

CONDIZIONAMENTO DELL'ARIA
RISCALDAMENTO
REFRIGERAZIONE

Studio teorico sperimentale sull'influenza della formazione di brina sulle superfici di scambio degli aereoevaporatori

E. Macchi, C. Perfetti, M. Solaro

0. INTRODUZIONE

Come noto, le prestazioni energetiche di un aereoevaporatore possono risultare pesantemente penalizzate dalla formazione di brina sulle superfici di scambio: infatti la brina, oltre ad agire direttamente come isolante termico, aumenta la resistenza aerodinamica al flusso dell'aria che la lambisce. Entrambi gli effetti contribuiscono a diminuire il coefficiente globale di scambio termico. L'aumentata resistenza aerodinamica provoca altresì una diminuzione della portata di aria che attraversa lo scambiatore, situazione che penalizza ulteriormente lo scambio termico.

Per quanto attiene i consumi energetici globali dell'impianto di refrigerazione in cui l'aereoevaporatore è inserito, la formazione di brina agisce principalmente secondo i due meccanismi seguenti:

- (i) la diminuita potenzialità dell'apparecchio porta il compressore ad operare a minori temperature di evaporazione: ne risulta, per ovvie considerazioni termodinamiche, un minor COP e quindi un maggiore consumo di energia meccanica (elettrica) per generare la stessa energia frigorifera;
- (ii) durante le fasi di sbrinamento, è necessario introdurre nel sistema dell'energia, che va a sommarsi ai carichi termici dell'ambiente da

refrigerare e deve quindi essere successivamente asportata.

Poiché la tematica è di grande interesse ed attualità, si è ritenuto utile avviare un programma di ricerca, avente come obiettivo l'individuazione della metodologia ottimale per minimizzare le conseguenze negative (in termini di decadimento di prestazioni e di incremento di consumi energetici) causate dalla formazione di brina sulle superfici di scambio degli aereoevaporatori. L'attività di ricerca, sia teorica sia sperimentale, è stata svolta in collaborazione dal Dipartimento di Energetica del Politecnico di Milano e dalla Società LUYE-Contardo. Il presente articolo riassume alcuni dei più importanti risultati ottenuti; in particolare, viene descritta una metodologia di calcolo che consente un'accurata simulazione del funzionamento in transitorio di un impianto frigorifero e che incorpora una trattazione specifica per la previsione della formazione di brina e dei suoi effetti sul funzionamento dell'aereoevaporatore e dell'intero impianto. I risultati teorici ottenuti sono validati da numerosi confronti con dati sperimentali originali ricavati presso i laboratori della Società precedentemente citata. Il metodo di calcolo viene impiegato per analizzare le penalizzazioni energetiche conseguenti alla formazione di brina e per ottimizzare dal punto di vista energetico alcuni parametri di progetto dell'aereoevaporatore.

Nella seconda parte del lavoro viene proposta una soluzione al problema della gestione ottimale degli impianti frigoriferi mediante l'adozione di un di-

Prof. ing. Ennio Macchi, Politecnico di Milano
Sig. Carlo Perfetti, LUYE Contardo, Ubolde (VA)
Dott. ing. Maurizio Solaro, Politecnico di Milano

spositivo basato su di un microprocessore, programmato per una logica "intelligente" delle sequenze di sbrinamento. Vengono presentati i risultati ottenuti in una campagna sperimentale, effettuata sia presso i laboratori sia presso numerose utenze reali, che dimostrano l'affidabilità ed i cospicui risparmi energetici ottenibili con questo dispositivo.

1. DESCRIZIONE DEL METODO DI SIMULAZIONE ADOTTATO

La formazione di brina è un tipico fenomeno non stazionario, poiché il progressivo incremento dello strato di brina sulle superfici modifica i meccanismi di scambio termico e i processi fluidodinamici che avvengono in entrambi i lati (aria e fluido refrigerante) dello scambiatore. Peraltro, gli aereoevaporatori di un impianto frigorifero operano comunque, anche indipendentemente da formazioni di brina, in condizioni instazionarie per gran parte del loro tempo, per molteplici motivi (variazioni nel tempo dei carichi termici e delle condizioni esterne, esuberanza della potenza frigorifera fornita dall'impianto rispetto al carico richiesto ecc.). Tuttavia, la variazione rispetto al tempo delle varie grandezze è relativamente lenta, per cui una tecnica numerica basata su ipotesi "quasi statiche" è perfettamente adeguata a descrivere correttamente l'evoluzione nel tempo del funzionamento dell'impianto, se la modellizzazione dei suoi principali componenti è sufficientemente accurata.

