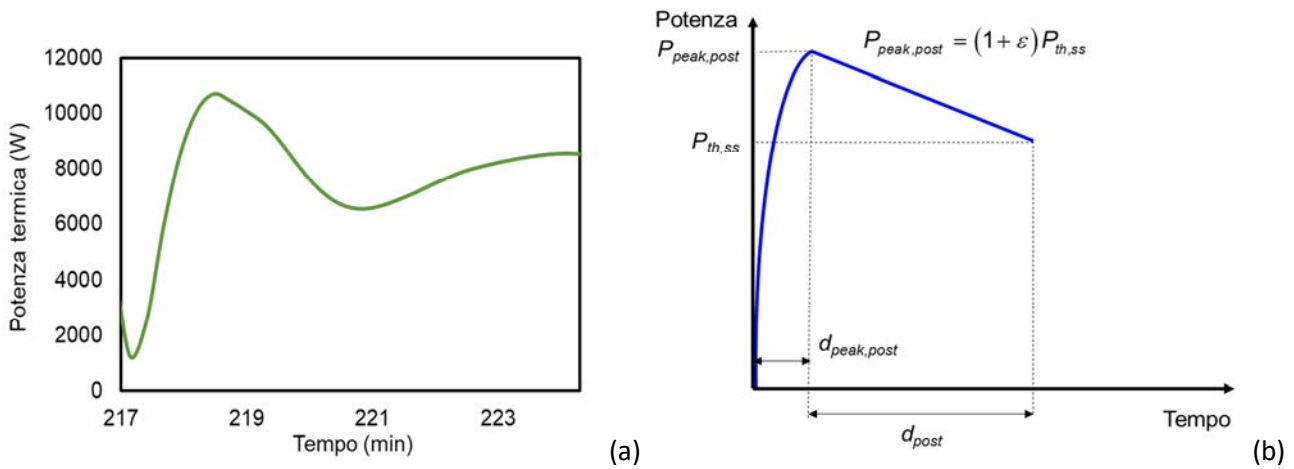


Figura 26. Andamento della potenza termica erogata dalla pompa di calore durante la fase di Post-Defrost di una generica prova (a) e funzioni matematiche implementate nel modello per interpolare l'andamento (b)

4.2 Implementazione del modello numerico all'interno del software TRNSYS

Una volta definito il modello numerico e le equazioni in grado di simulare l'andamento della potenza termica erogata e della potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore durante un intero transitorio di formazione brina e successivo sbrinamento, si è proceduto all'implementazione del modello all'interno del software TRNSYS. Nella seguente Figura 27 è riportata una rappresentazione del modello numerico sviluppato con il software.

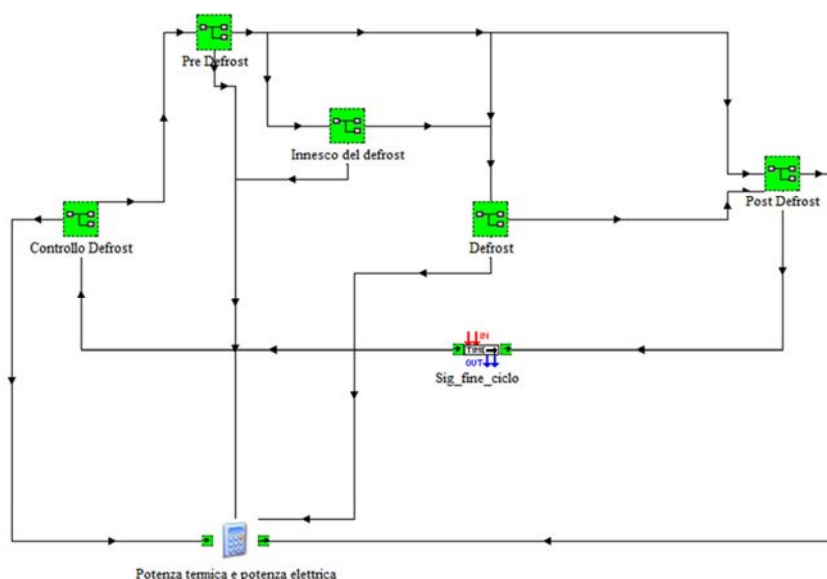


Figura 27. Rappresentazione del modello numerico di un ciclo completo di defrost implementato in TRNSYS

