



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

Sede Amministrativa: Università degli Studi di Padova

Dipartimento di Fisica Tecnica

SCUOLA DI DOTTORATO DI RICERCA IN : INGEGNERIA INDUSTRIALE
INDIRIZZO: FISICA TECNICA
CICLO XXII

ANALISI SPERIMENTALE E MODELLIZZAZIONE DI CIRCUITI FRIGORIFERI CON COMPRESSORE AD INVERTER
IMPIEGATI NELLA REFRIGERAZIONE COMMERCIALE

Direttore della Scuola : Ch.mo Prof. Paolo Bariani

Coordinatore d'indirizzo: Ch.mo Prof. Luisa Rossetto

Supervisore :Ch.mo Prof. Renato Lazzarin

Dottorando: Daniele Nardotto

ABSTRACT

This report explains a comparison between two possible commercial refrigeration systems. The first system considers a display cabinet flooded and refrigerated by a traditional centralized plant with a remote air cooled roof top condenser and a refrigerant distribution pipe network (high pressure liquid lines, low pressure vapor lines). The plant utilizes R404A refrigerant. The second system is composed by a display cabinet equipped with an on board inverter DC-compressor for R404A. This system is water condensed by a centralized hydraulic system with a roof top water-air heat exchanger.

Adopting inverter DC-compressor enables an appreciable energy saving, because the system is designed for allowing a floating refrigerant evaporation temperature, in function of some parameters as: air curtain temperature, compressor speed and refrigerant condensation temperature. Moreover, the system uses an electronic expansion valve, too. The vapor superheating in the compressor suction line is the minimum value for the system stability in order to minimize the refrigerant side dry area in the evaporator coil.

This study is supported by an experimental work with two display cabinets tested in Carel Thermodynamics Laboratory. This data acquisition campaign has permitted a comparison with a finite element model, developed in order to reproduce the refrigerant system behavior under frosting condition and for studying the compressor frequency effects in the refrigeration cycle.

The conclusions define some guideline for controlling the compressor, in order to minimize the electrical power consumption.

SOMMARIO

In questo lavoro si espone un confronto fra due tipologie d'impianti di refrigerazione destinati alle superfici commerciali. Il primo sistema riguarda un impianto centralizzato con condensatore remoto raffreddato ad aria e con le classiche linee di refrigerante (linea in alta pressione del liquido, linea in bassa pressione del vapore surriscaldato) sviluppate in lunghezza nell'area di vendita dei prodotti. L'impianto è a R404A. Il secondo sistema è un banco frigorifero con un compressore a bordo dotato di motore brushless e utilizzante R404A. Questo sistema è raffreddato ad acqua con un gruppo idraulico centralizzato.

Tale tipologia di circuito permette un interessante risparmio energetico, poiché adotta la temperatura di evaporazione flottante, determinata in valore dal setpoint della lama d'aria, della frequenza di rotazione del compressore e dalla temperatura di condensazione. Il sistema è dotato di una valvola di espansione del refrigerante a retroazione elettronica. Il compressore in tal modo è in grado di lavorare con un surriscaldamento minimo e stabile, utile a ottimizzare l'uso dell'evaporatore.

Questo lavoro è basato su dati sperimentali, ottenuti grazie alle prove eseguite presso il Laboratorio di Termodinamica di Carel S.p.A.. Questa campagna di dati ha permesso il confronto con un modello ai volumi finiti, sviluppato per riprodurre in comportamento del sistema sotto l'effetto del brinamento e utile a studiare anche l'effetto sul circuito della frequenza del compressore.

Nella parte finale di questo report sono date alcune direttive per controllare il ciclo frigorifero in modo ottimale dal punto di vista energetico.

SOMMARIO

ABSTRACT	iii
SOMMARIO.....	iii
LISTA FIGURE	vii
LISTA TABELLE.....	ix
SIMBOLOGIA.....	ix
1. INTRODUZIONE	1
1.1. Obiettivi del lavoro.....	1
2. APPARATO SPERIMENTALE	4
2.1. Introduzione.....	4
2.2. Camera climatica di prova.....	4
2.3. Banchi frigoriferi.....	5
2.4. Circuiti frigoriferi	12
2.5. Compressore Hitachi DC-Inverter	16
2.6. Involuppo del compressore e limiti di temperatura	18
2.7. Particolari costruttivi del compressore Hitachi DC-Inverter	20
2.8. Circuiti idraulici	21
2.9. Strumenti di misura.....	23
2.10. Strumenti di controllo.....	25
2.11. Strumenti software di acquisizione dati	25
3. PROVE SPERIMENTALI	27
3.1. Introduzione	27
3.2. Metodologia di confronto.....	27
3.3. Confronti energetici	31
3.4. Osservazioni sulla dinamica di regolazione delle valvole di espansione del refrigerante	40
3.5. Osservazioni sulla dinamica di regolazione dell'iniezione di liquido in spirale del compressore scroll DC-Inverter	40
4. IL SOFTWARE DI CONTROLLO DEL COMPRESSORE	41
4.1. Introduzione.....	41
4.2. L'applicativo	41
4.3. Ipotesi e possibili relazioni fra la frequenza e il ritorno dell'olio	44
5. MODELLAZIONE FISICA/NUMERICA DEI COMPONENTI FRIGORIFERI DEL CIRCUITO A BORDO DELL'ESPOSITORE	46
5.1. Compressore	46
5.1.1. Introduzione.....	46
5.1.2. Coefficiente isentropico.....	47
5.1.3. Coefficiente della politropica di compressione	47

5.1.4.	Rendimento globale del sistema compressore/inverter	48
5.1.5.	Rendimento volumetrico	48
5.1.6.	Modello del compressore	52
5.2.	Evaporatore.....	61
5.2.1.	Introduzione.....	61
5.2.2.	Modellizzazione della conformazione fluidodinamica del flusso di refrigerante	61
5.2.3.	Modellizzazione dei coefficienti di scambio del refrigerante	68
5.2.4.	Perdite di carico lato refrigerante.....	70
5.2.5.	Modellizzazione dei coefficienti di scambio dell'aria	72
5.2.6.	Perdite di carico lato aria	75
5.2.7.	Sistema ventilatore-batteria alettata.....	77
5.2.8.	Accrescimento della brina.....	77
5.2.9.	Efficienza delle alette	83
5.3.	Condensatore	84
5.3.1.	Generalità	84
5.3.2.	Coefficienti di scambio lato acqua	85
5.3.3.	Coefficienti di scambio lato refrigerante	85
5.4.	Metodo di calcolo per la soluzione degli scambiatori.....	86
5.4.1.	Generalità	86
6.	VALIDAZIONE DEI MODELLI.....	88
6.1.	Introduzione.....	88
6.2.	Formazione della brina: osservazione da Webcam	88
6.3.	Formazione della brina: simulazioni software	91
6.4.	Andamento della crescita di brina: simulazioni software	91
6.5.	Andamento delle temperature: simulazioni software	94
6.6.	Andamento delle Potenze: simulazioni software	94
6.7.	Risposta del ventilatore: simulazioni software	96
7.	RISULTATI DELLA SIMULAZIONE NUMERICA.....	98
7.1.	Introduzione.....	98
7.2.	Il metodo e i risultati	98
8.	CONCLUSIONI	103
8.1.	Principali aspetti conclusivi	103
	BIBLIOGRAFIA	104

LISTA FIGURE

Figura 2.2.1	Camera di test.
Figura 2.2.2	Camera di test e sistema di condizionamento.
Figura 2.2.3	Sistema di condizionamento.
Figura 2.3.1	Banco frigorifero.
Figura 2.3.2	Curve caratteristiche dei ventilatori.
Figura 2.3.3	Profilo di velocità dell'aria del banco 1.
Figura 2.3.4	Profilo di velocità dell'aria del banco 2.
Figura 2.3.5	Caratteristiche dei nuovi ventilatori.
Figura 2.3.6	Profilo di velocità dell'aria del banco 1.
Figura 2.3.7	Profilo di velocità dell'aria del banco 2.
Figura 2.3.8	Evaporatore con ventilatori originali.
Figura 2.3.9	Valvola meccanica TXV.
Figura 2.3.10	Posizioni per pacchi test.
Figura 2.4.1	Sinottico circuito refrigerazione per banco 1.
Figura 2.4.2	Compressore Hitachi.
Figura 2.4.3	Inverter Hitachi.
Figura 2.4.4	Sinottico circuito refrigerazione banco 2.
Figura 2.4.5	Sinottico circuito standard banco 2.
Figura 2.4.6	Centrale esterna per banco 2.
Figura 2.5.1	Sezione di separazione dell'olio.
Figura 2.5.2	Separatore di gocce.
Figura 2.6.1	Inviluppo compressore Hitachi.
Figura 2.7.1	Sezione compressori scroll "Low Pressure" e "High Pressure".
Figura 2.7.2	Spirale algebrica scroll.
Figura 2.7.3	Confronto spirali scroll.
Figura 2.8.1	Circuito idraulico decentralizzato (linee di mandata e ripresa dell'acqua).
Figura 2.8.2	Circuito idraulico dell'impianto di prova (condensatore 1: impianto decentralizzato – condensatore 2: impianto centralizzato).
Figura 2.8.3	Circuito idraulico della camera di test.
Figura 3.2.1	Dati nominali compressori di confronto.
Figura 3.3.1	Dati di confronto 1.
Figura 3.3.2	Dati di confronto 2.
Figura 3.3.3	Dati di confronto 3.
Figura 3.3.4	Dati di confronto 4.
Figura 3.3.5	Dati di confronto 5.
Figura 3.3.6	Dati di confronto 6.
Figura 3.3.7	Dati di confronto 7.
Figura 3.3.8	Dati di confronto 8.
Figura 3.3.9	Dati di confronto 9.
Figura 3.3.10	Dati di confronto 10.
Figura 3.3.11	Dati di confronto 11.
Figura 3.3.12	Dati di confronto 12.
Figura 4.2.1	Regolazione.
Figura 5.1.5.1	Portata di massa critica del capillare di riferimento in deflusso critico.
Figura 5.1.5.2	Pressione critica del capillare di riferimento.
Figura 5.1.5.3	Fattore di flusso del capillare.

Figura 5.1.5.4	Fattore di correzione della portata critica.
Figura 5.1.6.1	Rendimento isentropico compressore Hitachi.
Figura 5.1.6.2	Rendimento isentropico compressore Hitachi.
Figura 5.1.6.3	Rendimento isentropico compressore Hitachi.
Figura 5.1.6.4	Rendimento volumetrico compressore Hitachi.
Figura 5.1.6.5	Rendimento volumetrico compressore Hitachi.
Figura 5.1.6.6	Rendimento globale compressore Hitachi.
Figura 5.1.6.7	Rendimento globale compressore Hitachi.
Figura 5.1.6.8	Potenza reale e calcolata.
Figura 5.1.6.9	Portata di massa del refrigerante reale e calcolata.
Figura 5.1.6.10	Temperatura di scarico del refrigerante reale e calcolata.
Figura 5.1.6.11	Portata massica.
Figura 5.1.6.12	Portata massica.
Figura 5.1.6.13	Potenza elettrica.
Figura 5.1.6.14	Potenza elettrica.
Figura 5.1.6.15	Lavoro ideale.
Figura 5.1.6.16	Lavoro ideale.
Figura 5.1.6.17	Lavoro reale.
Figura 5.1.6.18	Lavoro reale.
Figura 5.1.6.19	Temperatura di scarico.
Figura 5.1.6.20	Temperatura di scarico.
Figura 5.1.6.21	Desurriscaldamento del refrigerante.
Figura 5.1.6.22	Desurriscaldamento del refrigerante.
Figura 5.2.2.1	Deflusso bifase nell'evaporatore.
Figura 5.2.2.2	Sezione di tubo e area occupata dalle fasi di liquido e vapore.
Figura 5.2.2.3	Modello di distribuzione di liquido e vapore nella sezione di tubo.
Figura 5.2.8.1	Parametri di accrescimento della brina (rugosità e tipologia).
Figura 5.3.2.1	Geometria del condensatore.
Figura 6.2.1	Sequenza fotografica di accrescimento della brina sull'evaporatore del banco frigorifero.
Figura 6.4.1	Spessore della brina calcolato dal software.
Figura 6.4.2	Densità della brina calcolato dal software.
Figura 6.4.3	Spessore della brina calcolato dal software.
Figura 6.4.4	Densità della brina calcolato dal software.
Figura 6.5.1	Andamento delle temperature del refrigerante reali e simulate.
Figura 6.6.1	Andamento delle potenze reali e simulate.
Figura 6.6.2	Andamento dell'EER reale e simulato.
Figura 6.7.1	Risposta del ventilatore simulata.
Figura 6.7.2	Risposta del ventilatore simulata e frequenza del compressore.
Figura 7.2.1	Valori simulati nel caso invernale.
Figura 7.2.2	Valori simulati nel caso primaverile/autunnale.
Figura 7.2.3	Valori simulati nel caso estivo.
Figura 7.2.4	Correlazione di Hayashi.
Figura 7.2.5	Correlazione Yonko-Sepsy.
Figura 7.2.6	Guadagno in termini di COP dalla riduzione del surriscaldamento nel caso invernale.
Figura 7.2.7	Guadagno in termini di COP dalla riduzione del surriscaldamento nel caso primavera/autunno.
Figura 7.2.8	Guadagno in termini di COP dalla riduzione del surriscaldamento nel caso

primavera/autunno.

LISTA TABELLE

Tabella 2.5.1	Caratteristiche compressore Hitachi.
Tabella 2.5.2	Caratteristiche compressore Hitachi.
Tabella 2.5.3	Caratteristiche compressore Hitachi.
Tabella 2.6.1	Potenze dissipate dallo statore per effetto Joule.
Tabella 2.9.1	Sensori di temperatura.
Tabella 2.9.2	Sensori di pressione.
Tabella 2.9.3	Sensori di RH.
Tabella 2.9.4	Sensori di portata massica.
Tabella 2.9.5	Sensori di potenza elettrica.
Tabella 2.9.6	Schede DAQ.
Tabella 7.1.2	Griglia di test.

SIMBOLOGIA

Symbols

a	constant
a	Dietenberger parameter
A	Area [m ²]
A _{Gd}	non dimensional gas cross sectional area A_G / Φ_{id}^2
A _{Ld}	non dimensional liquid cross sectional area A_L / Φ_{id}^2
b	constant, air enthalpy slope
B	coefficient, Base [m]
B, B _C , B ₁ , B ₂ , B ₃	Dietenberger parameter
c	constant
C	Chen coefficient
C _{LAT}	latent Heat [J/kg]
C _p	specific heat [J/(kg K)]
d	constant
D _{AB}	binary molecular diffusivity
e	constant
E	coefficient
f	constant, Fanning friction factor, Friction factor
F1	non dimensional coefficient
F2	non dimensional coefficient
F _C	mass transfer resistance factor
g	constant, gravitational acceleration [m/s ²]
G	mass velocity [kg/(m ² s)]
Ge1, Ge2	Han parameter
h	constant, enthalpy [J/kg]
H	Height [m]
h _{Ld}	non dimensional liquid height h / Φ_{id}^2
i	constant
K _C , K _e	abrupt contraction/expansion loss coefficients
L	fin equivalent height [m]
m	mass [kg], fin efficiency parameter
M	Molar mass
n	number of moles
p	pressure [Pa]
P	Power [W]
P _{id}	non dimensional length phase interface P_i / Φ_{id}^2

P_L, P_G	tube wetted perimeter [m], tube dry perimeter [m]
q	cooling power [W]
Q	volume flow rate [m^3/s]
q_{DNB}	heat flux of departure nucleate boiling [w/m^2]
R	universal gas constant, 8314.41 [J/(kg-mol K)]
SBC	refrigerant sub-cooling [K]
SH	refrigerant superheating [K]
t	temperature [$^{\circ}C$], time [s]
T	absolute temperature [K]
v	velocity [m/s]
v	specific volume [m^3/kg]
V	volume [m^3]
w	velocity [m/s]
x	coordinate [m]
x	vapor quality
x	specific humidity [kg_w/kg_a]
X	distance [m]
y	coordinate [m]
z	coordinate [m]
Z	altitude [m]
Greek symbols	
η	efficiency
τ	fin parameter
δ	thickness [m]
ξ	friction factor
ε	tube void fraction, air fraction into frost, ice fraction into frost
α	convective heat transfer coefficient [$W/(m^2 K)$], mass transfer coefficient [$kg/(s m^2)$]
Θ	diameter [m], angle [radians], Dietenberger parameter
λ	conductivity [$W/(m K)$]
μ	dynamic viscosity [Pa s]
ρ	density [kg/m^3]
σ	contraction ratio, surface tension [N/m]
Φ	relative humidity [%]
Φ_c	Dietenberger parameter
β	chevron angle [radians]
Non dimensional number	
Fr	Froude number
j	constant, Colburn transfer factor
Le	Lewis number
Nu	Nusselt number
Pr	Prandtl number
Re	Reynolds number
We	Weber number
Xtt	Martinelli parameter
Subscripts	
0	refer to 0 $^{\circ}C$ air enthalpy
1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,	constant number
13	
air	air
b	air bubbles
c	contraction
c	ice cylinders
cyl	cylinder
collar	tube collar
de	end of dryout
di	onset dryout
e	expansion

eff	effective
el	electrical
ev	evaporation
f	friction
f	frequency
F,f	frost-fin
fin	fin
frost	frost
g	global
G	gas
h	hydraulic
H ₂ O	water
HE	heat exchanger
IA	intermittent-annular
ice	ice
id	internal diameter, ideal
in	inlet
is	isentropic
l	longitudinal
l	lower limit thermal conductivity
L	liquid
LAT	latent
m	mass
n	polytropic coefficient
nb	nucleate boiling
od	outer diameter
out	outlet
p	ice planes
r	refer to reduced pressure
re	real
s	saturated
s	sensible
s	ice spheres
t	transversal
TOT	Total
tube	tube
u	upper limit thermal conductivity
v	vapor
wet	wet

1. INTRODUZIONE

1.1. Obiettivi del lavoro

Questo lavoro si basa sulla ricerca e sulla valutazione di possibili vantaggi energetici conseguibili tramite l'impiego di compressori scroll orizzontali, equipaggiati con motore elettrico brushless e pilotati da inverter dedicato, destinati alle applicazioni della refrigerazione commerciale.