1.1. Metodo di calcolo e ipotesi semplificative

Il metodo di calcolo utilizzato nel presente lavoro per discutere gli effetti indotti dalla formazione di brina è basato sulle seguenti assunzioni:

1) le prestazioni "base" (con aria secca e condizioni nominali) dei due scambiatori presenti nell'impianto (evaporatore e condensatore) sono calcolate utilizzando una versione semplificata del codice "LUVE" [1]. Detto codice, che incorpora una serie di correlazioni riservate derivanti dalla pluriennale attività di ricerca sperimentale svolta presso i laboratori, è in grado di prevedere con ottima accuratezza le prestazioni in condizioni stazionarie di qualsivoglia scambiatore di calore di geometria nota (anche in presenza di turbolenziatori sulla superficie interna di tubi e/o alette); in figura 1 si riporta, a titolo di esempio, un confronto

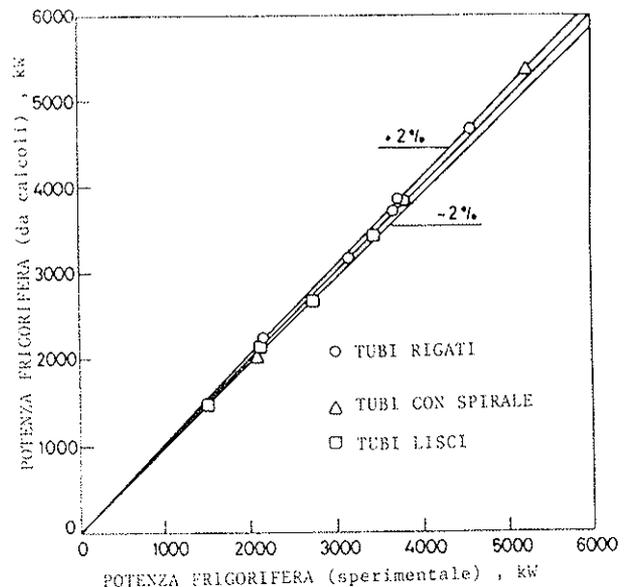


FIGURA 1

Confronto tra dati sperimentali e calcoli effettuati con il codice LUVE [1]. Ogni punto si riferisce a un diverso apparecchio commerciale, sperimentato presso i laboratori LUVE-Contardo con aria secca, secondo la metodologia ASHRAE. I calcoli sono effettuati introducendo come dati di input la portata d'aria ricavata sperimentalmente e la geometria effettiva dell'apparecchio

tra dati sperimentali e i risultati del codice "LUVE" per una serie di apparecchi, recentemente provati presso i laboratori;

2) le linee caratteristiche di funzionamento del compressore sono introdotte come dati di input, sotto forma adimensionale (andamento del rendimento elettrico, adiabatico e volumetrico in funzione del rapporto di compressione ecc.); gli esempi descritti nel seguito si riferiscono a compressori alternativi, ma il codice può trattare altre tipologie di compressori, compresi i centrifughi [2]. Una procedura analoga è adottata per trattare le curve caratteristiche dei ventilatori;

3) le condizioni dell'aria (pressione, temperatura e umidità) all'ingresso dell'aereoevaporatore possono essere introdotte come dati di input o ricavate da semplici bilanci energetici e di massa sull'ambiente da refrigerare;

4) il ciclo termodinamico è calcolato con una procedura iterativa, che valuta le condizioni termodinamiche dei punti rappresentativi del ciclo, effettuando un "matching" progressivo delle curve di funzionamento dei vari componenti dell'impianto:

vengono introdotti nell'analisi valori realistici di perdite di carico e perdite termiche. Le proprietà termodinamiche del fluido di lavoro sono automaticamente generate dal codice, che ha inserito le equazioni di stato descritte in [3].

Mentre le assunzioni sopra descritte non richiedono particolari commenti, essendo in un certo qual modo convenzionali, è bene descrivere in maggior dettaglio l'algoritmo utilizzato per trattare le conseguenze provocate dalla formazione di brina sul comportamento dell'aereoevaporatore. Effettuando un semplice bilancio energetico sull'apparecchio, si può dimostrare [4] che la quantità infinitesima di brina dm , che si forma nell'intervallo di tempo tra τ e $\tau + d\tau$ è data da:

$$dm = P(1-RC)/\Delta h, d\tau \quad (1)$$

ove P (kW) è la potenza termica complessiva scambiata tra aria ed evaporatore, RC è la frazione di potenza termica relativa al calore sensibile e Δh , (kJ/kg) è la variazione di entalpia specifica durante il processo di congelamento. Se P e RC sono noti ad ogni istante τ , è possibile integrare l'equazione (1) numericamente, con un metodo alle differenze finite, e ottenere così l'andamento nel tempo della formazione di brina. Il calcolo di P e RC richiede peraltro la risoluzione dei punti seguenti:

1. previsione del coefficiente liminare del flusso d'aria, in presenza di cambio di fase e di brina sulle superfici lambite;
2. distribuzione della brina sulle varie superfici ove si deposita;
3. previsione degli effetti aerodinamici (resistenza aggiuntiva) esercitati dalla brina sul moto dell'aria;
4. proprietà termodinamiche e di trasporto (in particolare densità e conducibilità termica) della brina.