All'interno del software TRNSYS con il termine Macro si intende un insieme di componenti elementari, detti Type, che vengono raggruppati graficamente per mezzo di un'unica icona, rappresentata di colore verde. All'interno di una Macro, oltre a diversi Type, possono essere presenti anche altre Macro. In questo caso, è stata definita una Macro principale, denominata "Modello Defrost", che contiene al suo interno altre cinque Macro e due Type, come riportato in Figura 27:

- Macro per la gestione del modello ("Controllo del defrost");
- Macro relativa al funzionamento della pompa di calore durante la fase di Pre-Defrost ("Pre-defrost");
- Macro per l'innesco della fase di defrost con funzionamento a ciclo inverso ("Innesco del defrost");
- Macro relativa al funzionamento della pompa di calore durante la fase di Defrost ("Defrost");
- Macro relativa al funzionamento della pompa di calore durante la fase di Post-Defrost ("Post-defrost").

All'interno delle Macro "Pre-defrost", "Innesco del defrost", "Defrost" e "Post-defrost" sono state inserite, rispettando il codice richiesto da TRNSYS, tutte le equazioni del modello numerico presentate in precedenza. Per non appesantire il report e per evitare la ripetizione di equazioni già presentate, in questa sezione vengono descritte le principali equazioni implementate all'interno della sola Macro "Controllo del defrost".

Lo scopo principale di questa Macro è quello di definire una variabile che tenga conto della crescita dello strato di brina sulla superficie esterna della batteria alettata e che sia in grado poi di innescare il transitorio (quindi, di innescare la fase di Pre-Defrost). Come riportato nel Capitolo 2 del report, è stato descritto come ottenere la "frosting map" della pompa di calore oggetto di test. Tale processo è sicuramente replicabile per qualunque tipologia di pompa di calore ad aria e, di conseguenza, è possibile conoscere (o quanto meno stimare) la "frosting map" di una pompa di calore generica. In questa Macro, il primo obiettivo è quello di implementare la "frosting map" della macchina oggetto di studio e capire quindi in quale regione essa si trovi ad operare. In seguito, qualora la pompa di calore si trovi ad operare all'interno della frosting region, è possibile associare a tali condizioni di funzionamento un rateo di crescita dello strato di ghiaccio. Infine, una volta raggiunto un valore limite sulla quantità di ghiaccio accumulata, viene innescato l'inizio del transitorio, con l'attivazione della Macro "Pre-defrost". In Figura 28 è rappresentato il modello TRNSYS implementato all'interno della Macro "Controllo del defrost".

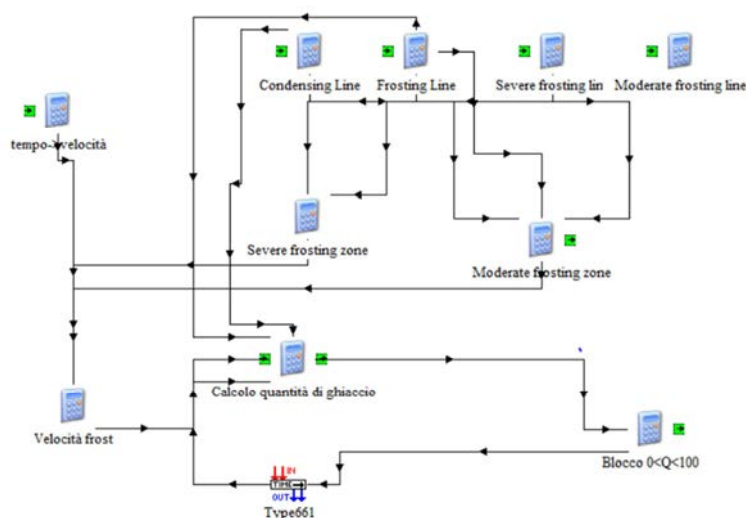


Figura 28. Componenti interni alla Macro “Controllo defrost”

Per individuare la zona della “frosting map” all’interno della quale la pompa di calore opera, è necessario per ogni time-step della simulazione eseguire un confronto tra i valori di temperatura di bulbo secco ed umidità relativa dell’aria di quel time-step e quelli che definiscono le varie curve che suddividono la “frosting map” in regioni. Ogni curva è infatti descritta con un’equazione e confrontando i valori limite di tali equazioni con le condizioni ambientali è possibile risalire alla regione corrispondente.