Lo studio è rivolto a una specifica tipologia di espositore refrigerato, destinato a prodotti conservati a temperature positive. È importante distinguere i campi di temperatura degli espositori e la loro classificazione (ASHRAE H. 2006):

1. espositori a media temperatura MT: la temperatura di evaporazione è compresa fra $-18 \div 4,5$ [°C] e i prodotti sono a temperatura positiva;
2. espositori a bassa temperatura BT: la temperatura di evaporazione è compresa fra $-40 \div -18$ [°C] e i prodotti sono a temperatura negativa.

L'espositore usato nell'esperimento può essere classificato di tipo MT, verticale e aperto. Questo tipo di mobile frigorifero è fra i più diffusi nelle strutture commerciali, dal commercio al dettaglio, alle grandi superfici di vendita. Tale tipologia di espositore offre un'ottima possibilità di visione dei prodotti stoccati, tuttavia è poco performante per ciò che riguarda l'efficienza energetica che lo caratterizza, a causa delle elevate superfici aperte di cui è dotato e che rappresentano una via facilmente percorribile dalle infiltrazioni termiche dall'ambiente di vendita.

La generazione di freddo, in un tipico supermercato, consuma approssimativamente il 50% dell'energia elettrica totale annua assorbita dalla struttura di vendita (ASHRAE H. 2006) e ciò implica un rilevante impatto sui costi dei prodotti conservati. La riduzione sensibile degli assorbimenti elettrici, imputati alla refrigerazione, può portare in tal senso notevoli vantaggi, sia sulle politiche dei prezzi al cliente sia sul positivo seguito ambientale derivante da una maggiore efficienza energetica della struttura nel suo complesso. Per i mobili MT, possiamo stimare un consumo di energia elettrica annua pari al 34% della quota destinata al freddo, in precedenza citata. L'altro 16% è da attribuire alle linee BT.

Spesso nella refrigerazione commerciale le applicazioni sono di tipo centralizzato e i terminali d'impianto, gli espositori frigoriferi, fanno capo a una centrale remota condensata ad aria. Il tipo di applicazione esaminata in questo lavoro, invece, è pensato per delocalizzare le installazioni impiantistiche, a bordo dei banchi frigoriferi, in modo tale da svincolare la rigidità imposta da un impianto a tubi di refrigerante ramificati e permettere una forte flessibilità nei cambiamenti di layout delle superfici di vendita, oltre che mirare ad altri importanti potenziali vantaggi.

Essi si possono riassumere nei seguenti punti:

1. eliminazione delle tubazioni di rame e della centrale compressori: minori costi di investimento sui materiali e costi operativi di manutenzione;
2. minori volumi delle linee del refrigerante: possibili riduzioni della carica globale di refrigerante all'interno dell'impianto e probabile riduzione del problema del ritorno dell'olio causato dalle estese condutture del sistema centralizzato;
3. eliminazione delle saldature sul rame: si evitano imperfezioni che causano perdite di refrigerante costose sia da localizzare sia da rabboccare;

4. tempi di individuazione delle cause d'allarme: si circoscrivono i circuiti di refrigerazione, in tal modo si localizzano velocemente i malfunzionamenti, difficili da trovare in grandi impianti con estese reti di tubi e sistemi di filtraggio;
5. evaporazione flottante: rende possibile una migliore resa energetica del ciclo termodinamico.

Il quinto punto pone l'accento sul vantaggio dell'indipendenza della temperatura d'evaporazione del singolo banco, nel caso di decentralizzazione del sistema, rispetto alla dipendenza assunta in caso di centralizzazione, modo che implica un'evaporazione minima da mantenere per permettere il funzionamento degli evaporatori a bordo dei banchi frigoriferi più sfavoriti.

Quest'applicazione vanta l'impiego di una temperatura di evaporazione flottante, legata principalmente alla frequenza di pilotaggio del compressore e al setpoint dell'aria di mandata processata dall'evaporatore.

Per quanto concerne il lato di condensazione, il calore di rigetto del banco è asportato da un condensatore a piastre, raffreddato da un circuito idraulico facente capo a uno scambiatore di calore remoto raffreddato ad aria.

Tale schema circuitale non è totalmente esente dalla logica di centralizzazione, ma sposta il problema su economici e flessibili circuiti idraulici a due tubi, che possiedono gli attacchi per la mandata e il ritorno dell'acqua dai banchi frigoriferi, opportunamente bilanciati per un controllo in auto-flow della portata d'acqua di progetto, necessaria allo scambiatore in condensazione.

Il calore di rigetto dei cicli frigoriferi potrebbe comunque essere utilizzato in inverno per il riscaldamento dei locali, destinato a cedere calore al circuito di ACS (Acqua Calda Sanitaria) oppure opportunamente integrato con il sistema idraulico dell'impianto di climatizzazione.

Un altro aspetto da analizzare è la sicurezza alimentare dei prodotti refrigerati, poiché un black-out di un gruppo centralizzato si ripercuote simultaneamente su tutti gli espositori alimentati dallo stesso. Questo segue da ovvie considerazioni fisiche concernenti la diretta dipendenza delle temperature dei volumi refrigerati, dalle condizioni di funzionamento dell'impianto. Nel caso di decentralizzazione degli apparati refrigeranti, si spezza parzialmente tale dipendenza, poiché la rottura di un compressore si ripercuote solo sul volume d'esposizione dei prodotti da esso servito. Si parla in modo giustificato di parziale rottura della dipendenza perché il sistema idraulico di raffreddamento dei condensatori genera la parziale centralizzazione del sistema. Il back-up delle parti del sistema idraulico, determina comunque modesti sforzi d'investimento per assicurare la continuità di servizio (pompe di riserva, sovradimensionamento delle batterie aria/acqua). La maggiore sicurezza sulla continuità di servizio, per la conservazione delle derrate, si manifesta con minori spese di gestione in caso di rotture impiantistiche e più semplici procedure riguardanti la messa in sicurezza o l'eliminazione della merce esposta e soggetta ad un eventuale deterioramento.

Pensando ancora al mantenimento della temperatura di buona conservazione nei volumi refrigerati, se ne possono evincere gli inscindibili legami con un altro importante vincolo, l'inibizione dello sviluppo di agenti patogeni. Essi proliferano come risposta a errate dinamiche termiche. Questo rappresenta un punto di notevole interesse per l'applicazione qui analizzata, perché si richiede che l'apparato impiantistico soddisfi correttamente:

1. le esigenze di sicurezza contro lo sviluppo di agenti patogeni;
2. i principi di efficienza energetica.

Questo implica l'installazione di compressori frigoriferi di capacità sufficiente al mantenimento delle temperature all'interno del mobile, in qualsiasi situazione esso possa trovarsi, con adeguate frequenze medie di lavoro, che non spingano la macchina a lavorare in regimi di alta frequenza per periodi protratti eccessivamente nel tempo.

Gli espositori refrigerati alimentati da sistemi centralizzati hanno evaporatori molto abbondanti e ciò genera dosaggi di refrigerante, da parte della valvola di espansione meccanica, a frequenza talvolta molto elevata, con continue aperture/chiusure. Da qui, si conferma la sicurezza di far fronte alla richiesta di freddo in qualsiasi condizione ambientale, ma ciò genera uno scarso controllo del surriscaldamento del banco, sottoposto a continui transitori e talvolta a persistenti fughe di liquido dallo scarico dell'evaporatore.

Gli espositori con compressore a bordo sono più difficili da dimensionare in termini impiantistici, poiché è difficile coniugare la richiesta di freddo nelle condizioni estive più critiche con una buona efficienza del ciclo termodinamico. Questo deriva dal fatto che il compressore per poche ore l'anno è costretto a funzionare con regimi di rotazione massimi consentiti. Tali regimi devono essere adeguati al mantenimento delle temperature di buona conservazione.

Un corretto dimensionamento della macchina comunque, che soddisfa sia la temperatura della catena del freddo sia la buona efficienza energetica dell'insieme, non tutela il sistema da possibili scarsi risultati che derivano da fattori fisici non controllabili a priori, quali:

1. prodotti che ostruiscono le griglie di ripresa dell'aria;
2. sovraccarico (prodotti caricati oltre le linee di demarcazione del volume utile);
3. maldistribuzione dei prodotti, i quali generano percorsi sfavorevoli ad una buona ripresa dell'aria di mandata;
4. ostruzioni sulla lama d'aria o danneggiamenti;
5. combinazione di più fattori per scarsa sensibilità ad una corretta gestione.

È facile intuire come il rilievo pratico di buoni risultati, derivanti dall'analisi in ambito teorico o da prove di laboratorio, dipenda in modo diretto dalla gestione dell'impianto e dalla buona conoscenza tecnica del personale che vi opera.

2. APPARATO SPERIMENTALE

2.1. Introduzione

In questa sezione sono descritti l'ambiente dei test e le relative infrastrutture di asservimento.

2.2. Camera climatica di prova

La camera climatica di prova ospita due banchi frigoriferi gemelli, disposti uno di fronte all'altro. La camera è dotata di un sistema di controllo di temperatura e di umidità relativa, utili a ricreare le desiderate condizioni di test a varie combinazioni di valori.

Il controllo termoigrometrico è realizzato con:

1. 2 circuiti di refrigerazione, dotati di compressore ad inverter e di valvola elettronica di espansione del refrigerante, prodotta da Carel S.p.A.;
2. resistenze elettriche;
3. umidificatore d'aria, prodotto da Carel S.p.A.;
4. elettronica di controllo prodotta da Carel S.p.A..

La camera climatica è dotata di un telo plastico di separazione per limitare o annullare i possibili mutui furti di freddo fra i banchi frigoriferi.

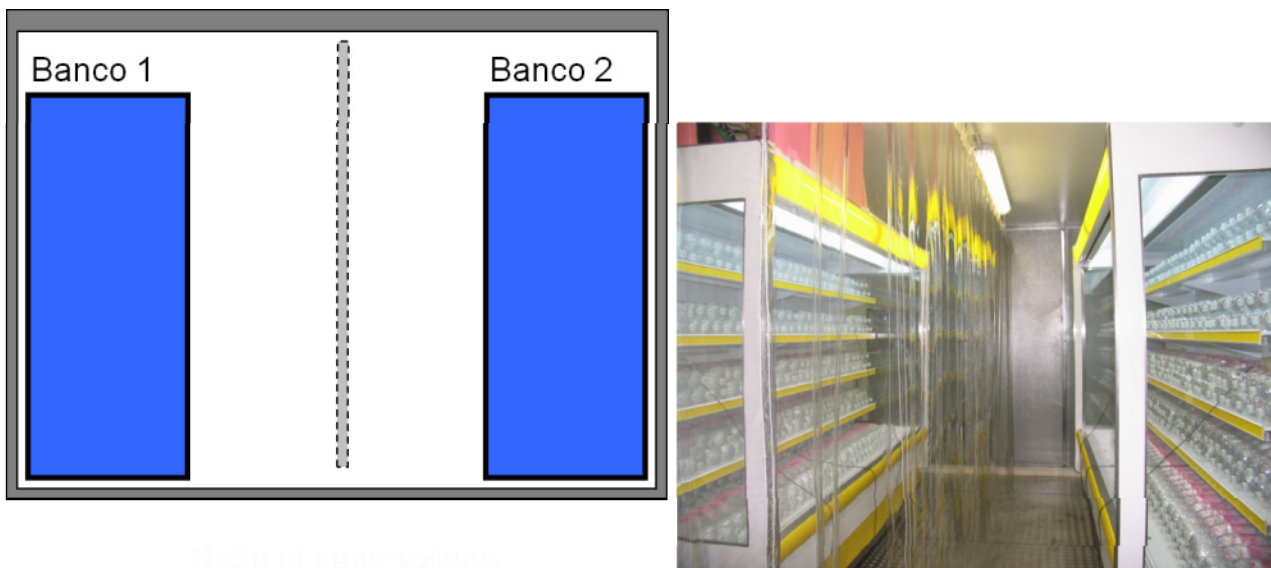


Figura 2.2.1 – Camera di test.

La temperatura della camera incide in modo critico sul carico frigorifero da asportare dal banco. L'umidità incide sia sul carico latente del banco sia su eventuali effetti di brinamento dell'evaporatore. Il tipo di mobile impiegato è quello che più drasticamente soffre dei livelli di umidità relativa imposti nella camera di prova. Questa condizione si genera per la propensione al trasferimento di massa del vapor d'acqua dall'aria al volume refrigerato, dovuto alla generosa apertura offerta dall'architettura dei mobili. Ciò assume risalto nel maggior numero di sbrinamenti misurabili in fase operativa degli espositori.

Da ciò si evince l'importanza di poter operare con buone regolazioni che tengano tali parametri (T_{aria} , RH) costanti all'interno dell'ambiente condizionato, consentendo in tal modo un'analisi critica dei risultati.

Anche la velocità dell'aria, nel tunnel interno alla camera climatica, è stata controllata, per permettere la riduzione del suo valore a livelli opportuni. Tale necessità è sorta quando le misure eseguite sulle griglie di ripresa dell'aria dei banchi hanno evidenziato una forte deformazione del profilo di temperatura lungo la lunghezza dell'espositore. Inoltre a causa del flusso d'aria troppo sostenuto del condizionatore si è notata una certa oscillazione casuale della temperatura di ripresa misurata con la conseguente ripercussione sul comportamento del volume refrigerato.



Figura 2.2.2 – Camera di test e sistema di condizionamento.

Il controllo di velocità dell'aria del tunnel di prova è stato fatto manualmente, bypassando parte della portata all'interno del condizionatore, tramite serrande meccaniche, visibili nella figura 2.2.3 sottostante.



Figura 2.2.3 – Sistema di condizionamento.

2.3. Banchi frigoriferi

Con riferimento alla norma ISO 23953/1:2005, possiamo definire i due espositori refrigerati, in uso nell'esperimento, come mobili verticali multimensola per disposizione a muro. Essi sono refrigerati da un sistema a espansione diretta del refrigerante.

Tali mobili sono dotati di tubi fluorescenti destinati all'illuminazione per un totale di 140 [W] elettrici. Possiedono una serranda con superficie alluminizzata e dotata di un azionamento temporizzato per la chiusura notturna dell'area frontale.

Tale temporizzazione è gestita nel controller:

1. del compressore ad inverter nel caso di impianto decentralizzato;
2. del banco frigo per il sistema centralizzato.

I mobili sono dotati di un controllo termostatico elettronico dell'aria in mandata:

1. per la gestione della valvola a solenoide del liquido nel banco alimentato dal sistema centralizzato. Essa ha un'apertura pilotata da una sonda NTC e agisce secondo un ciclo d'isteresi classico nelle applicazioni commerciali.
2. per la retroazione dell'inverter nell'espositore con sistema refrigerante a bordo.

La valvola a solenoide ha un consumo di circa 7 [W]. Essa è alloggiata all'esterno del volume freddo in entrambi i casi.

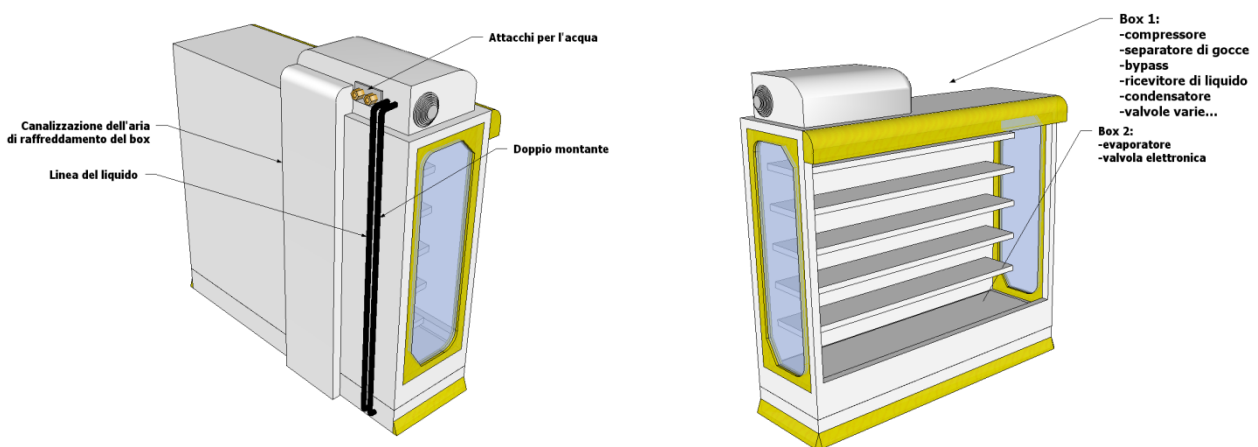


Figura 2.3.1 – Banco frigorifero.

Il banco frigorifero con compressore a bordo è dotato di doppio montante per il ritorno dell'olio, come visibile in figura 2.3.1 (sistema allocato nel retro del mobile).