Nonostante la problematica sia stata ampiamente trattata nella letteratura tecnica (si vedano in proposito i lavori [5-12]), non è a tutt'oggi di fatto disponibile alcuna trattazione teorica rigorosa per la risoluzione di nessuno dei punti sopra esposti. La stessa previsione delle proprietà termofisiche della brina è in realtà tutt'altro che banale: nel confronto con dati sperimentali, la metodologia reperita in letteratura apparentemente più completa e consistente [7] non ha fornito risultati teorici più soddisfacenti di quelli conseguenti alla semplice assunzione di valori medi costanti. Dopo un'attenta analisi del materiale disponibile e dei dati speri-

mentali, si è deciso di adottare per l'analisi teorica dei modelli molto semplici:

1. il coefficiente convettivo aria umida-pareti dell'evaporatore è valutato correggendo le correlazioni sperimentali ricavate per aria secca secondo il metodo descritto in [12]; non sono apportate ulteriori correzioni specifiche per la presenza di brina (questa ipotesi può cadere in difetto in presenza di modifiche apportate dalla brina alla geometria dei turbolenziatori, soprattutto se intagliati);

2. si assume una distribuzione di brina uniforme sulle superfici di scambio nel calcolo dei fenomeni termici convettivi; quest'ipotesi è raramente verificata nella pratica (fig. 2), ma è assai arduo formulare teorie semplici di validità generale sulla distribuzione dei depositi di brina, che sono influenzati da numerosi fattori difficilmente prevedibili (in particolare, una non uniforme distribuzione di velocità e di temperatura nell'apparecchio);

3. è relativamente facile valutare teoricamente le perdite di carico addizionali provocate da un aumento uniforme dello spessore di aletta, qualora detto aumento non alteri lo stato di rugosità superficiale e quindi non incrementi il coefficiente di attrito; come prevedibile, questa teoria, applicata a uno spessore uniforme di brina depositata sull'aletta metallica, porta a valutazioni ottimistiche delle perdite di carico, come mostrato dai confronti con dati sperimentali. Un modo semplice per tener conto nel calcolo delle perdite di carico di tale fenomeno è l'introduzione di un fattore moltiplicativo K_p dello spessore di brina; questo fattore riassume l'influenza di due diversi fenomeni: (i) la non uniformità della distribuzione della brina - ad esempio una maggiore concentrazione nei primi ranghi dell'apparecchio - e (ii) i maggiori coefficienti di attrito delle superfici brinate.

1.2. Confronto con i dati sperimentali

Si è condotta un'intensa attività sperimentale, per verificare la possibilità di descrivere il reale comportamento di un aereoevaporatore in presenza di brina con il modello di calcolo teorico sopra descritto e calibrare, ove possibile, i coefficienti empirici presenti nell'analisi.

Si consideri, a titolo di esempio, il confronto effettuato in figura 3 tra risultati teorici e sperimentali: vengono presentati gli andamenti nel tempo delle più significative variabili dell'impianto durante un ciclo di refrigerazione. I risultati teorici riportati in figura si riferiscono a varie ipotesi relative ai valori

FIGURA 2

Fotografie che mostrano la non uniformità dei depositi di brina sulle superfici degli aereoevaporatori

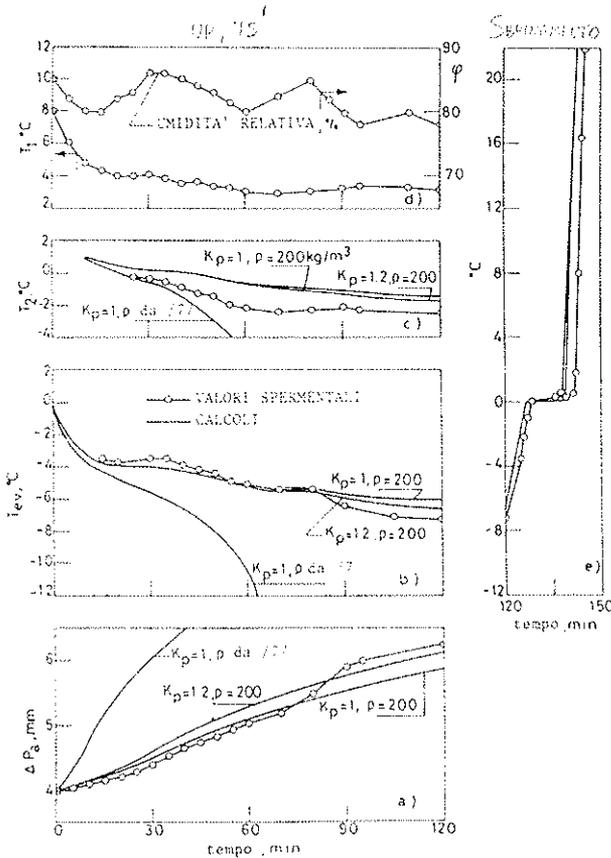
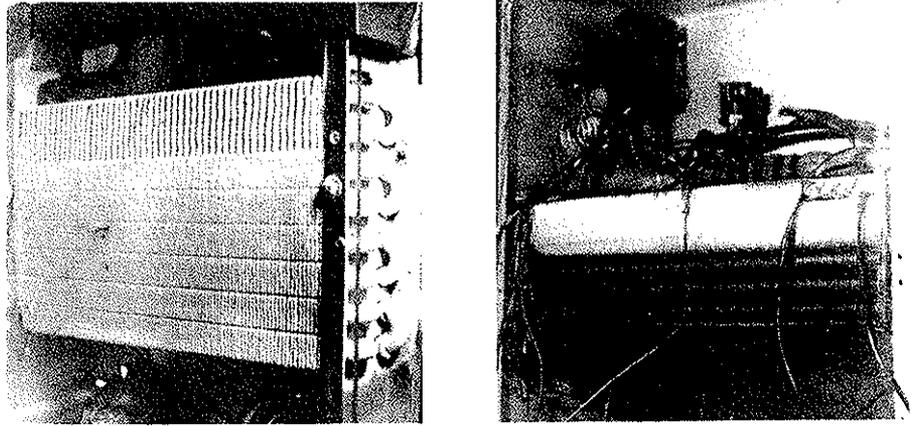