Infine, per determinare l’intervallo di tempo che intercorre tra l’ingresso in frosting region e l’istante in cui innescare la fase di Pre-Defrost, è stato introdotto un parametro numerico, identificato come “Tempo caratteristico”, il cui valore è selezionato dall’utente in base ad evidenze sperimentali o in accordo con la logica di gestione dei cicli di sbrinamento (ad esempio, seguendo una logica a tempo). In questo caso, seguendo le misure sperimentali effettuate in camera climatica, il tempo caratteristico, pari anche all’intervallo tra due cicli di sbrinamento consecutivi, è stato fissato pari a 45 minuti.

5 Conclusioni

In questo report sono stati descritti i principali risultati di uno studio numerico e sperimentale, condotto su pompe di calore ad aria (ASHP) allo scopo di valutare le prestazioni energetiche di questa tipologia di macchina in regime di brinamento.

Come evidenziato all’interno del report, uno dei problemi principali delle ASHP è la formazione di brina sulla superficie esterna dello scambiatore di calore esterno durante il loro funzionamento invernale. Particolari condizioni di temperatura di bulbo secco ed umidità relativa dell’aria esterna, tipicamente temperature comprese fra 0 e 5°C ed umidità relativa superiore al 70%, portano alla formazione di brina sulla superficie alettata dello scambiatore di calore esterno. Lo strato di brina cresce con il passare del tempo quando la pompa di calore è in funzione e, come conseguenza, le prestazioni energetiche della macchina si riducono notevolmente. In seguito a ciò, le ASHP devono effettuare periodici cicli di sbrinamento durante il corso della stagione invernale.

Come primo step dell’attività di Ricerca relativa alla LA 3.21, sono stati svolti diversi test sperimentali su una pompa di calore aria-acqua, di taglia nominale pari a circa 10 kW, all’interno di una camera climatica ubicata presso il Laboratorio R&D del produttore della macchina. Le prove sperimentali sono state svolte mantenendo all’interno della camera condizioni ambientali tipiche del periodo invernale e gravose dal punto di vista della formazione di brina sull’evaporatore della macchina. Più nel dettaglio, sono state considerate più di 15 condizioni ambientali differenti, variando i valori di temperatura di bulbo secco ed

umidità relativa dell'aria interna, per mezzo dei quali è stato possibile monitorare le effettive prestazioni della pompa di calore in regime transitorio. Le prove hanno permesso di realizzare la “frosting map” della macchina testata, un diagramma che lega temperatura di bulbo secco ed umidità relativa dell'aria esterna, all'interno del quale è possibile identificare condizioni ambientali che portano all'instaurarsi di fenomeni diversi. Sono state individuate all'interno del diagramma diverse zone: “non frosting region”, “condensing region” e “frosting region”. Per condizioni ambientali non particolarmente gravose (bassi livelli di umidità relativa), non si è osservata la formazione di condensa o brina sulla batteria alettata: tali condizioni identificano la “non frosting region”. Per condizioni caratterizzate da alti livelli di umidità ed alti valori della temperatura di bulbo secco (superiori a 5°C), si definisce la “condensing region”, in corrispondenza della quale il vapore acqueo presente nell'aria condensa sulla superficie esterna dell'evaporatore. Infine, per temperature di bulbo secco più basse di 5°C ed alti valori di umidità relativa, si entra nella “frosting region”, regione nella quale si deposita brina sulla batteria alettata e la pompa di calore deve effettuare periodi cicli di defrost.