I banchi frigoriferi sono stati consegnati originariamente equipaggiati con due ventilatori ognuno, le cui caratteristiche per singolo dispositivo sono riportate nel grafico seguente:

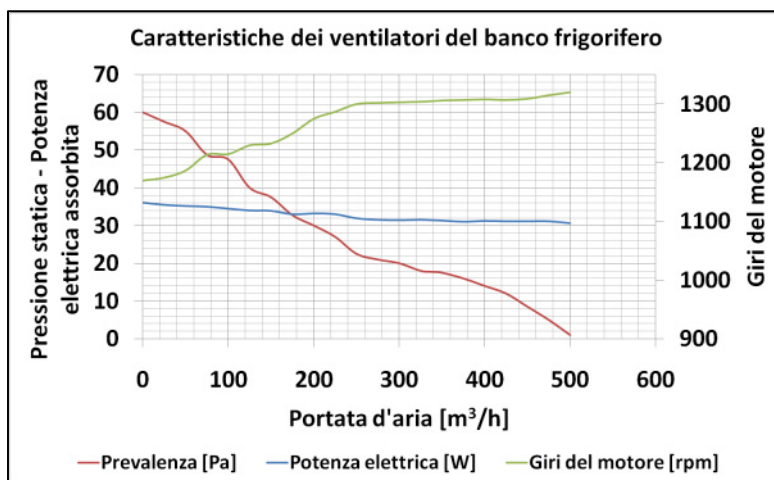


Figura 2.3.2 – Curve caratteristiche dei ventilatori.

Alcune misure effettuate con un anemometro hanno evidenziato una distribuzione dell'aria molto irregolare sia sul banco numero 1 dotato di sistema a bordo sia nel banco numero 2 dotato di alimentazione centralizzata.

È stata calcolata anche la velocità teorica frontale dell'aria, risultata circa del valore di 1 [m/s] per entrambi gli espositori.

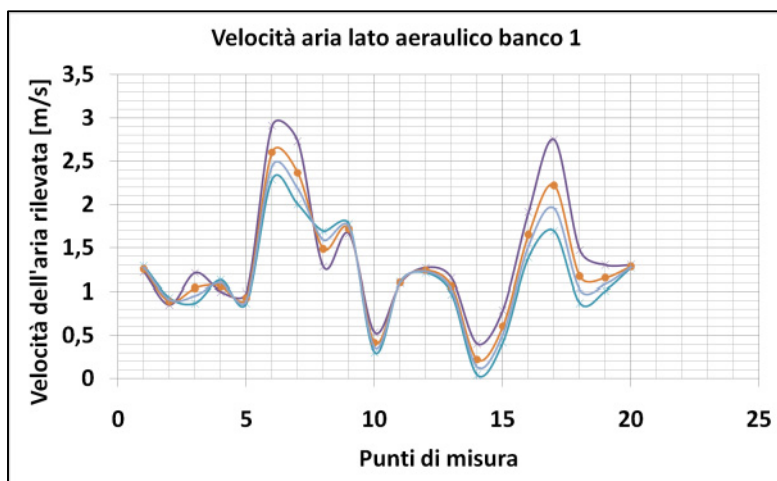


Figura 2.3.3 – Profilo di velocità dell'aria del banco 1.

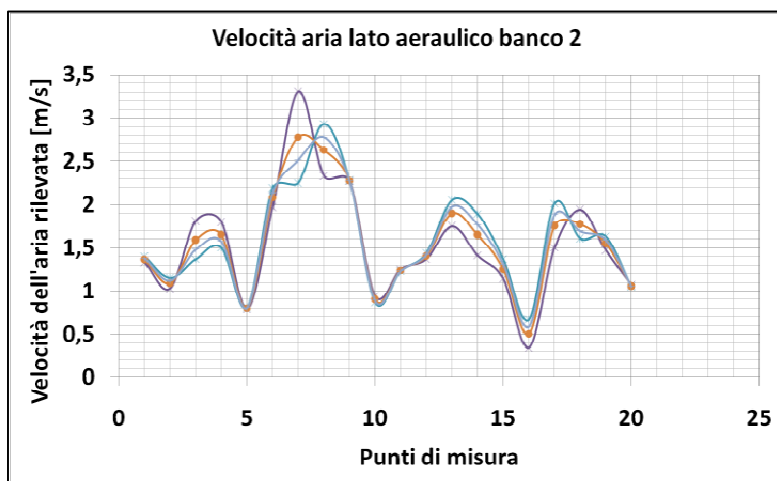


Figura 2.3.4 - Profilo di velocità dell'aria del banco 2.

Sono stati sostituiti questi ventilatori assiali con due stringhe da otto ventilatori di tipo assiale compatto, alimentati in 230 [V] in tensione alternata, a frequenza industriale di 50 [Hz], inserite ciascuna a valle della batteria alettata, come in precedenza. I motori in dotazione per i nuovi ventilatori sono anch'essi di tipo asincrono monofase, come i precedenti. Essi sono stati distribuiti in modo omogeneo lungo la lunghezza dell'evaporatore. La velocità di progetto dell'aria è stata innalzata a valori maggiori di 1 [m/s]. La portata totale elaborata dal lato aeraulico è stata calcolata di 1150 [m³/h] per entrambi gli espositori. Tale intervento è stato fatto per i seguenti motivi:

1. assicurare sufficiente tensione alla lama d'aria del mobile;
2. innalzare la pressione di evaporazione delle batterie dei banchi frigoriferi;
3. equilibrare le superfici isocinetiche dell'aria di mandata per assicurare un valore uniforme del numero di Reynolds lungo l'intera lunghezza della batteria alettata;

4. distribuire in modo uniforme l'aria dei canali per spalmare la brina su tutta la superficie ed assicurare quindi canali liberi per il maggior tempo possibile e rallentare l'effetto del decadimento della resa frigorifera;
5. migliorare lo scambio termico.

È stata aumentata la velocità della lama d'aria nella speranza di ridurre le infiltrazioni sensibili e latenti provenienti dall'ambiente circostante. Questo deriva dalla considerazione che negli espositori verticali aperti, il 70 ÷ 80 [%] del carico, deriva proprio dall'infiltrazione specificata pocanzi (ASHRAE H. 2006). Di conseguenza, riducendo la quota d'infiltrazione latente, anche il trasferimento di massa dall'aria alle superfici fredde dell'evaporatore, coinvolte da condensazione/brinamento, può essere ridotto con seguiti positivi sia per il lavoro dei ventilatori sia per l'efficienza termodinamica del sistema. Limitando le infiltrazioni d'aria è possibile non solo limitare il vapore d'acqua destinato a depositarsi sull'evaporatore, ma anche assicurare una maggior quota di ricircolo dell'aria interna, già fredda ed elaborata ciclicamente dalla batteria alettata. Ciò riduce la resa frigorifera richiesta in entrambe le quote (latente, sensibile). Di conseguenza nel sistema con compressore a bordo è ridotta anche la frequenza media di lavoro del compressore. Le caratteristiche del nuovo singolo ventilatore sono riportate nel grafico seguente:

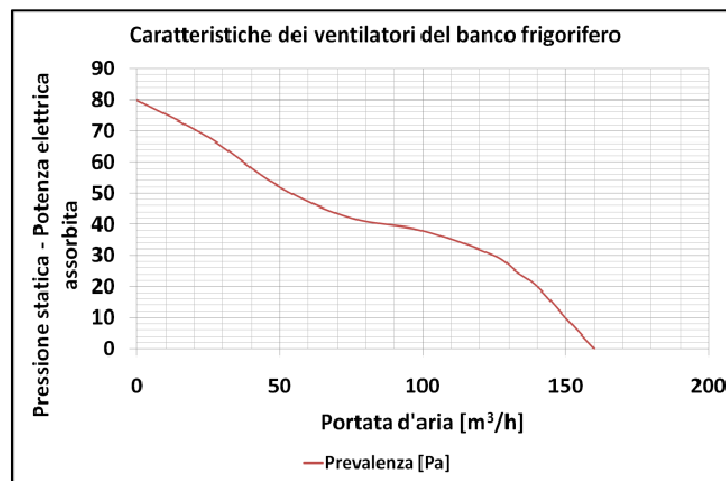


Figura 2.3.5 – Caratteristiche dei nuovi ventilatori.

Le misure delle velocità dell'aria con le nuove stringhe di ventilatori sono di seguito riportate.

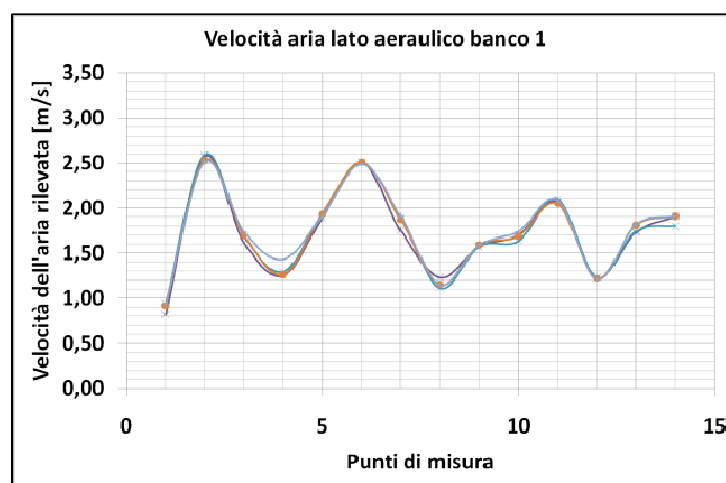


Figura 2.3.6 - Profilo di velocità dell'aria del banco 1.

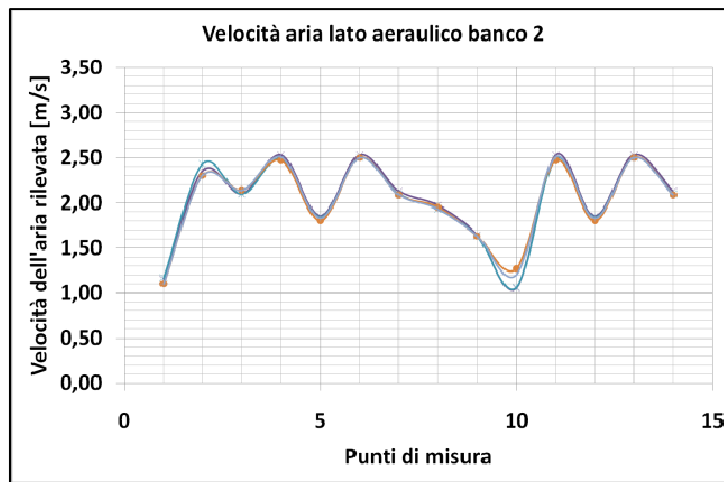


Figura 2.3.7 - Profilo di velocità dell'aria del banco 2.

La ventilazione passa da un consumo elettrico iniziale di circa 70 [W] a un nuovo valore di circa 120 [W] con un aumento di portata d'aria effettiva di circa il 50 %.

La migliore distribuzione d'aria ha reso più omogenea anche la temperatura di scarico della batteria. Questo significa, a batteria pulita, generare delle superfici isoterme idealmente simili a dei piani paralleli all'area di scarico dell'evaporatore. Tale caratteristica assume un ruolo importante poiché il controllo elettronico del compressore legge questa grandezza (la temperatura dell'aria di uscita dalla batteria) per pilotare la macchina. La frequenza del compressore è legata alla temperatura di scarico succitata e questa deve essere uniforme per non incorrere nel rischio di posizionare il sensore di retroazione in punti sfavorevoli al controllo. In queste situazioni si potrebbe ingenerare una condizione di scarso comportamento energetico. La temperatura dell'aria in ingresso alla batteria, proveniente dalle griglie di aspirazione del banco non è un buon segnale dal punto di vista controllistico, perché presenta comportamenti molto più vivaci, in diretta relazione agli eventi di raccolta dei prodotti all'interno del volume refrigerato e alle rotture/deformazioni della lama d'aria dovute al passaggio delle persone/carrelli nei pressi dell'espositore. L'effetto di tali eventi è mitigato dall'interposizione della batteria evaporante.

Questo rende evidente il legame fra una buona progettazione della parte aeraulica e controllistica dell'espositore e la risposta di un controllo a inverter. Non bisogna comunque dimenticare che con lo sviluppo della brina nei mobili MT è possibile avere sbilanciamenti delle portate dell'aria nei canali a causa di notevoli disomogeneità nella distribuzione della stessa, poiché parte dell'evaporatore potrebbe essere sede solo di condensazione d'acqua nella zona di surriscaldamento del refrigerante. La parte d'area complementare invece, potrebbe essere il luogo di notevole formazione di brina. Ciò causa anche forti deformazioni delle superfici isoterme allo scarico dell'aria, di cui è bene tener conto nella posizione della sonda termometrica di retroazione del compressore.

L'evaporatore del banco frigorifero è dotato di 3 circuiti paralleli in controcorrente perfetta, 8 ranghi, tubi di lunghezza pari a 2,195 [m] e diametro esterno 12 [mm].

Le alette sono spesse 0,20 [mm] e il loro passo è di 8 [mm]. L'area frontale è di 280 x 105 [mm²].

Dalle misure sopraelencate possiamo ricavare anche le dimensioni riferite all'aletta sul singolo tubo, la quale occupa due lati pari a 35 x 35 [mm²].



Figura 2.3.8 – Evaporatore con ventilatori originali.

L'evaporatore di questi banchi genera perdite di carico sul lato refrigerante di modesta entità per le larghe sezioni trasversali offerte dal diametro interno dei tubi.

Si è svolta anche una campagna di misure per verificare la distribuzione del refrigerante nei tre circuiti paralleli della batteria e ne è risultato che in linea di massima il surriscaldamento di ogni circuito non è quasi mai uguale a quello degli altri, se non in poche occasioni, ma differisce sempre di qualche grado Kelvin. Ciò ha posto problemi con bassi valori di surriscaldamento controllati dalla valvola di espansione, perché alcuni circuiti rilasciavano liquido in uscita. Per tale motivo si è mantenuto nelle prove un livello di surriscaldamento minimo, pari a 6 [K]. Tale parametro è legato alla teoria di Huelle del MSS (minimo segnale stabile).

Per ciò che riguarda lo sbrinamento degli evaporatori dei due espositori si è utilizzato la logica di sbrinamento a ventilazione forzata, senza ricorrere all'iniezione di calore per mezzo di gas caldi o resistenze elettriche, ma semplicemente disalimentando l'evaporatore e forzando dell'aria a lambire la superficie brinata, per ripristinare la batteria e recuperare il freddo intrappolato nella capacità termica della brina stessa e della massa metallica.

Le valvole di espansione in dotazione ai due espositori sono:

1. valvola TXV (Thermostatic Expansion Valve): per il banco frigorifero collegato al gruppo centralizzato;
2. valvola EEV (Electronic Expansion Valve): per il banco frigorifero con compressore a bordo pilotato da inverter.



Figura 2.3.9 – Valvola meccanica TXV.

I banchi frigoriferi sono stati riempiti di bottiglie di acqua per ricreare la capacità termica dei prodotti. Sono stati considerati più livelli di carico per ottenere tempi accettabili di raffreddamento e messa a regime degli espositori. Il carico è speculare per entrambi i banchi.

I banchi frigoriferi presentano ognuno una matrice di pacchi test. Tali pacchi sono un elemento d'importanza basilare, alla base delle prove comparative effettuate in laboratorio.

Lo scopo della valutazione in atto è di verificare i consumi energetici in due situazioni differenti:

1. produzione di freddo centralizzata;
2. produzione di freddo decentralizzata.

I pacchi test sono dotati di una sonda interna di temperatura, letta dal sistema di acquisizione dati e fornita in valor medio al sistema per il controllo dell'inverter.

In definitiva, il sistema di comparazione del comportamento energetico consta di due soggetti:

1. banco frigorifero con sistema a bordo che opera in inseguimento del banco centralizzato;
2. banco frigorifero con produzione di freddo centralizzata che opera come un normale espositore da supermercato, con i relativi tipici setpoint.

Tali soggetti sono definiti nel seguente modo:

1. Banco "master": è il soggetto alimentato dal gruppo refrigerante centralizzato e tarato come un normale banco da supermercato, in modo tale da ottenere una temperatura dei prodotti conservati costante e del tutto simile al caso di conservazione reale di derrate alimentari.
2. Banco "slave": è il sistema dotato di compressore a bordo, pilotato da inverter. Tale banco è in modalità slave, poiché insegue il freddo prodotto dal banco master. Ciò avviene con la lettura delle temperature dei pacchi test nel banco master, è eseguita la media dei valori e questa a sua volta è confrontata con la media delle temperature dei pacchi test del banco inseguente. Quando tali valori sono differenti, il controller dell'inverter agisce sulla regolazione in frequenza del compressore in modo tale da avere uguale temperatura media dei prodotti conservati in entrambi i casi.

Con questo principio i banchi producono la medesima quantità di freddo, ma con consumi elettrici possibilmente differenti. Siffatto confronto determina quale di essi sia il migliore dal punto di vista delle prestazioni ottenute, sul consuntivo energetico della prova.

Altri tentativi di valutazione, derivanti da stesse temperature della lama d'aria o similari, hanno portato a osservare comportamenti termici dei prodotti conservati differenti nei due espositori, tali da rendere poco fondate eventuali conclusioni.

La regolazione di frequenza durante le prove comparative è stata fatta per mezzo di un software scritto in LabView, il quale dopo avere processato i dati acquisiti dalle sonde del banco, regolava per mezzo di un PID la frequenza del compressore, andando a scrivere direttamente i registri dell'inverter tramite una connessione RS485 e protocollo Modbus.

I pacchi test hanno occupato diverse posizioni, in modo speculare in entrambi gli espositori, come riportato nella figura 2.3.10 seguente.