FIGURA 3

Confronto tra dati sperimentali e valori calcolati di varie grandezze durante un ciclo di refrigerazione. I risultati dei calcoli si riferiscono a diverse ipotesi relative alle proprietà fisiche della brina

Legenda:

a) perdita di carico lato aria - b) temperatura di evaporazione - c) temperatura dell'aria all'uscita dell'evaporazione - d) temperatura e umidità relativa dell'aria all'ingresso dell'evaporatore - e) fase di sbrinamento: varie posizioni dei sensori di temperatura

di K_p e delle proprietà della brina. Si può notare quanto segue:

1. l'aumento delle perdite di carico è previsto correttamente assumendo un valore di $K_p = 1,2$ ed un valore costante per la densità della brina (ciò naturalmente non esclude che risultati analoghi non possano essere ottenuti da altre combinazioni);
2. le correlazioni presentate in [7] danno luogo a valori di densità della brina minori dei valori misurati;
3. l'assunzione di $K_p = 1,2$ porta a una buona previsione anche dell'andamento nel tempo della temperatura di evaporazione e della temperatura dell'aria all'uscita dell'evaporatore.

Si è trovato un accordo soddisfacente con i dati sperimentali anche per quanto attiene la previsione della massa globale di brina (1,31 contro 1,40 kg), formatasi durante l'intero ciclo determinata per pesata. Poiché questi risultati sono stati confermati da numerose altre prove, condotte in diverse condizioni operative, si è deciso di mantenere le ipotesi $K_p = 1,2$ e densità di brina costante nel proseguimento della ricerca.

Come indicato in figura 3, il codice di calcolo prevede, con buona accuratezza, anche l'andamento della temperatura della batteria di scambio durante il periodo di sbrinamento. Si possono notare tre distinte fasi: dapprima l'energia sviluppata dalla resistenza elettrica va a riscaldare tubi, alette e brina fino al raggiungimento della temperatura di sbrinamento, ad evaporare il refrigerante contenuto nei tubi dell'evaporatore ed a portare il materiale della resistenza stessa alla temperatura di esercizio (all'incirca 280°C); nella seconda fase avviene

il vero e proprio processo di sbrinamento; nella terza infine i componenti dell'evaporatore si riscaldano ulteriormente, fino al raggiungimento della temperatura di fine sbrinamento. Come ovvio, la suddivisione tra le varie fasi non è uniforme sull'intero apparecchio (si vedano i diversi andamenti rilevati da sensori di temperatura posizionati in punti diversi).

La descrizione analitica della fase di sbrinamento richiede un'ipotesi relativa al "rendimento" di sbrinamento, definito come rapporto tra l'energia termica effettivamente utilizzata nel processo e quella sviluppata dall'organo di sbrinamento (ad esempio, l'energia elettrica delle resistenze). Si è trovato che un valore del 50% (che implica la cessione diretta all'ambiente di circa metà del calore sviluppato dalle resistenze) descrive con buona accuratezza i risultati ottenuti nei vari apparecchi sperimentati. Si noti che l'effettivo rendimento dell'operazione di sbrinamento è assai inferiore al valore indicato di 50%, ove si consideri che una frazione considerevole del calore non viene impiegata per fondere la brina, ma per riscaldare l'apparecchio e il fluido di lavoro.

La situazione descritta in figura 3, caratterizzata dal funzionamento continuo del compressore, non è rappresentativa dell'effettivo funzionamento di un impianto frigorifero. In generale, infatti, si è in presenza di una notevole eccedenza di potenza rispetto ai carichi termici, per cui l'impianto opera con una modalità di attacca-stacca, e quindi in regime instazionario. Un tipico esempio di questa modalità di funzionamento è rappresentato in figura

4, ove sono confrontati i risultati sperimentali ottenuti presso il laboratorio e quelli teorici derivanti dal metodo di simulazione sopra descritto. L'ottimo accordo dimostra l'accuratezza del metodo proposto anche in regime transitorio. In particolare, è ben predetta la progressiva diminuzione delle temperature di evaporazione che si verificano in corrispondenza degli stacchi del termostato, diminuzione causata dalla formazione di brina. Al fine di evidenziare l'utilità del codice di calcolo qui presentato per la comprensione del comportamento in transitorio di un impianto di refrigerazione e per l'esame dell'influenza delle variabili di progetto sui bilanci energetici, indaghiamo quali conseguenze comporti variare il passo delle alette dell'evaporatore considerato in figura 3 dal valore originario (4,5 mm) a valori inferiori (2 mm) o superiori (7 mm), mantenendo invariati tutti gli altri componenti dell'impianto (compressore, ventilatori, condensatore) e le condizioni operative (temperatura ed umidità dell'aria). Come mostrato in figura 5a, l'evaporatore con alettatura più fitta presenta una maggior potenza refrigerante a secco, ma viene successivamente penalizzato in modo severo dalla formazione di brina. Naturalmente, una situazione opposta si verifica per l'apparecchio ad alettatura molto spaziata (figura 5c). Il ruolo dominante nel determinare la caduta di prestazioni è svolto dalla riduzione della velocità dell'aria, che diminuisce lo scambio termico tra aria ed alette, mentre l'influenza della resistenza termica della brina si evidenzia solamente a spessori relativamente elevati.