La realizzazione della “frosting map” per una ASHP rappresenta il punto di partenza per la definizione di una logica di controllo efficace nella gestione dei cicli di sbrinamento. Diventa infatti così possibile determinare in maniera analitica le precise condizioni ambientali in cui la macchina va incontro al fenomeno del brinamento. Parallelamente a ciò, è possibile conoscere sotto quali condizioni esterne la formazione di brina è scongiurata e trasferire questa informazione al sistema di controllo della pompa di calore, evitando così l'insorgere di cicli di defrost non necessari (cicli di mal-defrost).

La procedura descritta all'interno del report può essere replicata per qualunque tipologia di pompa di calore ad aria, al fine di realizzare per ciascuna di esse la relativa “frosting map” e migliorare così la strategia di controllo della macchina e le sue prestazioni stagionali.

I risultati ottenuti dai test sperimentali hanno permesso di realizzare un modello numerico in grado di calcolare le effettive prestazioni di una ASHP durante il completo transitorio legato al brinamento (deposizione ed accrescimento strato di ghiaccio e successivo ciclo di defrost, effettuato per mezzo dell'inversione del ciclo frigorifero). L'intero transitorio è stato suddiviso in tre fasi: fase di Pre-Defrost, caratterizzata dall'accrescimento dello spessore della brina e dalla conseguente riduzione delle prestazioni della pompa di calore, fase di Defrost, in cui la macchina inverte il ciclo frigorifero per sciogliere il ghiaccio accumulatosi sull'evaporatore, e fase di Post-Defrost, quando tutto il ghiaccio è stato rimosso e la pompa di calore opera nuovamente in regime di riscaldamento.

Per ognuna di queste fasi, gli effettivi andamenti della potenza termica erogata e della potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore vengono calcolati per mezzo di funzioni matematiche che interpolano in maniera efficace i risultati delle prove sperimentali.

Il modello numerico realizzato può essere adattato a tutte le pompe di calore ad aria che utilizzano l'inversione del ciclo per rimuovere la brina che si forma sulla batteria alettata esterna e, per questo motivo, può costituire un valido strumento per la simulazione numerica delle prestazioni energetiche di una pompa di calore durante questo transitorio.

Infine, il modello numerico è stato implementato all'interno del software di simulazione dinamica TRNSYS, permettendo di migliorare la modellazione delle pompe di calore ASHP tenendo conto degli effetti determinati dall'insorgere dei cicli di sbrinamento durante la stagione invernale. Il modello presentato si presta ad essere utilizzato in simulazioni dinamiche annuali grazie al suo approccio semplice che richiede un modesto sforzo computazionale.

6 Riferimenti bibliografici

1. Ministero dello Sviluppo Economico, “Piano Nazionale Integrato per l'Energia e il Clima”, (2019).
2. C. Fraga, P. Holmüller, S. Schneider, B. Lachal, “Heat pump systems for multifamily buildings: potential and constraints of several heat sources for diverse building demands”, Applied Energy 225 (2018), 1033-1053.

3. M. Dongellini, C. Naldi, G.L. Morini, "Influence of sizing strategy and control rules on the energy saving potential of heat pump hybrid systems in a residential building", *Energy Conversion and Management*, 235 (2021), 114022.
4. M. Dongellini, C. Naldi, G.L. Morini, "Seasonal performance evaluation of electric air-to-water heat pump systems", *Applied Thermal Engineering*, 90 (2015), 1072-1081.
5. M. Dongellini, C. Naldi, G.L. Morini, "Sizing effects on the energy performance of reversible air-source heat pumps for office buildings", *Applied Thermal Engineering*, 114 (2017), 1073-1081.
6. M. Dongellini, G.L. Morini, "On-off cycling losses of reversible air-to-water heat pump systems as a function of the unit power modulation capacity", *Energy Conversion and Management*, 196 (2019), 966-978.
7. Rossi di Schio, V. Ballerini, M. Dongellini, P. Valdiserri, "Defrosting of Air-Source Heat Pumps: Effect of Real Temperature Data on Seasonal Energy Performance for Different Locations in Italy", *Applied Sciences*, 11 (2021), 8003.
8. P. Vocale, G.L. Morini, M. Spiga, "Influence of outdoor air conditions on the air source heat pumps performance", *Energy Procedia*, 45 (2014), 653-662.
9. X.M. Guo, Y.G. Chen, W.H. Wang, C.Z. Chen, "Experimental study on frost growth and dynamic performance of air source heat pump system", *Applied Thermal Engineering* 28 (2008), 2267-2278.
10. M. Song, S. Deng, C. Dang, N. Mao, Z. Wang, "Review on improvement for air source heat pump units during frosting and defrosting", *Applied Energy* 211 (2018), 1150-1170.
11. Y. Wang, Z. Ye, Y. Song, X. Yin, F. Cao, "Experimental investigation on the hot gas bypass defrosting in air source transcritical CO₂ heat pump water heater", *Applied Thermal Engineering* 178 (2020), 115571.
12. J.H. Zhu, Y.Y. Sun, W. Wang, S.M. Deng, Y.J. Ge, L.T. Li, "Developing a new frosting map to guide defrosting control for air-source heat pump units", *Applied Thermal Engineering* 90 (2015), 782-791.
13. A.S. Klein, "TRNSYS 17: A Transient System Simulation Program", Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, USA (2010).