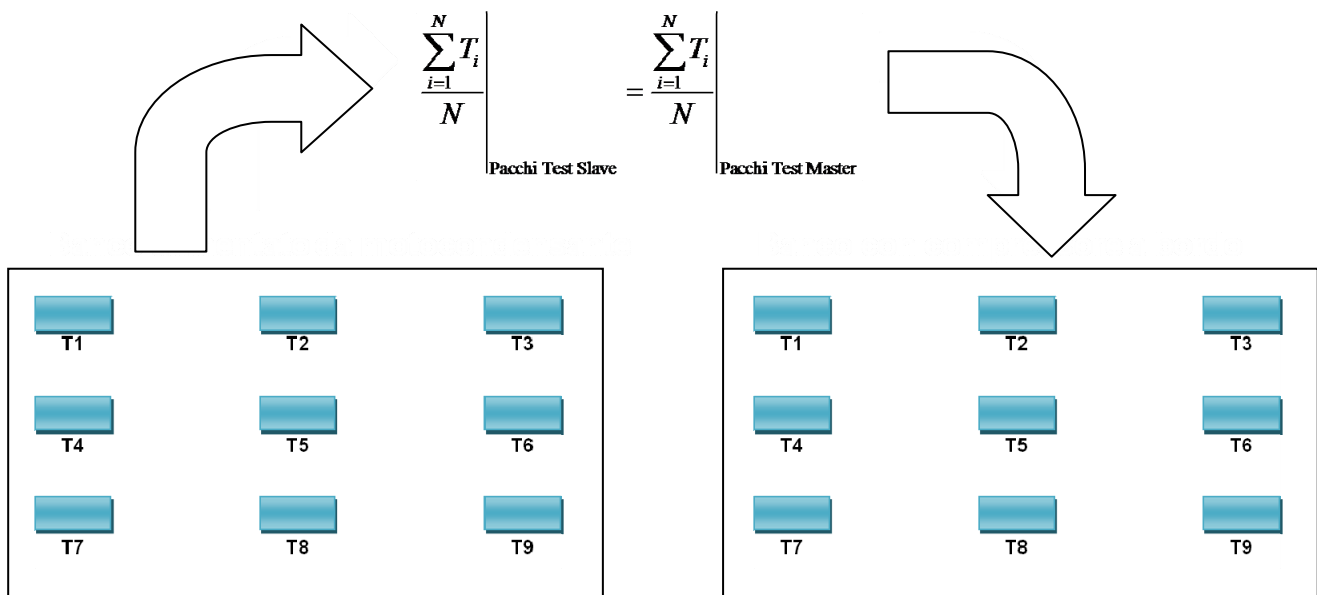


Figura 2.3.10 – Posizioni per pacchi test.

2.4. Circuiti frigoriferi

Qui sono descritti i sinottici dei due circuiti realizzati per la prova comparativa.

Il primo circuito riguarda il banco equipaggiato con il sistema di refrigerazione a bordo.

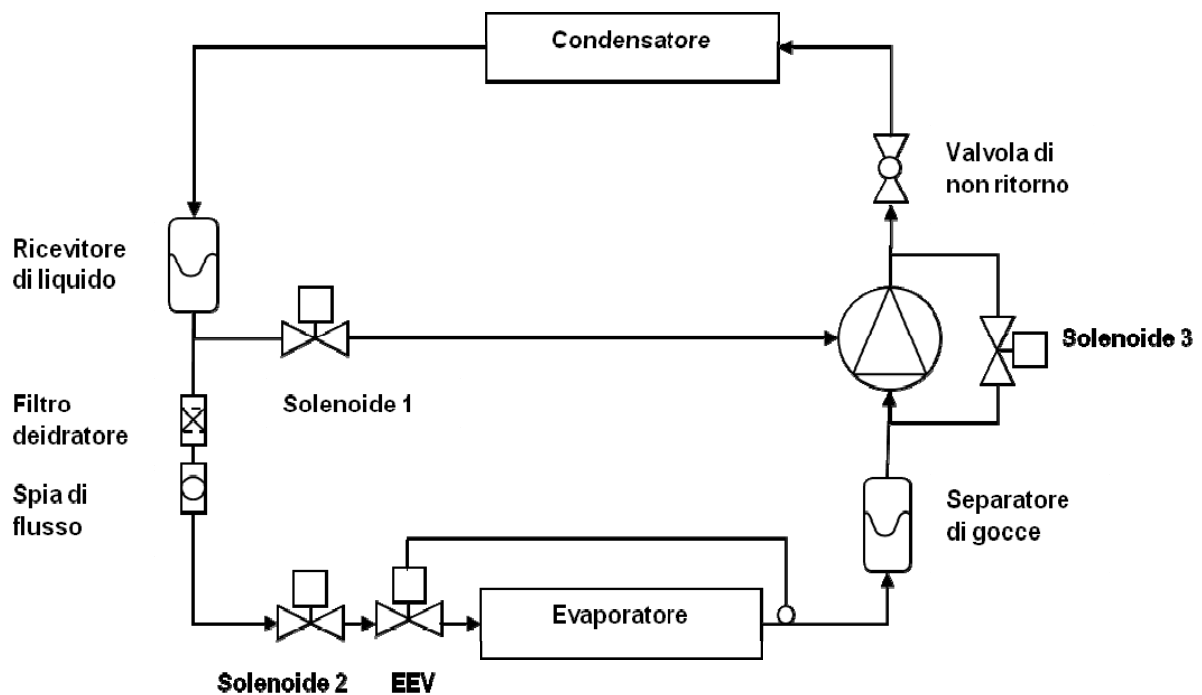


Figura 2.4.1 – Sinottico circuito refrigerazione per banco 1.

Il compressore installato è di tipo Hitachi DC-Inverter ZS1216.

L'inverter del compressore è un dispositivo dedicato, con piastra di raffreddamento ad acqua.

Il compressore è di seguito riportato in sezione aperta:



Figura 2.4.2 – Compressore Hitachi.

Il relativo inverter ha dimensioni molto ridotte:

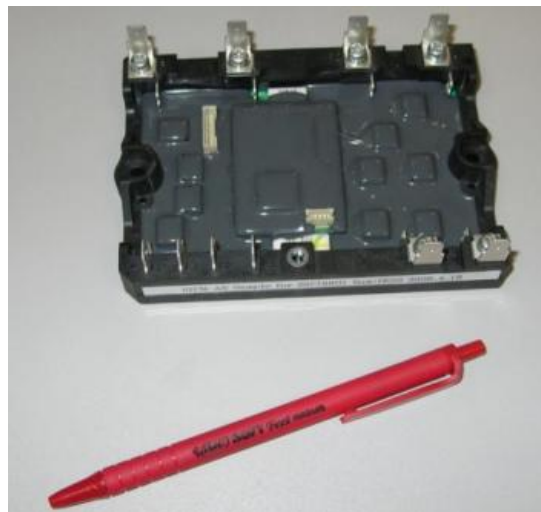


Figura 2.4.3 - Inverter Hitachi.

La valvola di espansione è prodotta da Carel S.p.A., di tipo a retroazione elettronica.

Con un ciclo frigorifero controllato da inverter, una valvola di espansione a retroazione meccanica sarebbe poco stabile dal punto di vista del funzionamento, con la conseguente propagazione di disturbi di pressione all'interno del sistema valvola/evaporatore. Tali oscillazioni di pressione si ripercuotono anche sull'assorbimento elettrico, il quale di conseguenza presenta un'onda ciclica di potenza assorbita, in fase con le perturbazioni di pressione. Il condensatore è interessato passivamente e senza eccessive conseguenze dalle oscillazioni di cui sopra. La valvola TXV è interessata da repentine aperture/chiusure.

Bisogna porre l'accento sul fatto che una valvola di espansione a retroazione meccanica sarebbe molto difficile da dimensionare, perché la capacità frigorifera richiesta dal circuito è molto variabile nel tempo. Essa è direttamente condizionata dal setpoint termostatico dell'espositore e dalle condizioni al contorno, come:

1. temperatura ambiente interna (locali di vendita);
2. temperatura ambiente esterna (legata al clima);

3. modalità diurna/notturna del banco: in tali situazioni l'automazione dell'espositore apre le serrande di giorno per l'esposizione delle derrate e chiude le serrande di notte, simultaneamente allo spegnimento delle luci, per limitare il fabbisogno di freddo.

La capacità frigorifera richiesta dal banco è bassa in caso di:

1. scarse vendite e basse rotazioni della merce;
2. temperature basse all'interno dell'area di esposizione e vendita;
3. fasi notturne;
4. ecc.

La potenza frigorifera richiesta è elevata in caso di:

1. alta rotazione della merce con un susseguirsi di rotture della lama d'aria ad opera del personale di vendita o dell'attività imputabile ai clienti;
2. alta temperatura nei locali di vendita o alto carico latente;
3. irraggiamento da luci dedicate all'illuminazione per la promozione dei prodotti;
4. fase di pull-down.

Per quest'ultimo punto, possiamo dividere il pull-down in due distinti casi:

1. pull-down da sovratemperatura della merce caricata;
2. pull-down da post-sbrinamento.

In ogni caso, la valvola di laminazione deve avere un vasto campo di stabilità, in funzione della portata erogata, per non essere:

1. sottodimensionata e penalizzare il rapporto di compressione del compressore e di conseguenza il COP del ciclo di refrigerazione;
2. sovradimensionata, con la conseguente generazione di colpi di liquido all'uscita dell'evaporatore e quindi d'instabilità del circuito.

I sistemi decentralizzati devono prevedere un numero di spegnimenti del compressore esiguo, perché sono ideati per avere il compressore sempre acceso, con regolazione continua della resa frigorifera fino a valori molto ridotti e non potrebbero sopportare per tale caratteristica, continue aperture e chiusure della TXV, tipiche di un sistema centralizzato.

Il secondo circuito di prova realizzato, riguarda la centrale remota, e simula il classico sistema da supermercato. Esso è stato concepito in modo tale da:

1. essere regolabile in pressione di evaporazione a setpoint fisso;
2. rimanere con compressore acceso a giri costanti e con pressione di aspirazione costante anche nel caso di alimentazione/disalimentazione del banco frigorifero a cui è collegato.
3. avere la pressione di condensazione regolabile e poter simulare gli effetti della variazione di temperatura del fluido secondario sul condensatore.

La centrale è dotata di un miscelatore entalpico, il quale ha la funzione di mescolare liquido sottoraffreddato e gas caldo per fornire la resa pari alla potenza meccanica trasferita al fluido refrigerante dal compressore, quando l'alimentazione del banco è disabilitata dal termostato del volume refrigerato.

La regolazione di questo sistema è fatta per mezzo di valvole elettroniche sia per la regolazione della pressione di evaporazione sia del surriscaldamento del refrigerante in uscita dal miscelatore. Il miscelatore entalpico fornisce all'aspirazione del compressore vapore surriscaldato a valori costanti indipendentemente dall'ON/OFF della valvola a solenoide che porta il liquido sottoraffreddato all'espositore centralizzato.

La centrale che alimenta il banco in modo remoto è ben raffigurata nel seguente sinottico:

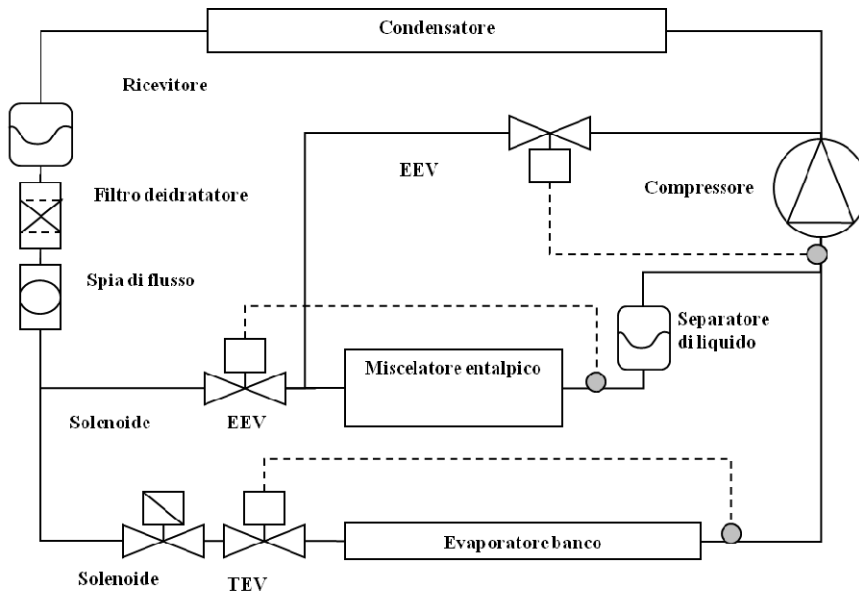


Figura 2.4.4 – Sinottico circuito refrigerazione banco 2.

Essa si comporta come un classico sistema centralizzato, come sotto riportato:

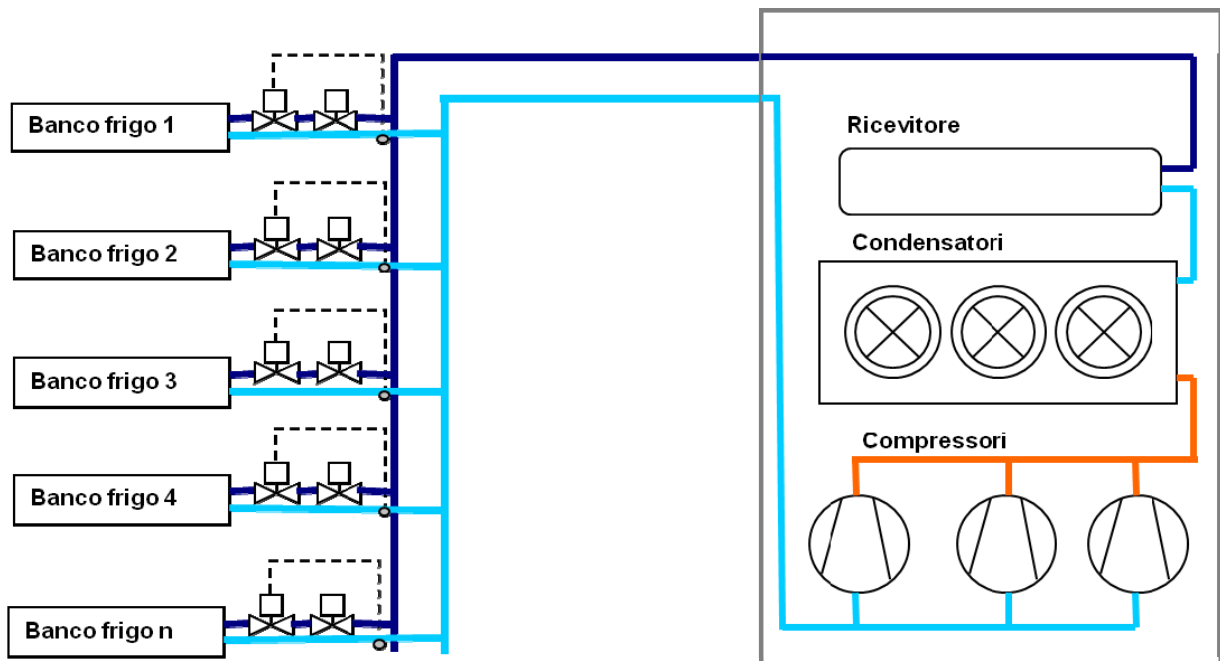


Figura 2.4.5 - Sinottico circuito standard banco 2.

Di seguito è mostrato il circuito simulatore del gruppo centralizzato, in cui è possibile vedere il miscelatore entalpico coibentato e dotato delle sonde di misura e controllo.

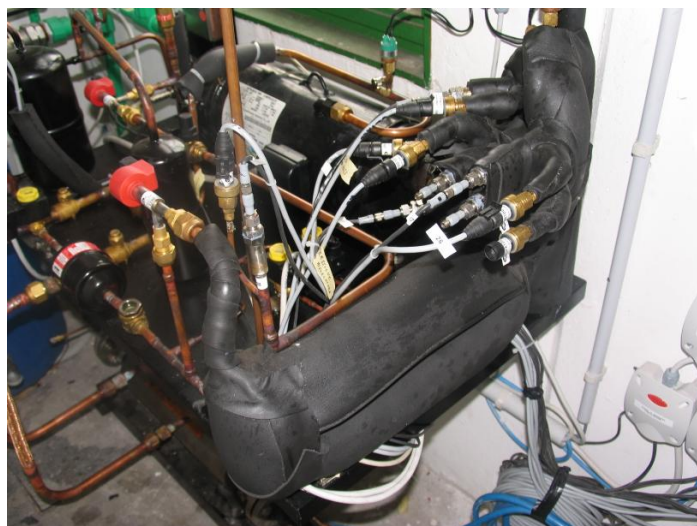


Figura 2.4.6 – Centrale esterna per banco 2.

2.5. Compressore Hitachi DC-Inverter

È il primo compressore scroll al mondo di tipo orizzontale destinato al campo della refrigerazione e usato con R404A. Il campo di applicazione spazia dagli espositori per vegetali e derrate fresche ai vani per il congelamento dei prodotti.

Il compressore fa parte della serie ZS ed è tipo 1216D1. Esso possiede una spirale di tipo algebrico. Di seguito sono riportate alcune sue caratteristiche.

Tabella 2.5.1 – Caratteristiche compressore Hitachi.