FIGURA 4

Confronto tra dati teorici e sperimentali relativi all'andamento della temperatura di evaporazione durante un ciclo di refrigerazione con funzionamento attacca-stacca del compressore

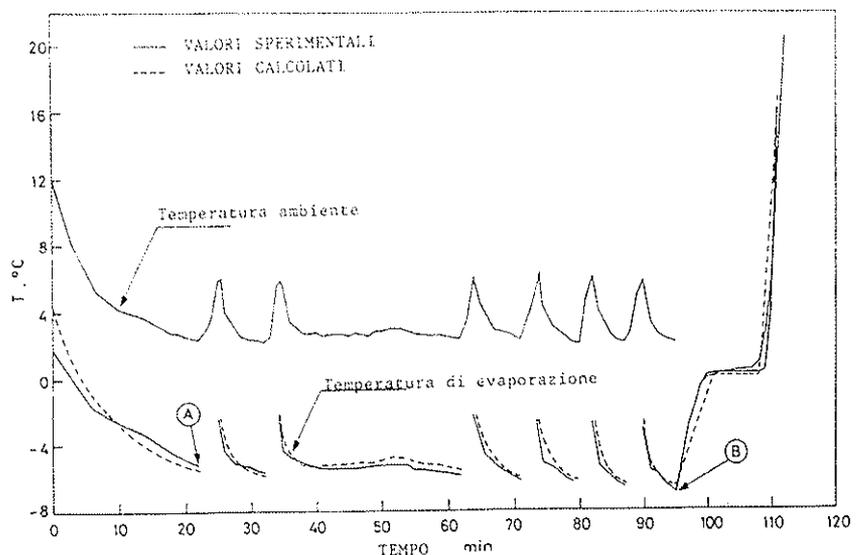
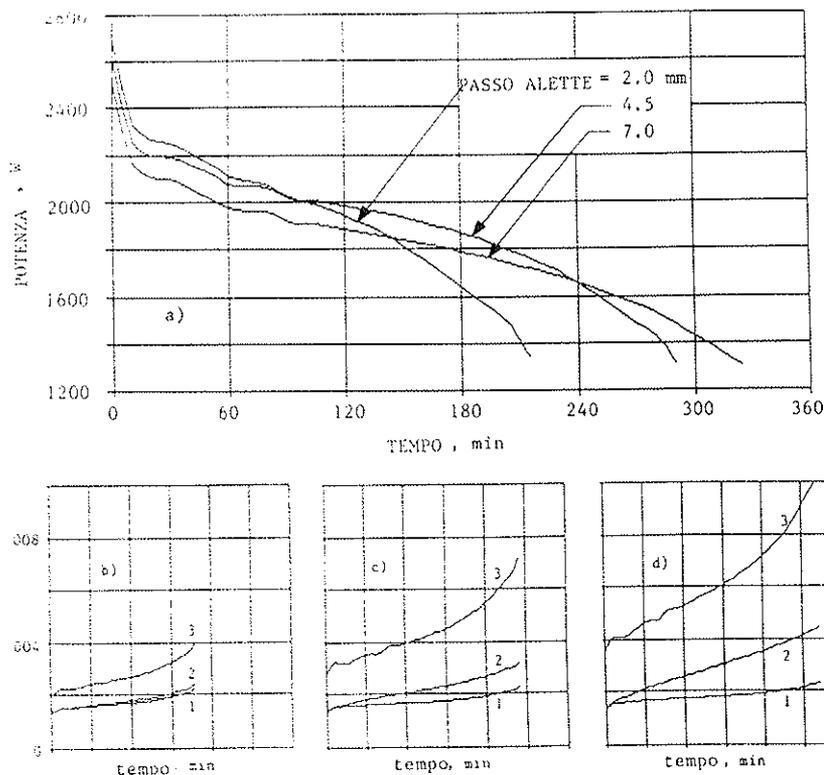


FIGURA 5

a) *Variatione nel tempo della potenza dell'evaporatore causata dalla brina per diverse spaziatore di aletta (condizioni dell'aria entrante come in fig. 3);*

b-c-d) *Variatione nel tempo delle resistenze termiche (m^2C/W), riferite all'area interna, nel processo di scambio termico per i tre evaporatori considerati: (1) refrigerante-metallo - (2) brina - (3) brina-aria*



Questo tipo di simulazioni rende possibile l'ottimizzazione della spaziatore di aletta in base a criteri energetici, portando alla scelta che massimizza il valore di COP dell'intero impianto, integrato su di un ciclo completo di refrigerazione. Il risultato di questo tipo di calcoli è riportato in tabella I, sempre con riferimento all'impianto di figura 3: vengono presentati i bilanci termici completi per i tre tipi di evaporatore, riferiti ad un ciclo completo della fase di sbrinamento, che si suppone avviata in corrispondenza di una diminuzione della temperatura di evaporazione di $3^{\circ}C$.