7 Abbreviazioni ed acronimi

- α = Coefficiente numerico compreso fra 0 e 1 utilizzato per valutare la riduzione della potenza termica erogata dalla pompa di calore durante la fase di Pre-Defrost
- β = Coefficiente numerico compreso fra 0 e 1 utilizzato per valutare il picco della potenza frigorifera assorbita dalla pompa di calore durante la fase di Defrost
- γ = Coefficiente numerico compreso fra 0 e 1 utilizzato per valutare il momento in cui si raggiunge il picco della potenza frigorifera assorbita dalla pompa di calore durante la fase di Defrost
- ε = Coefficiente numerico compreso fra 0 e 1 utilizzato per valutare l'incremento della potenza termica erogata dalla pompa di calore durante la fase di Post-Defrost
- ρ = Coefficiente numerico compreso fra 0 e 1 utilizzato per valutare il momento in cui si raggiunge il picco della potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore durante la fase di Defrost
- a_1, b_1, a_2, b_2, c_2 = Coefficienti numerici dei rami di parabola utilizzati per simulare l'andamento della potenza termica assorbita dalla pompa di calore durante la fase di Defrost
- a_3, b_3, m_3, q_3 = Coefficienti numerici delle funzioni matematiche utilizzate per simulare l'andamento della potenza termica erogata dalla pompa di calore durante la fase di Post-Defrost
- m_1, q_1, m_2, q_2 = Coefficienti numerici delle funzioni lineari utilizzate per simulare l'andamento della potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore durante la fase di Defrost
- ASHP = Air Source Heat Pump
- ΔP_{pre} = Massima riduzione della potenza termica erogata dalla pompa di calore durante la fase di Pre-Defrost
- d_{dc} = Durata del transitorio di defrost
- d_{def} = Durata della fase di defrost

$d_{peak,def}$ = Intervallo di tempo dall'innesco della fase di Defrost in cui la pompa di calore eroga la potenza frigorifera di picco
 $d_{peak,post}$ = Intervallo di tempo dall'innesco della fase di Post-Defrost in cui la pompa di calore eroga la potenza termica di picco
 d_{post} = Durata della fase di Post-Defrost
 d_{pre} = Durata della fase di Pre-Defrost
COP = Coefficient Of Performance
 $P_{el,nom}$ = Potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore in condizioni nominali
 $P_{el,peak}$ = Potenza elettrica di picco assorbita dalla pompa di calore durante la fase di Defrost
 $P_{el,ss}$ = Potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore in condizioni stazionarie
 $P_{peak,def}$ = Potenza frigorifera di picco erogata dalla pompa di calore durante la fase di Defrost
 $P_{peak,post}$ = Potenza termica di picco erogata dalla pompa di calore durante la fase di Post-Defrost
 $P_{th,ss}$ = Potenza termica erogata dalla pompa di calore in condizioni stazionarie
 $P_{th,nom}$ = Potenza termica erogata dalla pompa di calore in condizioni nominali
 $P_{th,pre}$ = Potenza termica erogata dalla pompa di calore durante la fase di Pre-Defrost
RCD = Reverse Cycle Defrosting
 t_{def} = Contatore temporale considerato dal modello numerico durante la fase di Defrost
 t_{post} = Contatore temporale considerato dal modello numerico durante la fase di Post-Defrost
 t_{pre} = Contatore temporale considerato dal modello numerico durante la fase di Pre-Defrost
 T_a = Temperatura di bulbo secco dell'aria esterna
 T_{dp} = Temperatura di rugiada dell'aria esterna
 T_f = Temperatura di congelamento dell'acqua
 T_w = Temperatura superficiale dell'evaporatore di una pompa di calore
UR = Umidità relativa