Voce	Valore	UDM
Refrigerante	R404A	-
Carica di refrigerante	2,2	kg
Carica d'olio	0,65	l
Tipo di olio	POE (VG68)	-
Cilindrata	15,85	cm ³ /giro
Spazio del volume interno	1,6	l
Raffreddamento della carcassa	Aria forzata e iniezione di liquido	-
Tipo di motore	DC-Brushless	-
Resistenza avvolgimento (75°C)	U-V:1.003Ω V-W:0.952Ω W-V:0.970Ω	Ohm
Grado di isolamento	E	-
Massima tensione sullo statore	360	V
Massima corrente istantanea	48,8	A _{peak}
Campo di frequenza del compressore	1500÷6000	RPM
Emissione acustica del compressore in camera anecoica e a 30 cm di distanza	68	dB(A)
Livello di vibrazioni sulla superficie di compressore	4,5	μm
Attacchi delle tubazioni	φ _{aspirazione} =13	mm
	φ _{scarico} =8,2	mm
	φ _{iniezione di liquido} =6,45	mm

Condizioni di partenza del compressore.

Tabella 2.5.2 - Caratteristiche compressore Hitachi.

Condizioni di avvio Temperatura del motore	Temperatura ambiente	Pressione fra aspirazione e mandata del compressore	Tensione minima di avvio (V2)
Cold-starting Cold state (Room temperature).	20°C	1,35 Mpa	85%
Hot-starting-Standard Hot state after operated under standard condition.	32,2°C	1,29 MPa	85%
Hot-Starting-Overload Hot state after operated overload condition.	43°C	1,42 MPa	95%

Nella normale attività questo tipo di compressore deve operare dentro i seguenti limiti:

Tabella 2.5.3 - Caratteristiche compressore Hitachi.

Voce	Condizioni di carico standard	Condizioni di sovraccarico
Pressione di mandata	1,811 MPa	2,87 MPa
Pressione di aspirazione	0,202 MPa	0,515 Mpa
Temperatura della parte inferiore dell'involucro	Minore di 99°C ed almeno 6K superiore alla temperatura di condensazione	
Temperatura degli avvolgimenti del motore	Tensione nominale; 105 °C MAX Tensione nominale ± 10%; 115 °C MAX	Tensione nominale ± 7.5%; 115 °C MAX
Temperatura di scarico	Minore di 110°C a 300 mm dall'involucro	
Temperatura ambiente	32°C	43°C

La coppia meccanica applicata alla spirale nella fase di partenza deve essere almeno di 0,74 N/m. Essa è controllata dall'attività software dell'inverter. Tale coppia dipende dalle caratteristiche di progettazione del sistema. Se tale requisito non è soddisfatto, il compressore potrebbe essere impossibilitato ad attivarsi nella fase di avvio. È opportuno un circuito di equalizzazione delle pressioni d'aspirazione e di scarico.

Nelle fasi operative, l'olio che esce dal compressore deve essere circolato negli elementi del circuito frigorifero e ritornare in aspirazione al compressore. Il suo livello nella sezione di scarico, interna al compressore, deve essere di almeno 10 mm sopra il foro pescante, come in figura 2.5.1.

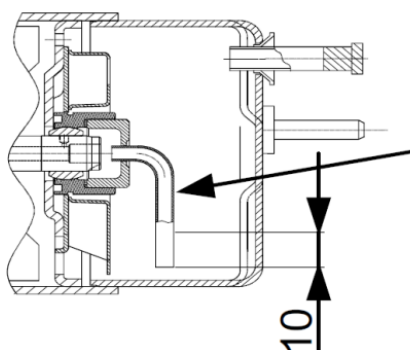


Figura 2.5.1 – Sezione di separazione dell'olio.

Se tale condizione non è soddisfatta, un deficit di olio potrebbe compromettere l'efficienza e l'integrità della macchina. Tale condizione riguarda anche i casi in cui l'olio inizia a schiumare. Il livello di fase liquida deve sempre rispettare la condizione imposta per il corretto funzionamento.

Tuttavia il circuito costruito non permette né la visualizzazione del livello d'olio né il suo controllo tramite sensore di livello. È chiaro quindi che il controllo dell'olio dovrebbe essere un prossimo punto da integrare nel monitoraggio della macchina.

In caso tale compressore sia applicato in banchi per prodotti surgelati, non si deve operare sotto i -45°C per periodi continuati, perché in queste condizioni l'olio tenderebbe a separarsi e precipitare in fase solida, rimanendo intrappolato nel separatore posto all'origine del compressore.

Nella sezione di aspirazione deve essere installato un separatore di gocce per garantire l'assenza di fase liquida. Questo elemento fa parte del kit del compressore in prova.

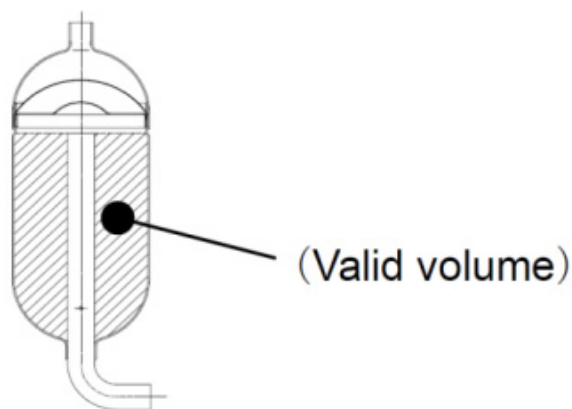


Figura 2.5.2 – Separatore di gocce.

Nel circuito realizzato, questo elemento è stato aggiunto solo ai fini di assoluta sicurezza contro i colpi di liquido. Tal elemento, nella pratica, potrebbe esser ridondante, poiché l'ottimo controllo del surriscaldamento fornito dalla valvola elettronica di laminazione (E^2V) offre le necessarie garanzie sulla composizione del vapore in zona di aspirazione. La lettura elettronica del surriscaldamento permette interventi mirati all'estinzione delle instabilità in caso di hunting del circuito frigo, ben confermate dalle prove sperimentali.

Solo in fase di avviamento si potrebbero avere problemi di liquido in aspirazione, se non prese le opportune precauzioni, ed esse potrebbero causare sia vibrazioni sia una maggior corrente elettrica assorbita da parte del compressore. In tal caso, il problema può esser risolto da un ritardo di apertura della valvola di laminazione, che garantisce un veloce svuotamento dell'evaporatore e una rapida crescita del surriscaldamento. Esso può tornar a essere regolato non appena si assicura l'assenza di colpi di liquido in uscita dal collettore dell'evaporatore.

2.6. Inviluppo del compressore e limiti di temperatura

L'inviluppo di questo compressore è riportato in figura 2.6.1 sottostante. Esso è indeformabile da parte della frequenza e questo semplifica la sua implementazione nel software del controller.

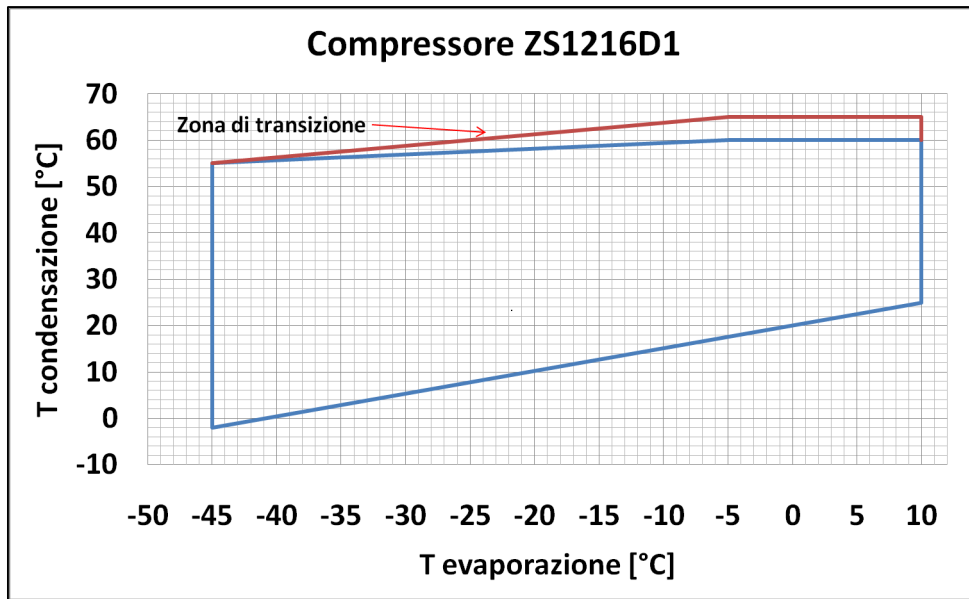


Figura 2.6.1 – Involuppo compressore Hitachi.

Il battente di pressione ai capi del compressore dovrebbe essere almeno maggiore o uguale ai valori di 0,46 [MPa]. Tale valore assicura una differenza minima di pressione per la circolazione dell'olio per tutte le frequenze (25÷100 [Hz_{meccanici}]).

La forma dell'involuppo è legata anche alla temperatura di scarico; essa deve essere minore di 110°C per evitare la carbonizzazione dell'olio. In caso tale condizione non possa essere soddisfatta, una valvola a solenoide pilotata da un termostato apre l'iniezione di liquido in spirale. Gli eventuali depositi carboniosi all'interno del circuito possono generare intasamenti e tappi oppure degradazione dei materiali a causa delle formazioni acide.

Per ciò che riguarda la temperatura degli avvolgimenti, in stretta relazione con la temperatura del refrigerante, deve essere rispettata nei suoi valori massimi consigliati per non aumentare le perdite per effetto Joule. Eccessivi riscaldamenti creano inoltre stress meccanici dei conduttori e possibili rotture dell'isolamento elettrico.

Questo tipo di perdite aumentano con le correnti elettriche, come riportato di seguito per ogni fase e come somma nell'ultima colonna a destra.

$$P_{persa,totale} = \sum_{j=1}^3 (R_j \times I_j^2)$$

Eq. 2.6.1

Tabella 2.6.1 – Potenze dissipate dallo statore per effetto Joule.

I [A] Assorbita dallo statore	(R _{U-V} =1.003 Ω) P1=R _{U-V} * I ² [W]	(R _{V-W} =0.952 Ω) P2=R _{V-W} * I ² [W]	(R _{W-V} =0.970 Ω) P3=R _{W-V} * I ² [W]	P Joule=P1+P2+P3 [W]
2	4,01	3,80	3,88	11,7
4	16,05	15,20	15,52	46,8
6	36,11	34,20	34,92	105,2
8	64,19	60,80	62,08	187,0
10	100,30	95,00	97,00	292,3

Le correnti aumentano con la frequenza statorica e il rapporto di compressione.

Le fasi sono indicate rispettivamente come:

1. U;
2. V;
3. W.

Di conseguenza, un aumento di frequenza meccanica del compressore aumenta il rapporto di compressione a causa dei salti termici sugli scambiatori e ciò comporta una riduzione di efficienza energetica del sistema.

2.7. Particolari costruttivi del compressore Hitachi DC-Inverter

Si tratta di un compressore con involucro in alta pressione. Ciò significa che la parte di bassa pressione (aspirazione) occupa una minima parte del volume interno.

Lo scarico del gas compresso avviene nella zona dove si localizza anche la separazione fisica per gravità del vapore d'olio contenuto nella massa di vapore in alta pressione. Nella figura seguente si può vedere una sezione schematizzata del compressore, messo confronto con un tipo simile in bassa pressione.

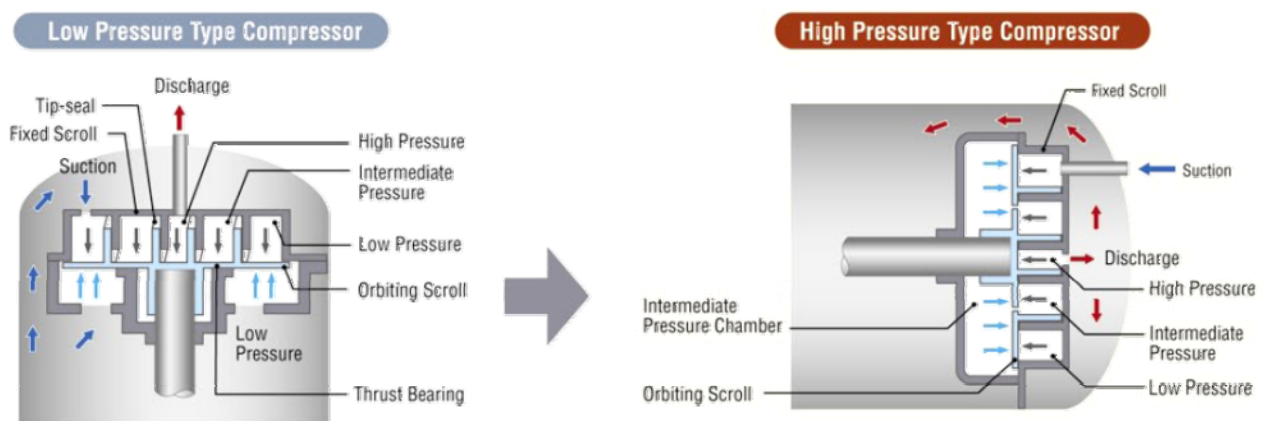


Figura 2.7.1 – Sezione compressori scroll “Low Pressure” e “High Pressure”.

La differenza consiste nel fatto che nel compressore scroll “low pressure” la pressione di scarico agisce costantemente sulla spirale orbitante.

Nel compressore in alta pressione, la spirale orbitante è premuta contro la fissa dalla pressione stessa della camera intermedia. Questa tecnica costruttiva assicura la tenuta senza le guarnizioni e i cuscinetti reggispinta. In tal modo si riducono la complessità costruttiva e le perdite meccaniche. Tale tipologia costruttiva riduce anche il fenomeno delle schiume nell'olio. L'appena citata riduzione, deriva dal fatto che, quando il compressore parte, la pressione dell'involucro aumenta gradualmente per l'ampiezza del volume. La soluzione del refrigerante nell'olio decresce con la pressione, cosicché non sarà presente quasi alcuna schiuma nell'olio all'interno della camera in alta pressione.

Il fenomeno trova spiegazione nella costante di tempo del fronte di salita della pressione.

Un'altra ragione, per la quale le schiume si riducono, è che i colpi di liquido non interessano l'olio come nei compressori in bassa pressione, i quali partendo in evaporazione generano ebollizione all'interno dello stesso.

La spirale è di tipo algebrico. Questo tipo di spirale è descritto in coordinate polari dall'equazione:

$$r = a \times \Theta^k$$

dove "a" e "k" sono dei coefficienti, mentre "r" è il raggio e Θ è l'angolo di deviazione. Le due spirali sono sistemate all'incirca a 180° di differenza di fase. Lo spessore della parete della spirale varia e si adatta in funzione dell'angolo di deviazione, come in figura 2.7.2.

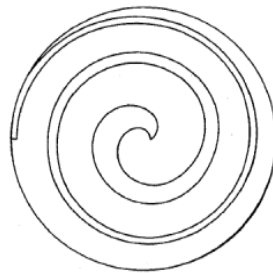


Figura 2.7.2 – Spirale algebrica scroll.

L'angolo massimo sviluppato dalla spirale è in diretta relazione con il rapporto di compressione di progetto e questo è legato allo spessore della tenuta della spirale, la quale raggiunge il suo picco al centro, dove la pressione diventa massima in prossimità della luce di scarico. Lo spessore della spirale nella zona interna è via via maggiore rispetto a quello esterno, poiché tale compressore è sviluppato per la refrigerazione e quindi per rapporti di compressione più alti rispetto a quelli del condizionamento dell'aria.

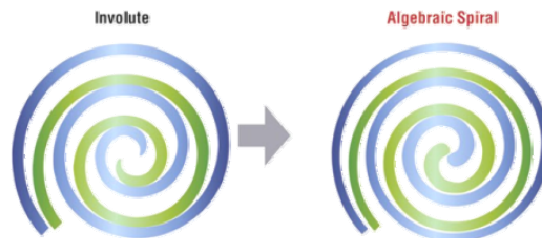


Figura 2.7.3 – Confronto spirali scroll.

La spirale algebrica è in grado di ridurre anche le perdite interne di trafilamento del refrigerante.

Questa condizione permette di ottenere dei buoni rendimenti volumetrici e ridurre quindi la potenza spesa per la ricompressione di eventuali trafilamenti. La spirale di tipo algebrico può raggiungere fino al 20% di maggiore efficienza energetica (dichiarato dal costruttore) e rapporti di compressione più alti a parità di volume rispetto alla spirale di tipo a involuzione.

2.8. Circuiti idraulici

Il sistema idraulico per i banchi frigoriferi con compressore a bordo è stato realizzato idealizzando l'impianto strutturato nel modo seguente, molto chiaro dal punto di vista grafico nel suo schema di funzionamento:

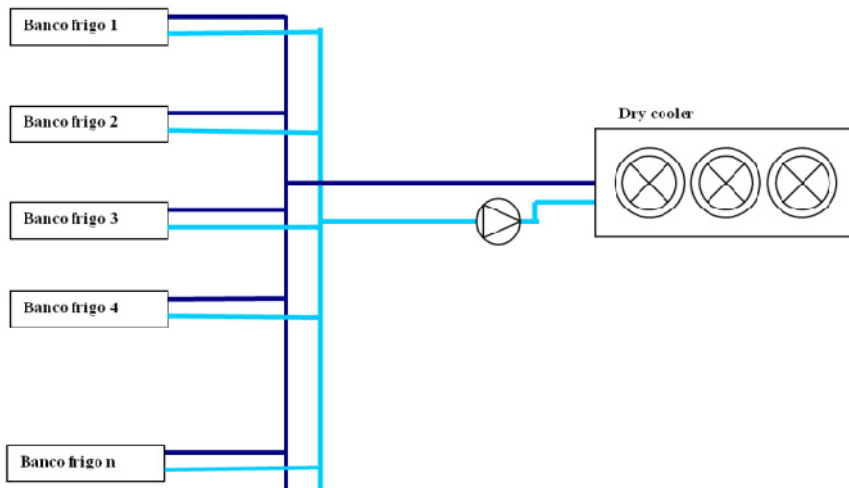


Figura 2.8.1 – Circuito idraulico decentralizzato (linee di mandata e ripresa dell’acqua).