Si può notare come, sia pure in presenza di funzionamenti assai differenziati dei tre impianti, il parametro che ne riassume la qualità energetica complessiva (COP) sia solo marginalmente influenzato dalla spaziatore di aletta.

2. RISPARMI ENERGETICI CONSEGUIBILI DA UNO SBRINATORE "INTELLIGENTE"

L'individuazione della strategia ottimale di controllo di un impianto di refrigerazione implica una risposta ai due seguenti quesiti:

- (i) qual è la formazione di brina per cui è meglio attivare la procedura di sbrinamento?
- (ii) come si può misurare in continuo la formazione di brina durante il funzionamento dell'apparecchio?

Disponendo di un codice di calcolo di simulazione quale quello sopra descritto, è relativamente facile rispondere alla prima domanda. Si tratta infatti di un tipico problema di ottimizzazione: se si effettua lo sbrinamento troppo precocemente, l'energia elettrica dissipata in tale fase penalizza la prestazione energetica dell'impianto. Se d'altra parte si rimanda troppo lo sbrinamento, l'impianto deve operare per tempi lunghi sotto grandi differenze di temperatura, situazione che penalizza il COP del ciclo frigorifero. Il comportamento risultante dalla simulazione – sempre con riferimento all'impianto di figura 3 – è descritto dalle curve di figura 6, che riportano i consumi elettrici cumulativi dei vari componenti al variare del tempo di avvio della procedura di sbrinamento. Oltre alla scala dei tempi, vengono riportate in figura 6 altre scale in ascissa, che si riferiscono direttamente alla quantità in massa di brina depositata sulle superfici dello scambiatore, o alle conseguenze di tale deposito,

**tabella I - prestazioni di cicli frigoriferi
con evaporatori aventi diverse spazia-
ture di aletta**

| | passo alette (mm) | | |
|--|-------------------|-------|-------|
| | 2,0 | 4,5 | 7,0 |
| Fase di refrigerazione | | | |
| durata, min | 82 | 111 | 113 |
| P max evaporatore (superfici pulite), kW | 2,36 | 2,29 | 2,20 |
| P min evaporatore (superfici brinate), kW | 2,06 | 2,00 | 1,93 |
| T max evaporazione, °C | -2,46 | -3,10 | -3,94 |
| T min evaporazione, °C | -5,46 | -6,10 | -6,94 |
| massa di brina depositata alla fine del ciclo, kg | 1,51 | 1,98 | 1,99 |
| Fase di sbrinamento | | | |
| durata, min | 24,3 | 29,5 | 30,0 |
| potenza media, kW | 1,38 | 1,38 | 1,38 |
| durata totale del ciclo, min | 106,3 | 140,5 | 143,0 |
| Bilanci energetici (MJ) | | | |
| evaporatore | 10,99 | 14,46 | 14,07 |
| ventola evaporatore | 1,35 | 1,75 | 1,72 |
| resistenza elettrica | 2,01 | 2,45 | 2,50 |
| energia refrigerazione (netta) | 7,63 | 10,26 | 9,85 |
| compressore | 4,68 | 6,27 | 6,28 |
| ventola condensatore | 1,29 | 1,68 | 1,66 |
| consumo globale di energia elettrica | 9,33 | 12,15 | 12,16 |
| Prestazioni nette complessive | | | |
| COP (integrato sull'intero ciclo) | 0,818 | 0,844 | 0,810 |
| Potenza frigorifera (media sull'intero ciclo) | 1,147 | 1,151 | 1,126 |

in particolare alla diminuzione della temperatura di evaporazione in corrispondenza dello scatto del termostato e all'incremento della perdita di carico lato aria a cavallo dell'apparecchio. La figura mostra chiaramente come, nelle ipotesi assunte, si possa operare in condizioni vicine all'ottimo in una vasta gamma di questi parametri. Comunque, significativi incrementi dei consumi energetici si manifestano sia per sbrinamenti troppo precoci che tardivi: nel primo caso si sbrina senza motivo, nel secondo si lascia operare l'impianto per un certo tempo in condizioni di brinamento eccessivo. In realtà, difficilmente le condizioni operative di un impianto sono note a priori e ripetitive, per cui questi

calcoli di simulazione hanno necessariamente una validità limitata.

Difficile si presenta la risposta al secondo quesito (come misurare la massa di brina depositatasi?). In linea di principio sono proponibili diversi metodi per monitorare in modo continuo il deposito di brina durante il funzionamento dell'impianto. L'attenzione nella ricerca si è dapprima rivolta verso sensori *locali* di spessore di brina, basati sia su metodi ottici sia su metodi elettrici. Dopo un'attenta sperimentazione si è arrivati alla conclusione che questi sensori non garantiscono una piena affidabilità, per due motivi principali: (i) essi richiedono un posizionamento meccanico assai preciso rispetto alla matrice di scambio, condizione ardua da rispettare in un evaporatore di tipo commerciale, costituito da alette assai ravvicinate e di piccolo spessore, e (ii) il deposito di brina, come già più volte evidenziato, non è affatto di spessore uniforme, per cui difficilmente un sensore "locale" può essere veramente rappresentativo della situazione globale di brinamento dell'apparecchio.