8 Appendice: Curriculum scientifico del gruppo di lavoro

Gian Luca Morini:

Professore Ordinario di Energetica degli Edifici e Termotecnica ING-IND/10 (Fisica Tecnica Industriale) presso l'Università di Bologna dal 2012. Dal 2002 al 2012 è stato Professore Associato presso la stessa Università. È stato segretario della sezione Emilia-Romagna dell'Associazione Termotecnica Italiana (ATI) dal 2005 al 2017. È membro dell'UIT (Unione Italiana Termofluidodinamica) e dell'AICARR (Associazione Italiana Condizionamento dell'Aria, Riscaldamento e Refrigerazione). Dal 2006 è il rappresentante italiano del Consiglio EUROTHERM. Dal 2008 è membro del Consiglio Scientifico di SHF (Société Hydrotechnique de France). Dal 2008 è membro del Consiglio Scientifico dell'ICHMT (International Center of Heat and Mass Transfer). Dal 2009 è membro dell'Assemblea della World Conference (AWC) on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics. Ha operato quale ricercatore nell'ambito di numerosi contratti e convenzioni di ricerca con Enti Pubblici e Privati e nell'ambito di progetti di ricerca nazionali (PRIN) del Ministero dell'Università e della Ricerca Scientifica in qualità di Responsabile scientifico di Unità e nell'ambito di progetti Europei in qualità di responsabile scientifico (Progetto GASMEMS (2008-2012), Marie Curie Actions, 7 Programma Quadro e MIGRATE (2015-2019) Marie Curie Actions, H2020), Progetto Hybrid BioVGE H2020 (2019-2022). È autore di più di 200 pubblicazioni scientifiche sui temi dell'energetica e dei sistemi a pompa di calore.

Claudia Naldi:

Ricercatrice RTD-A (ING-IND/10-Fisica Tecnica Industriale) presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Bologna dal 2020 e precedentemente Assegnista di Ricerca presso il medesimo Dipartimento. Ha ricevuto il Dottorato di Ricerca dall'Università di Bologna per la tesi dal titolo: "Development and applications of simulation codes for air-to-water and ground-coupled heat pump

systems". Svolge attività di ricerca nell'ambito delle pompe di calore accoppiate al terreno e ad aria, per riscaldamento invernale, raffrescamento estivo e produzione di acqua calda sanitaria per edifici ed è autrice di una ventina di pubblicazioni scientifiche sul tema. In particolare, si occupa dello sviluppo di codici di simulazione dinamica per impianti a pompa di calore aria-acqua e accoppiata al terreno ai fini di ottimizzarne le prestazioni stagionali e della simulazione numerica agli elementi finiti di pompe di calore accoppiate al terreno a sonde verticali per lo sviluppo di nuove *g-functions*. Si occupa inoltre della caratterizzazione numerica e sperimentale di materiali a cambiamento di fase. Ha partecipato a convenzioni di ricerca con aziende del settore termotecnico (Galletti, RBM, Danfoss, Pacetti) ed è membro di AICARR (Associazione Italiana Condizionamento dell'Aria, Riscaldamento e Refrigerazione). Ha partecipato ad alcuni progetti di ricerca nazionali ed europei su temi relativi alle pompe di calore e al retrofit energetico degli edifici.