Nel circuito realizzato presso il laboratorio, sono stati realizzati due anelli d’acqua a temperatura controllata, come in figura seguente:

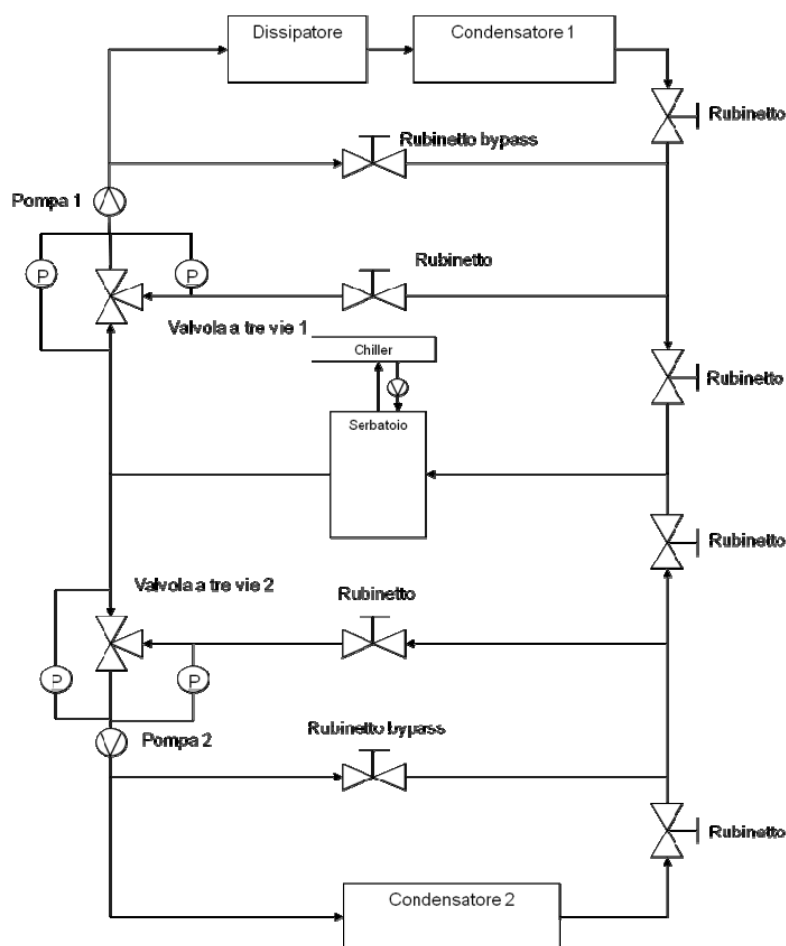


Figura 2.8.2 – Circuito idraulico dell’impianto di prova (condensatore 1: impianto decentralizzato – condensatore 2: impianto centralizzato).

L’acqua è stata regolata in temperatura con setpoint indipendenti per entrambi gli anelli.

La temperatura è stata mantenuta ai valori desiderati per i test per mezzo di valvole miscelatrici a tre vie ad attuatore magnetico, prodotte da Siemens.

I due anelli d'acqua sono stati progettati per il raffreddamento dei rispettivi condensatori:

1. circuito a bordo del banco frigorifero (condensatore 1);
2. circuito di condensazione del sistema centralizzato (condensatore 2).

Il calore è stato smaltito per mezzo di un chiller, raffreddato ad aria, il quale è stato controllato nel suo setpoint dal software di controllo dell'intero impianto, per ottimizzare il suo funzionamento nel sistema di prova.

Come visibile nella figura 2.8.2, il calore generato dall'elettronica dell'inverter Hitachi è stato convogliato e veicolato dal fluido termovettore del sistema idraulico a mezzo di una piastra in serie al condensatore 1.

Di seguito è riportata un'immagine del sistema idraulico della camera di test.



Figura 2.8.3 – Circuito idraulico della camera di test.

2.9. Strumenti di misura

Tabella 2.9.1 – Sensori di temperatura.

Sensori di temperatura	
PTC:	
Range	-50÷100 °C
Grado di protezione	IP67
PT100:	
Range	-50÷200 °C
Precisione	classe DIN-B secondo normative DIN-IEC751
Grado di protezione	IP67
PT1000 immersione:	

Campo di lavoro	-30÷150°C
Precisione	±0.5°C a 25°C ±1,0°C da -30°C a 90°C (±1,0 a 120°C - ±1,7 da -30 a +150°C)
Costante di tempo in aria	in aria ferma 100 s in acqua 10 s
Sensore temperatura	Pt1000 di classe B
Grado di protez. elemento sensibile	IP67

Tabella 2.9.2 – Sensori di pressione.

Sensori di pressione	
Trasduttori di pressione raziometrici:	
Alimentazione	4,5÷5,5 Vdc
Condizioni di funzionamento	-40÷120°C
Uscite	0,5÷4,5 Vdc
Precisione	±1,2% intervallo
Errore di temperatura	±0,013% /°C
Grado di protezione	IP65
Trasduttori di pressione piezoresistivi:	
Alimentazione	8÷28 Vdc ±20%
Condizioni di funzionamento	-40÷135 °C
Precisione	±4% FS
Grado di protezione	IP65

Tabella 2.9.3 - Sensori di RH.

Sensori di RH/T	
Sonde da condotta:	
Alimentazione	12÷24 Vac +/-10% o 8÷32 Vdc (min-max)
Sensore Temperatura	NTC 10KΩ a 25 °C
Umidità	Sensore Capacitivo
Segnale uscita	Seriale RS485 Trasmissione misure di temperatura ed umidità con protocollo: CAREL supervisore o ModBus Temperatura: Range di riferimento -30,0°C÷+70,0°C Umidità: Range di riferimento 0,0%rh÷99,9%r
Grado di protezione contenitore	IP55

Tabella 2.9.4 - Sensori di portata massica.

Sensori di portata Coriolis Micromotion	
Coriolis Micromotion - Misura di liquidi	
Flusso massimo	2720 kg/h
Accuratezza	0,5%
Ripetibilità	0,25%

Coriolis Micromotion - Misura di gas	
Flusso massimo	Funzione della pressione
Accuratezza	1 %
Ripetibilità	0,5%

Tabella 2.9.5 - Sensori di potenza elettrica.

Misuratori di energia	
Gavazzi power meter	
Classe di misura	Class 1 (kWh) Class 2 (kvarh)
Accuratezza di misura	±0.5 F.S. (current/voltage)
Misure effettuate	VLL, VLN, A, Amax, An, Admd, Admd max, VA, VAdmd, VAdmd max, W, Wdmd, Wdmd max, WL1-WL2-WL3 max, var, PF, PFL1-PFL2-PFL3 min, Hz, ASY
Comunicazione dello strumento	RS422/485/RS232 communication port (MODBUSRTU), iFIX SCADA compatibility

Tabella 2.9.6 – Schede DAQ.

Schede di acquisizione dati	
National Instruments USB 6218	
Numero di canali	32 SE/16 DI
Frequenza di campionamento	250 kS/s
Risoluzione	16 bits
Campionamento simultaneo	No
Intervallo massimo di tensione	-10..10 V
Intervallo di accuratezza	2.69 mV
Sensibilità di intervallo	91.6 µV
Intervallo minimo di tensione	-200..200 mV
Intervallo di accuratezza	0.088 mV
Sensibilità di intervallo	4.8 µV
Numero di intervalli	4
Memoria su scheda	4095 campionamenti

2.10. Strumenti di controllo

L'elettronica di controllo dell'impianto consta di 17 regolatori PID in rete fra loro e facenti capo ad un software centralizzato scritto in LabVIEW. Tutta la parte elettronica è quindi stata messa in supervisione su un applicativo installato su un PC, a sua volta visto da remoto. Tale software in LabVIEW ha avuto funzioni di lettura e salvataggio dati e di controllo su tutto l'apparato impiantistico, compreso il chiller, il gruppo di condizionamento della camera climatica, il compressore a inverter e la centrale frigorifera.

2.11. Strumenti software di acquisizione dati

La parte software è stata sviluppata in LabVIEW all'interno dell'area R&D di Carel S.p.A., riguardo a:

1. acquisizione dati/immagini;

2. controllo dell'impianto di prova;
3. controllo della centrale di refrigerazione;
4. controllo compressore.

3. PROVE SPERIMENTALI

3.1. Introduzione

Sono state condotte delle prove sperimentali per confrontare le prestazioni energetiche delle due tipologie di banchi frigoriferi. Il confronto è stato condotto prendendo come riferimento i dati reali di consumo elettrico dello scroll Hitachi e i consumi teorici di alcuni compressori di tipo commerciale.

Per ciò che concerne la parte riguardante i dati dei compressori commerciali, si sono impiegate le forme polinomiali fornite dai produttori degli stessi, attraverso i software:

1. Copeland Selection 7.10;
2. Bitzer Software 5.1.1.

Le forme polinomiali sono date con le condizioni della norma EN12900:

1. 10 [K] surriscaldamento gas aspirazione;
2. 0 [K] sottoraffreddamento del liquido.

3.2. Metodologia di confronto

Il confronto è avvenuto fra il compressore prodotto da Hitachi e trenta altri disponibili nel mercato, prodotti dalle succitate aziende.

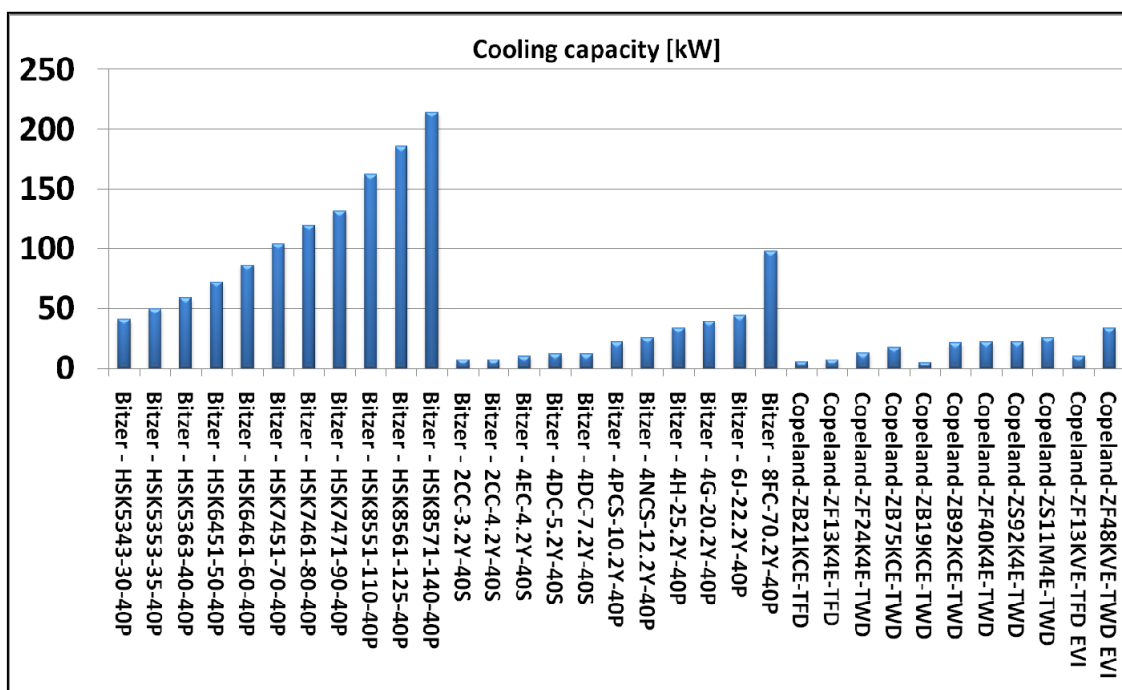


Figura 3.2.1 – Dati nominali compressori di confronto.

Possiamo dividere tali compressori in tre gruppi:

1. 10 compressori a pistoni;
2. 10 compressori scroll;
3. 10 compressori a vite.

Il confronto è stato attuato rispettando le regole descritte nel seguito.

Ogni singola prova sperimentale si è svolta in quarantotto ore per inglobare l'effetto di più cicli di sbrinamento e le relative perdite energetiche.

Condizioni di taratura d'inizio prova sul condensatore:

1. Per il confronto energetico si sono fissate uguali condizioni iniziali di condensazione, regolate da un anello d'acqua. Le condizioni al condensatore sono state mantenute uguali per entrambi i cicli frigoriferi considerando il banco con compressore a bordo a frequenza fissata di 40 [Hz], per tener conto della diversità del sistema di raffreddamento nelle due applicazioni.
2. La condensazione è stata valutata in condizioni invernali pari a 25 [°C], primaverili/autunnali pari a 35 [°C] e infine estive, pari a 45 [°C].

Il sistema tradizionale centralizzato è stato pensato condensato ad aria e l'acqua del relativo anello di condensazione ha avuto lo scopo di simulare più condizioni di temperatura ambiente esterna. Il sistema decentralizzato è stato pensato condensato ad acqua, con un'unità esterna aria/acqua per il rigetto del calore di condensazione. Il sistema pensato è raffreddato ad acqua perché ciò offre la possibilità di lavorare per la maggior parte dell'anno a basse pressioni di condensazione, svincolando così la temperatura saturata del refrigerante interno al condensatore dalla temperatura dei locali di vendita. Nei tradizionali banchi frigoriferi con compressore a bordo, il condensatore è raffreddato direttamente dall'aria del locale interno. Nel circuito in prova, l'anello d'acqua ha avuto lo scopo di simulare il circuito idraulico reale.

La taratura di uguali pressioni di condensazione a 40 [Hz] deriva da ipotesi di equivalenza con dei classici impianti in dotazione alle strutture commerciali. Si noti che all'aumentare della frequenza dell'inverter, in fase di regolazione (durante la prova), corrisponde il dovuto innalzamento della pressione di condensazione, mentre vale il viceversa con l'abbassamento della stessa. La frequenza del compressore è legata alla temperatura di condensazione del refrigerante a sua volta legata in modo inscindibile alle condizioni climatiche atmosferiche. È chiaro che a parità di resa richiesta dal mobile frigorifero, la frequenza di controllo del compressore diminuirà con la temperatura dell'aria esterna.

Condizioni di taratura d'inizio prova sull'evaporatore:

1. Il banco frigorifero con compressore a bordo non ha alcun tipo di regolazione della pressione d'evaporazione, infatti, tale valore flotta durante il funzionamento. Tali variazioni sono causate dal regime di rotazione e dal grado di brinamento della batteria, oltre che dalla pressione di condensazione.
2. Nell'impianto centralizzato, l'evaporazione è controllata e tenuta a un valore desiderato nel collettore di aspirazione.
3. Lo sbrinamento è temporizzato con cadenza temporale pari a otto ore.

Lo sbrinamento è stato sincronizzato fra i due banchi frigoriferi per valutare l'eventuale valore di riduzione di consumi energetici fra le due tecnologie e non sui possibili cicli di defrosting risparmiati, per non coinvolgere nell'analisi troppe variabili che avrebbero complicato le conclusioni.

È importante ricordare comunque che in molti supermercati la logica temporizzata riscontra ancor oggi un elevato grado di popolarità per la semplicità della sua gestione.

Nello sbrinamento dei due banchi frigoriferi è previsto un “dripping time” per assicurare l’assenza di gocce d’acqua sopra la superficie dell’evaporatore nella fase di pull-down.

La centrale frigorifera remota è stata valutata con le temperature di evaporazione di:

1. T evaporazione = -5 [°C];
2. T evaporazione = -10 [°C];
3. T evaporazione = -15 [°C].

Le tre differenti evaporazioni sono state utilizzate per permettere di tracciare le curve di un eventuale risparmio energetico.

Condizioni in camera climatica.

Per simulare le condizioni all’interno dei locali operativi dei banchi frigoriferi si sono considerati due stati dell’aria interna alla camera di prova:

1. T ambiente 18 °C e UR al 50%;
2. T ambiente 24 °C e UR al 50%.

Tali condizioni rispecchiano i limiti dei valori riscontrabili generalmente negli ambienti commerciali.

Semplificazioni.

1. Le potenze elettriche dei ventilatori del condensatore remoto e del dry-cooler non sono considerate ai fini del confronto energetico.
2. Non si considerano le perdite di carico nelle linee di aspirazione del gruppo centralizzato e quindi le conseguenti perdite energetiche.
3. Non si considera la potenza delle pompe del circuito chiuso d’acqua della linea di condensazione dei banchi frigo.
4. Sono esclusi i consumi di luci, serrande motorizzate ed elettrovalvole di equipaggiamento agli espositori refrigerati.

Le precedenti assunzioni non sono penalizzanti per la valutazione in atto. Inoltre non è stato considerato che nelle linee centralizzate di un supermercato si possono riscontrare anche surriscaldamenti di 30÷40 [K].

Potenze.

Per la potenza elettrica e frigorifera dell’impianto con compressore a bordo del banco frigorifero ci si è riferiti rispettivamente alle misure di:

1. un wattmetro per la potenza elettrica assorbita dal sistema compressore/elettronica di controllo;
2. un misuratore massico ad effetto Coriolis che fornisce la portata di massa da moltiplicare per il salto entalpico del refrigerante (R404A).