La ricerca si è quindi indirizzata verso sensori capaci di sentire l'effetto *globale* della brina sull'apparecchio. Le tre più realistiche opzioni sono rappresentate: (i) dalla misura della caduta di pressione dell'aria a cavallo dello scambiatore; (ii) dalla misura del peso della brina depositatasi; (iii) dalla misura del decadimento delle prestazioni termiche dell'apparecchio. Dopo un'approfondita analisi, si è ritenuta più promettente la terza alternativa. Tra le motivazioni della scelta, vanno evidenziate considerazioni basate sull'affidabilità e sul basso costo potenziale della soluzione, sulla possibilità di sviluppare una logica di sbrinamento generalizzabile a tutti i tipi di evaporatore e di integrare tale logica in un "general purpose" software che presieda alla regolazione dell'intero impianto frigorifero. In stretta collaborazione con un'industria nazionale specializzata in sistemi di controllo per impianti frigoriferi (la ditta Eliwell), si è quindi proceduto nello sviluppo, di un'apparecchiatura, basata su di un microprocessore, destinata al controllo, ottimizzata da un punto di vista energetico, delle procedure di sbrinamento. L'idea guida del sistema è il continuo monitoraggio della temperatura di evaporazione ed il suo confronto con un valore di riferimento memorizzato, corrispondente a condizioni di apparecchio "pulito". Il valore memorizzato è aggiornato dopo ogni ciclo di sbrinamento, in corrispondenza dello scatto del termostato di cella (punto "A" in fig. 4). Quando la differenza tra il valore memoriz-

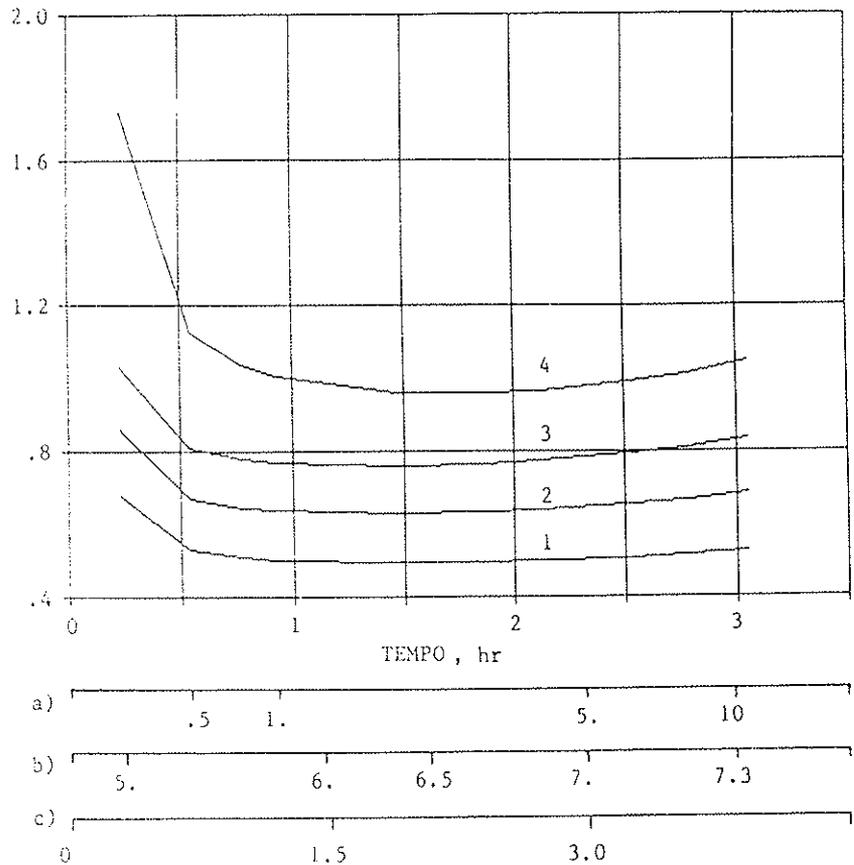
FIGURA 6

Prestazioni energetiche dell'impianto di refrigerazione di figura 3 durante un completo ciclo di funzionamento, al variare del tempo a cui è attivata la procedura di sbrinamento. Le curve (cumulative) in figura si riferiscono ai seguenti rapporti di energia:

1. compressore / energia frigorifera netta - 2. ventilatore dell'evaporatore / energia frigorifera netta - 3. ventilatore del condensatore / energia frigorifera netta - 4. resistenze elettriche / energia frigorifera netta.

Oltre al tempo, sono riportate le seguenti altre scale in ascissa:

a) diminuzione della temperatura di evaporazione, C - b) perdita di carico lato aria, mm H₂O - c) massa di brina depositata sull'apparecchio, kg



zato e il valore misurato in continuo supera un valore prefissato o (punto "B" in fig. 4), si effettua lo sbrinamento, secondo una predeterminata sequenza che comanda i cicli di attacca-stacca del compressore, dei ventilatori e delle resistenze elettriche.

Il sistema richiede tre sensori di temperatura, che misurano rispettivamente la temperatura di cella, la temperatura di evaporazione e la temperatura di metallo del componente che comanda il segnale di fine sbrinamento. La determinazione del più corretto posizionamento di questi sensori e la calibratura della loro inerzia termica ottimale ha richiesto una lunga e accurata sperimentazione di laboratorio. Anche lo sviluppo del software di controllo dell'apparecchiatura è risultato assai più complesso di quanto potrebbe apparire dalla semplice spiegazione della logica sopra riportata, poiché il raggiungimento di una modalità di funzionamento affidabile sotto le più svariate circostanze hanno richiesto l'inserimento nella logica-base di numerose altre funzioni.