Paolo Valdiserri:

Professore Associato di Fisica Tecnica Industriale (ING-IND/10) presso l'Università di Bologna. È membro della sezione Emilia-Romagna dell'Associazione Termotecnica Italiana (ATI). È membro dell'UIT (Unione Italiana Termofluidodinamica) e dell'AICARR (Associazione Italiana Condizionamento dell'Aria, Riscaldamento e Refrigerazione). Ha operato nell'ambito di numerosi contratti e convenzioni di ricerca con Enti Pubblici e Privati e nell'ambito di progetti di ricerca nazionali (PRIN) del Ministero dell'Università e della Ricerca Scientifica in qualità di membro del gruppo di ricerca. L'attività principale di ricerca esamina i fenomeni di scambio termico sia in regime stazionario che dinamico in apparati di uso comune nelle applicazioni industriali e civili. Diversi studi si inseriscono all'interno delle problematiche descritte nelle direttive europee e decreti italiani che vanno sotto il nome dell'efficienza energetica negli edifici.

Cesare Biserni:

Professore Ordinario di Fisica Tecnica Ambientale (ING-IND/11) presso l'Università di Bologna. È membro della sezione Emilia-Romagna dell'Associazione Termotecnica Italiana (ATI). È membro dell'UIT (Unione Italiana Termofluidodinamica). Ha operato nell'ambito di numerosi contratti e convenzioni di ricerca con Enti Pubblici e Privati e nell'ambito di progetti di ricerca nazionali (PRIN) del Ministero dell'Università e della Ricerca Scientifica e in Progetti Europei H2020 in qualità di membro del gruppo di ricerca. L'attività principale di ricerca esamina i fenomeni di scambio termico sia in regime stazionario che dinamico con tecniche numeriche basate sulla teoria costruttale. Esperto di Acustica edilizia. Ha ricevuto Premio UIT (Unione Italiana di Termofluidodinamica) per la migliore Tesi di Dottorato e nel 2012 il riconoscimento dell'ASME (American Society of Mechanical Engineering) come "Outstanding Reviewer 2012".

Eugenia Rossi di Schio:

Professoressa Associata di Fisica Tecnica Industriale dal 2015 presso l'Università di Bologna. Ha insegnato Fisica Tecnica, Trasmissione del Calore, Gestione dell'Energia ed Energetica nei Corsi di Ingegneria Gestionale e Ingegneria Energetica. I suoi interessi di ricerca spaziano dallo scambio termico in fluidi non-Newtoniani e nanofluidi all'energetica industriale e all'analisi dei sistemi a pompa di calore.

Dal 2015 al 2021 è stata delegata del Rettore alle attività di Tirocinio. Dal 2012 al 2015 ha fatto parte del Senato Accademico di UNIBO. E' stata Coordinatrice del Corso di Studio di Ingegneria Energetica.

Giampietro Fabbri:

Professore Ordinario di Fisica Tecnica Industriale (ING-IND/10) presso l'Università di Bologna. Dopo aver conseguito la Maturità Classica, la Laurea e il Dottorato di Ricerca in Bioautomatica, il Diploma di Composizione Musicale, è stato assunto dall'Università di Bologna nel ruolo di Ricercatore (1992),

Professore Associato (2000) e Professore Ordinario (2004). Ha svolto attività di ricerca su processi evolutivi, diffusivi e migratori di entità di vario genere: massa, energia, agenti, popolazioni, idiomi.

Simone Mataloni:

Assegnista di ricerca presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Bologna da Novembre 2021. Collabora con ENEA al progetto "Tecnologie per la penetrazione efficiente del vettore elettrico negli usi finali – Ricerca di sistema elettrico" e si occupa di caratterizzazione numerica del campo termico stagionale prodotto da sonde geotermiche. Ha conseguito la Maturità Scientifica e la Laurea Triennale in Ingegneria Chimica. A Maggio 2021 conclude il percorso di Laurea Magistrale in Ingegneria dei Processi Chimici (LM-22) presso Sapienza Università di Roma, presentando il lavoro di tesi: "Modellazione del processo di purificazione del syngas prodotto da gassificazione di rifiuti solidi urbani". Da Dicembre 2021 è abilitato alla professione di Ingegnere Industriale.