Il sistema di acquisizione dati possiede la parte analitica dei diagrammi p-h dei refrigeranti, quindi calcola in tempo reale la forma del ciclo frigorifero sviluppato dalla macchina, con precisione sia sulle variabili nella zona di surriscaldamento sia in quelle della zona di sottoraffreddamento, a sinistra della curva del liquido saturo. Il ciclo è aggiornato una volta al secondo dalla lettura dei sensori di pressione e temperatura immersi nel fluido refrigerante.

Per ciò che riguarda la capacità frigorifera del sistema centralizzato è stata misurata direttamente sul banco di confronto con il metodo precedente. La potenza elettrica invece è stata valutata attraverso le forme polinomiali fornite dai costruttori opportunamente interfacciate con la lettura dei sensori nella motocondensante esterna.

Esse sono state modificate come spiegato nel seguito.

La potenza elettrica ottenuta è stata moltiplicata per il rapporto delle densità, rispettivamente quella reale in aspirazione e quella a surriscaldamento standard, dato dalla norma EN12900.

$$P_{el}(T_{ev}, T_{cond}, SH) = P_{el}(T_{ev}, T_{cond}, SH_{EN12900}) \times \frac{\rho(p_{ev}, T_{ev}, SH)}{\rho(p_{ev}, T_{ev}, SH_{EN12900})} \quad \text{Eq. 3.2.1}$$

Tale accorgimento serve per compensare la differenza di surriscaldamento sull'impianto in prova, rispetto al dato di norma.

Tali densità sono in diretta relazione con la lettura della pressione e temperatura del vapore aspirato dal gruppo centralizzato, eseguita con la frequenza di 1 [Hz].

Una diminuzione della densità, rispetto allo standard EN12900 delle forme polinomiali, comporta una diminuzione della potenza elettrica calcolata per il compressore di confronto e viceversa per gli aumenti della stessa grandezza.

Il calcolo della potenza frigorifera totale, del compressore di confronto, è agevole dopo il calcolo della sua portata elaborata:

$$\frac{dm}{dt}(T_{ev}, T_{cond}, SH) = \frac{dm}{dt}(T_{ev}, T_{cond}, SH_{EN12900}) \times \frac{\rho(T_{ev}, SH)}{\rho(T_{ev}, SH_{EN12900})} = \frac{dV}{dt} \times \rho(T_{ev}, SH) \quad \text{Eq. 3.2.2}$$

Il salto entalpico è pari a quello letto nell'evaporatore dell'espositore frigorifero alimentato da sistema centralizzato, come nella Eq. 3.2.3:

$$Q(T_{ev}, T_{cond}, SH, SBC) = \frac{dV}{dt} \times \rho(T_{ev}, SH) \times [h(T_{ev}, p_{ev}, SH) - h(p_{cond}, T_{cond}, SBC)] \quad \text{Eq. 3.2.3}$$

Le grandezze calcolate:

1. potenza elettrica;
2. portata di massa;
3. potenza frigorifera;

del compressore di confronto, sono i valori simulati per una centrale frigorifera commerciale.

La potenza elettrica consumata dal singolo banco però, è determinata dalla portata di refrigerante utilizzata.

Per tal motivo dobbiamo calcolare la frazione di potenza elettrica che la centrale frigorifera destina al singolo espositore tramite una ripartizione proporzionale del tipo seguente:

$$P_{el}(T_{ev}, T_{cond}, SH)_{banco} = P_{el}(T_{ed}, T_{cond}, SH)_{nominale} \times \frac{\left. \frac{dm}{dt} \right|_{\text{sensore Coriolis}}}{\left. \frac{dm}{dt} \right|_{\text{nominale}}} \quad \text{Eq. 3.2.4}$$

Il rapporto evidenzia la frazione di portata di massa letta dal sensore Coriolis posto all'inizio nella linea del liquido refrigerante del banco e la quota totale (nominale) elaborata dal compressore di confronto.

3.3. Confronti energetici

I casi elencati di seguito espongono i risultati ottenuti direttamente dalle prove sperimentali e il loro valore evidenzia la riduzione dei consumi percentuale di un sistema con compressori DC-Inverter a bordo dei banchi rispetto ai sistemi centralizzati tradizionali. La prima fase considera la convenienza energetica dei compressori scroll DC-Inverter nel caso di ridotto carico termico in ingresso agli espositori, con temperature basse dell'ambiente di vendita, pari a 18 [°C]. La seconda fase considera la convenienza energetica dei compressori scroll DC-Inverter nel caso di un carico termico in ingresso agli espositori più elevato del precedente, con temperature relativamente alte dell'ambiente di vendita, pari a 24 [°C]. Per brevità si riportano solo i casi limite invernale ed estivo.

Il primo grafico per i compressori a vite è inerente ai risultati ottenuti nelle condizioni di:

1. compressore a vite;
2. temperatura ambiente dei locali di vendita pari a 18 [°C];
3. umidità relativa ambiente dei locali di vendita pari a 50 [%];
4. temperatura di condensazione iniziale di 25 [°C].

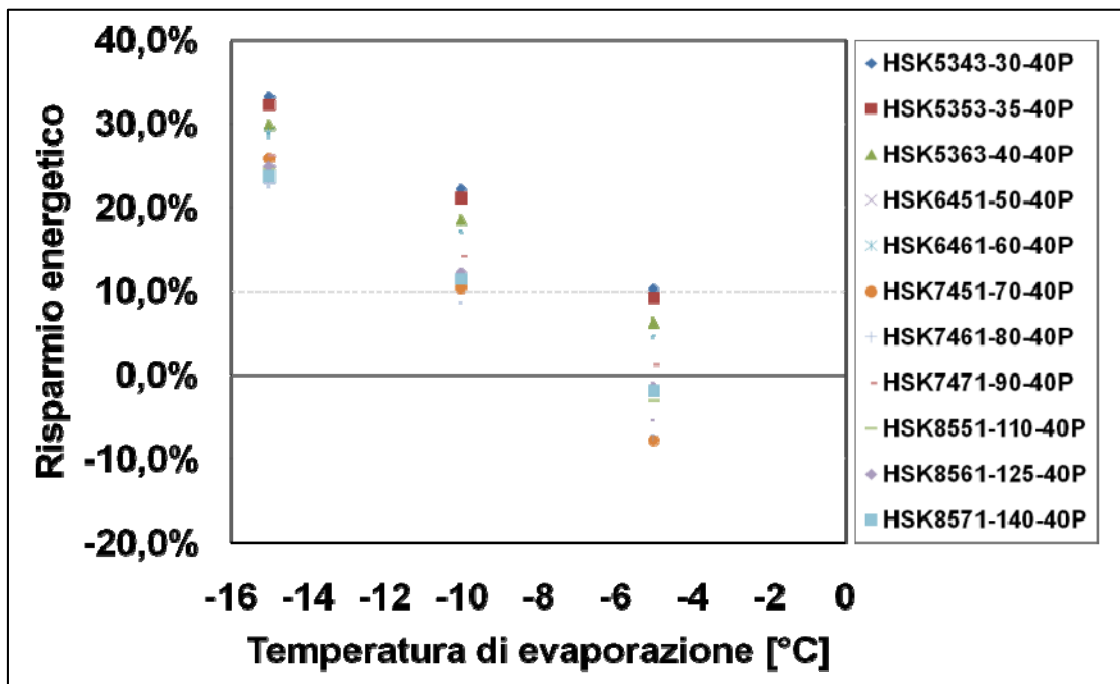


Figura 3.3.1 – Dati di confronto 1.

Il secondo grafico per i compressori a vite è inerente ai risultati ottenuti nelle condizioni di:

1. compressore a vite;
2. temperatura ambiente dei locali di vendita pari a 18 [°C];
3. umidità relativa ambiente dei locali di vendita pari a 50 [%];
4. temperatura di condensazione iniziale di 45 [°C].

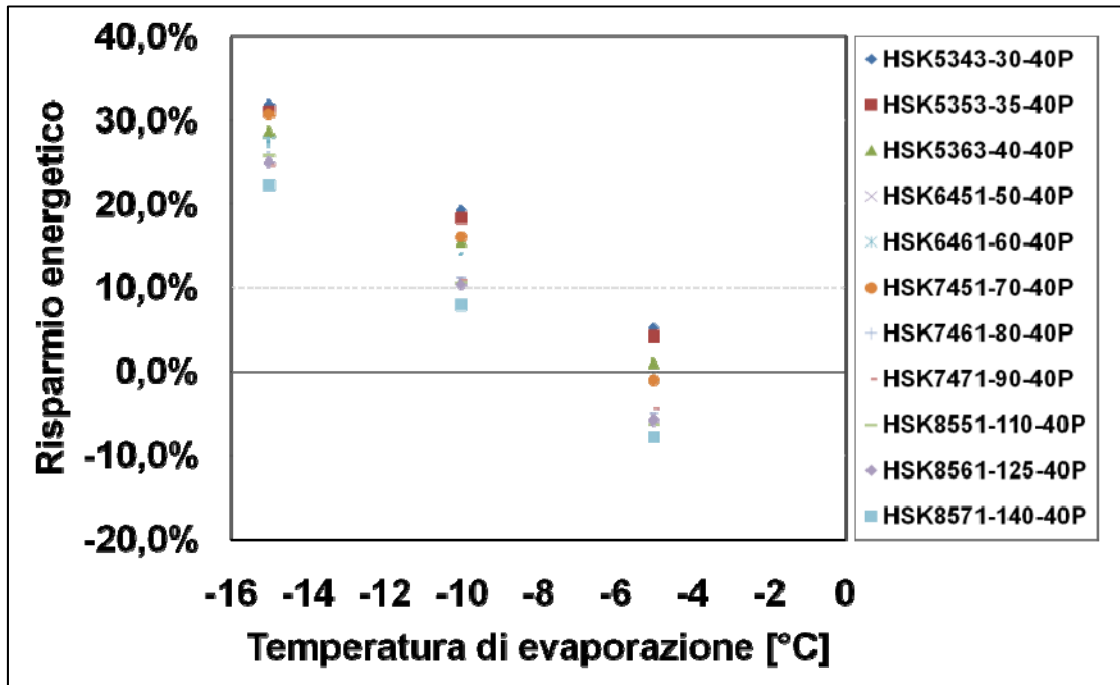


Figura 3.3.2 – Dati di confronto 2.

La serie di prove mostra una zona interessante che si sviluppa fra le temperature di evaporazione comprese mediamente fra i -15÷-7[°C].

In tale condizione è possibile realizzare, secondo le regole di confronto attuate, una visibile riduzione dei consumi rispetto ai casi centralizzati.

Al crescere della condensazione, il vantaggio del compressore a inverter si riduce lievemente per opera dell'aumento della frequenza media di funzionamento.

Segue il confronto con i compressori a pistoni.

Il primo grafico per i compressori a pistoni è inerente ai risultati ottenuti nelle condizioni di:

1. compressore a pistoni;
2. temperatura ambiente dei locali di vendita pari a 18 [°C];
3. umidità relativa ambiente dei locali di vendita pari a 50 [%];
4. temperatura di condensazione iniziale di 25 [°C].

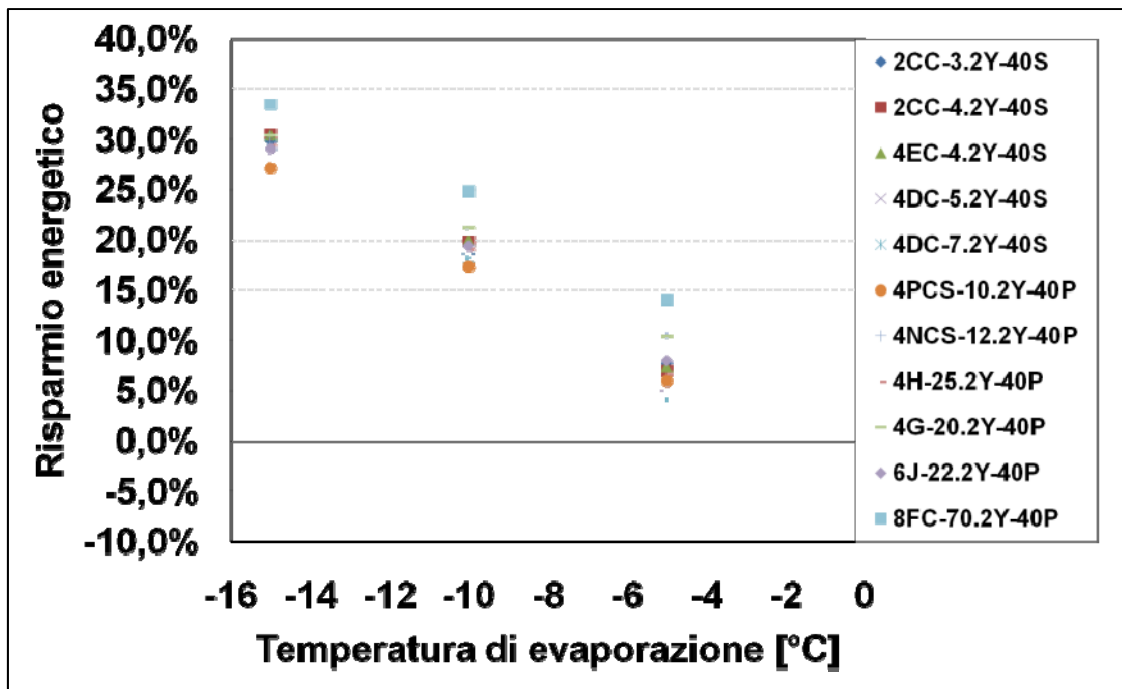


Figura 3.3.3 – Dati di confronto 3.

Il secondo grafico per i compressori a pistoni è inerente ai risultati ottenuti nelle condizioni di:

1. compressore a pistoni;
2. temperatura ambiente dei locali di vendita pari a 18 [°C];
3. umidità relativa ambiente dei locali di vendita pari a 50 [%];
4. temperatura di condensazione iniziale di 45 [°C].

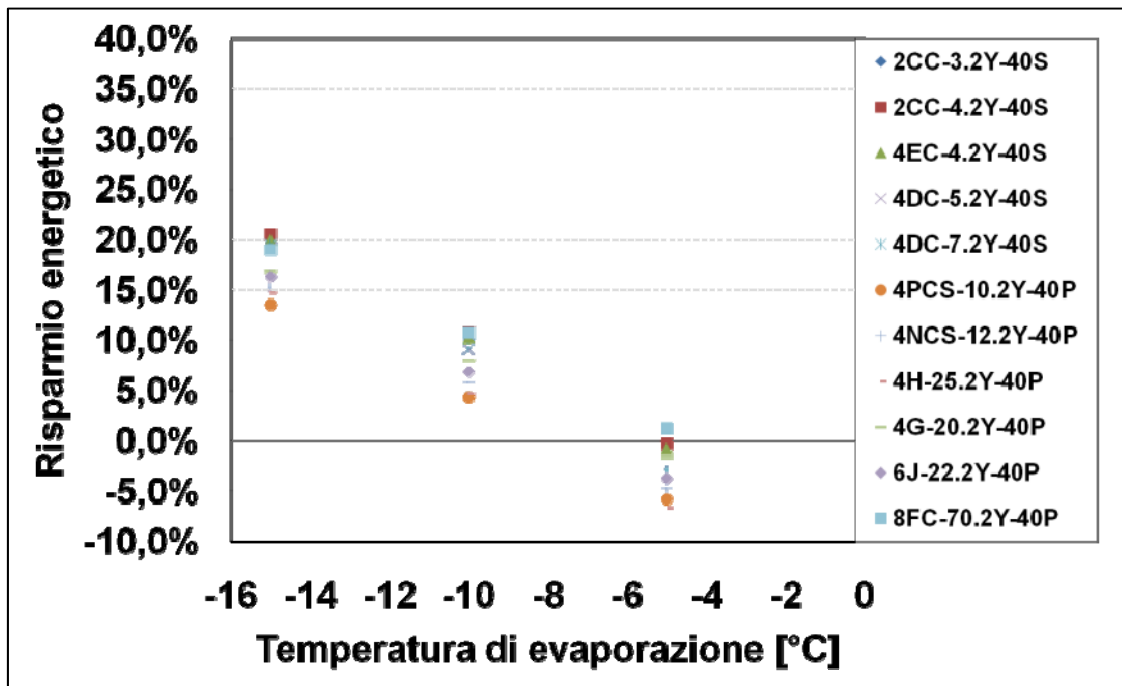


Figura 3.3.4 – Dati di confronto 4.

La serie di prove mostra anche in questo caso una zona interessante che coinvolge le temperature di evaporazione comprese fra i -15÷-5 [°C].

Nel caso di compressori a pistoni però, al crescere della condensazione diminuisce il campo di convenienza dei compressori DC-Inverter in modo più sensibile che nei compressori a vite. A basse pressioni sul condensatore i vantaggi sono di entità piuttosto elevata. Con le alte pressioni di condensazione invece, non sembra ci siano risparmi energetici degni di considerazione.

Segue il confronto con i compressori scroll.

Il primo grafico per i compressori scroll è inerente ai risultati ottenuti nelle condizioni di:

1. compressore scroll;
2. temperatura ambiente dei locali di vendita pari a 18 [°C];
3. umidità relativa ambiente dei locali di vendita pari a 50 [%];
4. temperatura di condensazione iniziale di 25 [°C].