Dopo l'esperienza di laboratorio, si è proceduto a una sperimentazione sul campo, installando numerosi prototipi dell'apparecchiatura presso utenze reali (celle frigorifere di conservazione e congelamento carni, pesce, prodotti ortofrutticoli ecc.). Dopo alcuni insuccessi iniziali, causati principalmente da un'inadeguata calibratura dei sensori di fine sbrinamento, gli apparecchi hanno operato in modo soddisfacente per molti mesi, dimostrando una completa affidabilità. Durante le prove si è riscontrata una fortissima riduzione del numero di cicli di sbrinamento rispetto alla situazione preesistente, ove i cicli di sbrinamento erano asserviti a timers. La circostanza è facilmente spiegabile: la formazione di brina varia grandemente al mutare delle condizioni operative (stagioni, giorni feriali e festivi ecc.) e, poiché un timer non ha modo di adattare il suo funzionamento al variare dei fattori che presiedono alla formazione di brina (temperatura ambiente, umidità, temperature di evaporazione e condensazione, carichi termici), l'intervallo di tempo tra due sbrinamenti viene normalmente imposto

stato su valori molto prudenziali, coerenti con le condizioni più sfavorevoli. Questo implica che generalmente in un impianto gran parte dei cicli di sbrinamento sono inutili, e costituiscono uno spreco di energia.

I risparmi energetici consentiti dall'adozione della sopra descritta tecnica di sbrinamento "intelligente" sono imponenti: il numero medio di sbrinamenti evitati misurato nei "field-tests" è risultato essere dell'ordine di un migliaio all'anno. La conseguente diminuzione di costi operativi dipende dall'energia dissipata mediamente nei cicli di sbrina-

mento evitati. Comunque, anche per apparecchi commerciali di piccola taglia, i risparmi annui conseguibili risultano essere maggiori del costo di acquisto previsto per l'apparecchiatura, che presenta quindi tempi di ritorno economico di sicuro interesse.

*Relazione presentata al Convegno A.I.CARR
"Utilizzazione del freddo per la conservazione
alimentare - aspetti tecnologici degli impianti",
Bari, 23-24 febbraio 1989.*

Bibliografia

- [1] G. Lozza, E. Macchi, C. Perfetti "Development of computer tools and experimental activities for designing optimized air heat exchangers" (sviluppo di codici di calcolo e attività sperimentale a supporto della progettazione di scambiatori di calore ad aria), Conference "Recent advanced in heat exchangers", Grenoble, October 1988.
- [2] M. Solaro "Criteri di progetto di compressori centrifughi per pompe di calore di piccola taglia", 43° Congresso A.T.I., Ancona, Settembre 1988.
- [3] J.T. McMullan, D.W. Hughes, R. Morgan "A suite of computer programs for calculating refrigerant properties" (una serie di codici per il calcolo delle proprietà termodinamiche dei refrigeranti), Heat Recovery System, vol. 5, n. 2, 1985.
- [4] M. Solaro "Pompe di calore termiche innovative per il riscaldamento ambientale", tesi di dottorato di ricerca, Politecnico di Milano, 1989.
- [5] C.T. Sanders "The influence of frost formation and defrosting on the performance of air coolers" (l'influenza della formazione di brina e dello sbrinamento sulle prestazioni degli scambiatori refrigeranti dell'aria), Ph.D. Thesis, Delft University of Technology, Holland, 1983.
- [6] B. Zakrzewski "Optimal defrost cycle for the air cooler" (sbrinamento ottimale per scambiatori refrigeranti dell'aria), International Journal of Refrigeration, n. 1, January 1984.
- [7] G. Biguria, L.A. Wenzel "Measurement and correlation of water frost thermal conductivity and density" (sperimentazione e correlazioni della conduttività termica e della viscosità della brina), Industrial and Chemical Engineering, n. 1, vol. 9, February 1970.
- [8] Y. Hayashi et al., "Study of frost properties correlating with frost formation types" (studio delle proprietà della brina correlato ai suoi tipi di formazione), Journal of Heat Transfer, vol. 99, May 1977.
- [9] I. Tokura, H. Saito, K. Kishinami "Study on properties and growth rate of frost layers on cold surfaces" (studio delle proprietà e delle modalità di formazione dei depositi di brina sulle superfici fredde), Journal of Heat Transfer, vol. 105, November 1983.
- [10] H.W. Schneider "Equation of the growth rate of frost forming on cooled surface" (equazione della formazione di brina su superfici refrigerate), Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 21, 1978.
- [11] S. Blecha, F. Smutny "Quelques problèmes du dégivrage des évaporateurs des pompes a chaleur" (qualche problema di sbrinamento degli evaporatori per pompe di calore), I.I.F.-I.I.C., February 1984.
- [12] V. Carosella "Studio del funzionamento di scambiatori alettati con deposito di brina sulle alette". Condizionamento dell'aria-Riscaldamento-Refrigerazione, 1971.