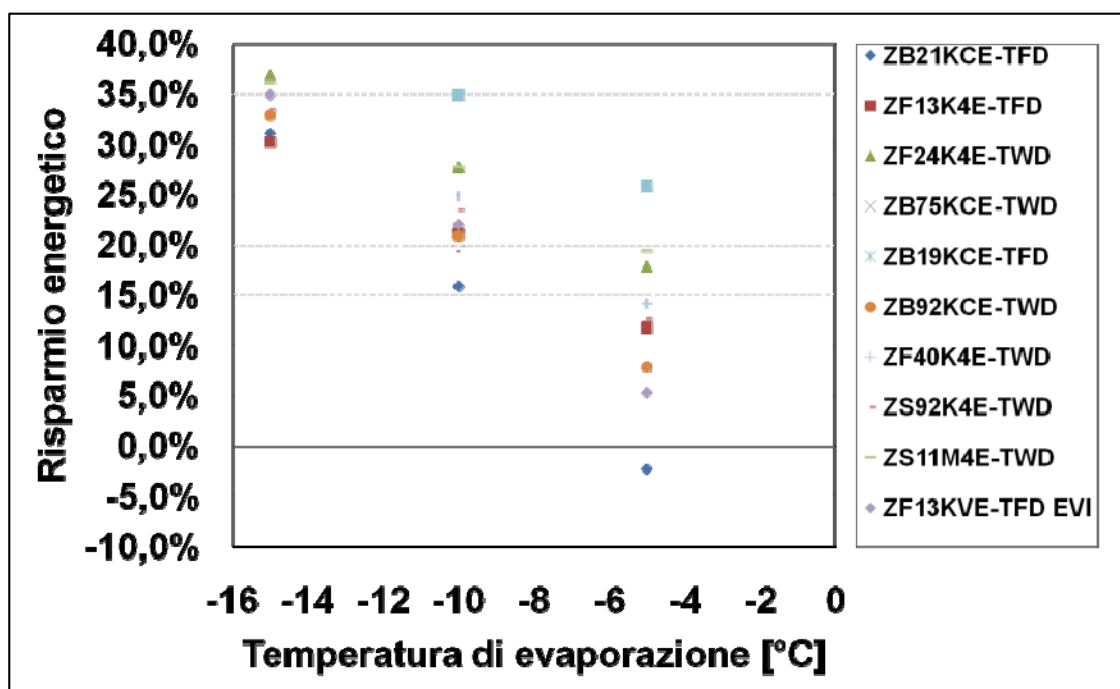


Figura 3.3.5 – Dati di confronto 5.

Il secondo grafico per i compressori scroll è inerente ai risultati ottenuti nelle condizioni di:

1. compressore scroll;
2. temperatura ambiente dei locali di vendita pari a 18 [°C];
3. umidità relativa ambiente dei locali di vendita pari a 50 [%];
4. temperatura di condensazione iniziale di 45 [°C].

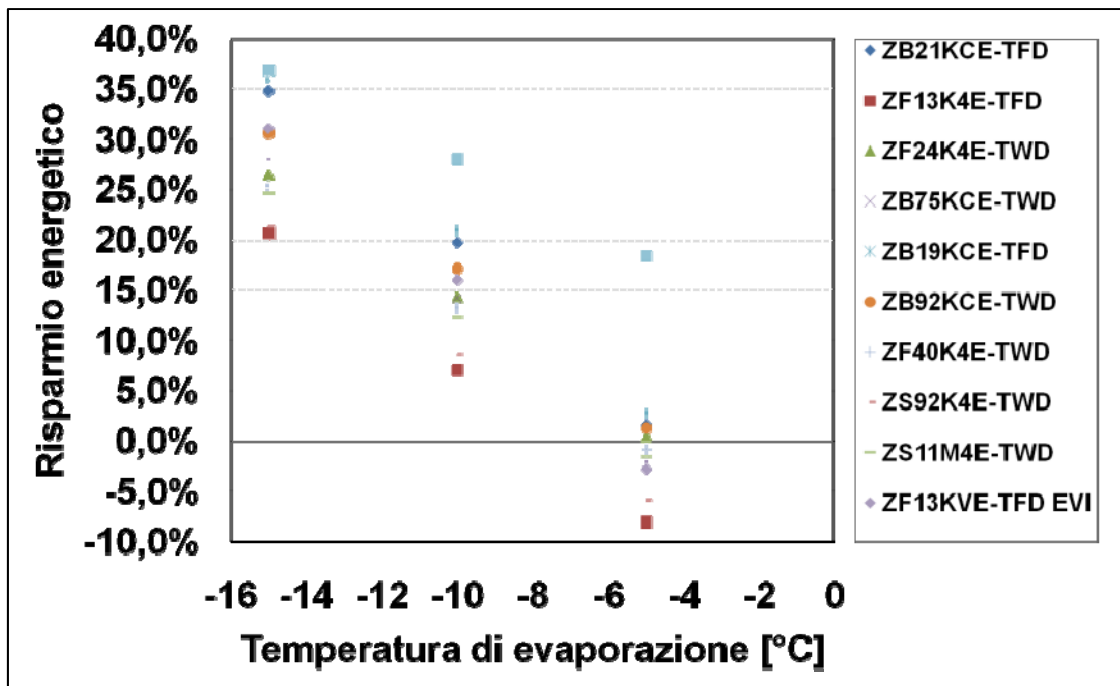


Figura 3.3.6 – Dati di confronto 6.

Nel confronto con compressori scroll si nota che la convenienza energetica ha una risposta composta da risultati molto frastagliati.

Il caso interessante riguarda la condizione di bassa temperatura di condensazione, la quale sembra ben favorire quest'applicazione.

La prova in alta temperatura di condensazione mostra un brusco abbassamento della quota inerente al vantaggio, fino ad annullare ogni convenienza per temperature di evaporazione sopra i -7 [°C].

Questa nuova sezione confronta i risultati ottenuti con camera calda, in altre parole con una temperatura degli ambienti di vendita condizionati pari a 24 [°C].

Il primo grafico per i compressori a vite è inerente ai risultati ottenuti nelle condizioni di:

1. compressore a vite;
2. temperatura ambiente dei locali di vendita pari a 24 [°C];
3. umidità relativa ambiente dei locali di vendita pari a 50 [%];
4. temperatura di condensazione iniziale di 25 [°C].

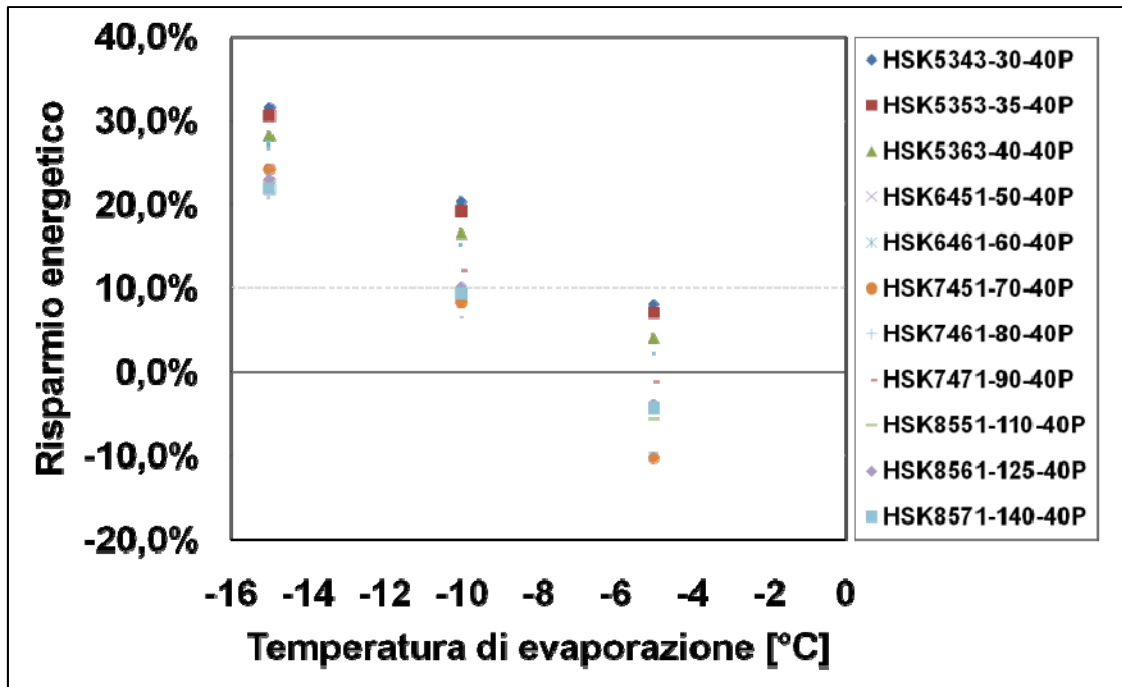


Figura 3.3.7 – Dati di confronto 7.

Il secondo grafico per i compressori a vite è inerente ai risultati ottenuti nelle condizioni di:

1. compressore a vite;
2. temperatura ambiente dei locali di vendita pari a 24 [°C];
3. umidità relativa ambiente dei locali di vendita pari a 50 [%];
4. temperatura di condensazione iniziale di 45 [°C].

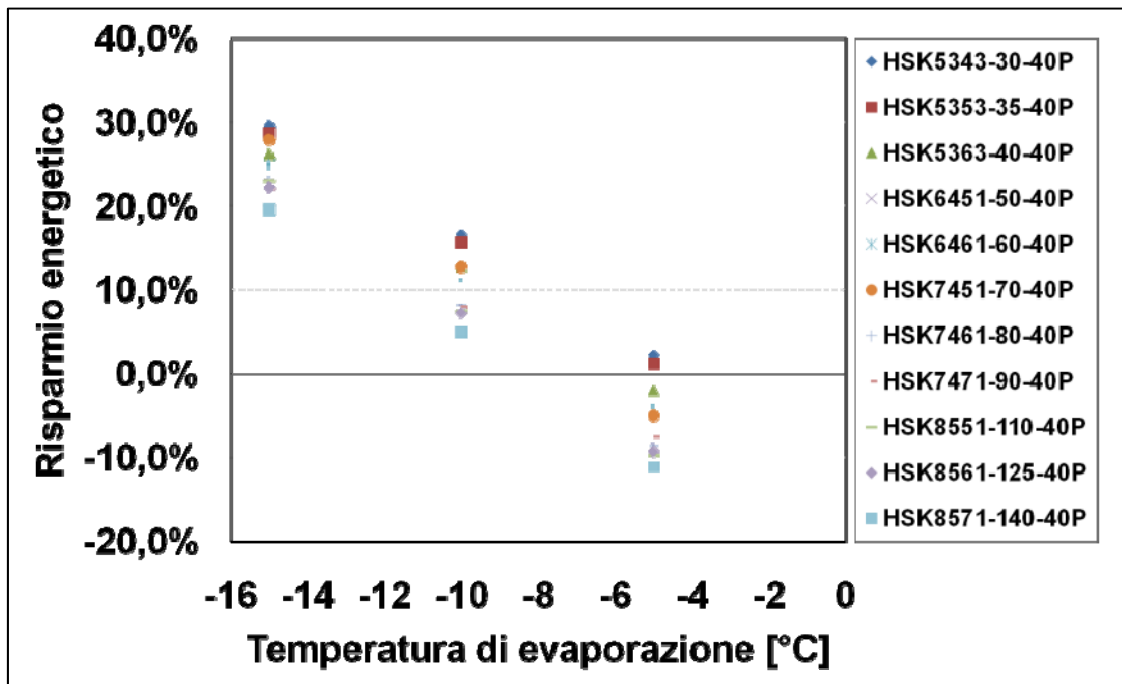


Figura 3.3.8 – Dati di confronto 8.

Valgono le considerazioni fatte per la temperatura ambiente di 18 [°C]. In questo caso però il guadagno energetico riscontrato è minore, poiché il compressore a inverter opera frequenza media di funzionamento maggiore per via della maggiore temperatura dei locali e quindi del maggior fabbisogno di resa frigorifera.

Segue il confronto con i compressori a pistoni.

Il primo grafico per i compressori a pistoni è inerente ai risultati ottenuti nelle condizioni di:

1. compressore a pistoni;
2. temperatura ambiente dei locali di vendita pari a 24 [°C];
3. umidità relativa ambiente dei locali di vendita pari a 50 [%];
4. temperatura di condensazione iniziale di 25 [°C].

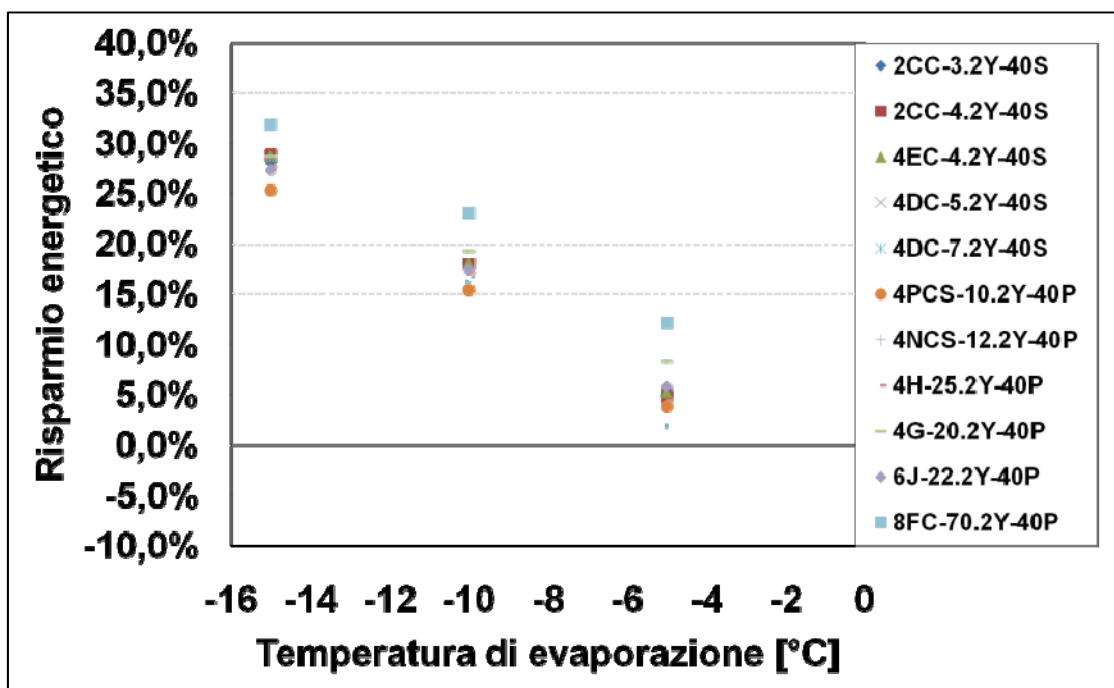


Figura 3.3.9 – Dati di confronto 9.

Il secondo grafico per i compressori a pistoni è inerente ai risultati ottenuti nelle condizioni di:

1. compressore a pistoni;
2. temperatura ambiente dei locali di vendita pari a 24 [°C];
3. umidità relativa ambiente dei locali di vendita pari a 50 [%];
4. temperatura di condensazione iniziale di 45 [°C].

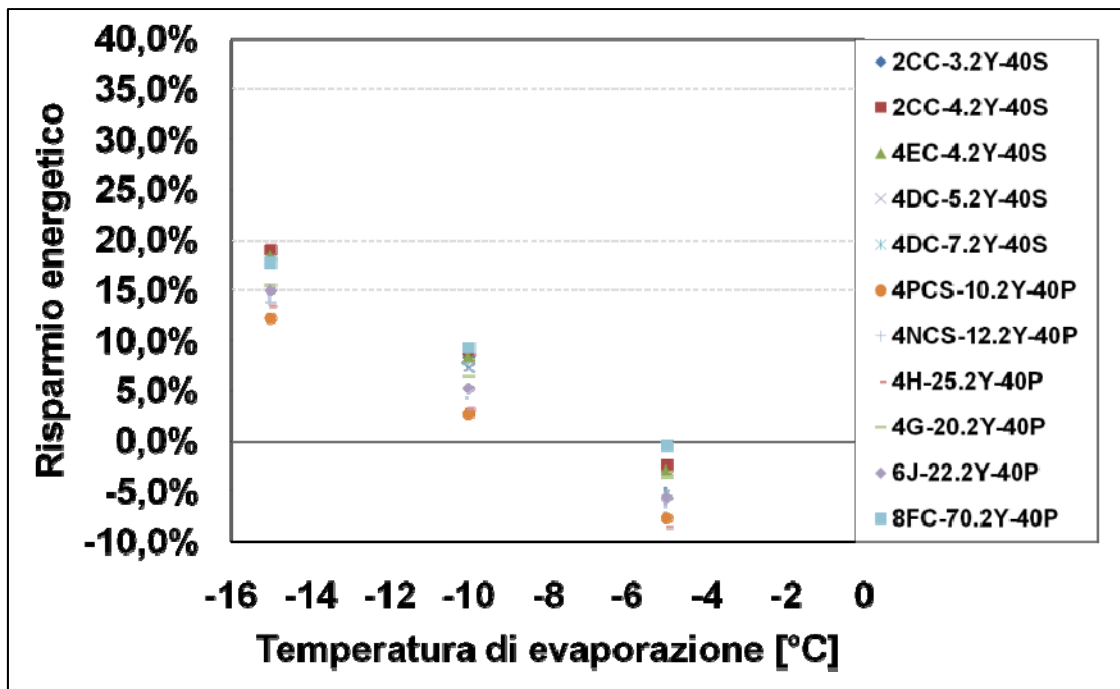


Figura 3.3.10 – Dati di confronto 10.

In questo caso, come il precedente, il guadagno energetico riscontrato è minore che nel caso di locali a 18 [°C], poiché il compressore a inverter opera ad una frequenza media di funzionamento maggiore.

Segue il confronto con i compressori scroll.

Il primo grafico per i compressori scroll è inerente ai risultati ottenuti nelle condizioni di:

1. compressore scroll;
2. temperatura ambiente dei locali di vendita pari a 24 [°C];
3. umidità relativa ambiente dei locali di vendita pari a 50 [%];
4. temperatura di condensazione iniziale di 25 [°C].

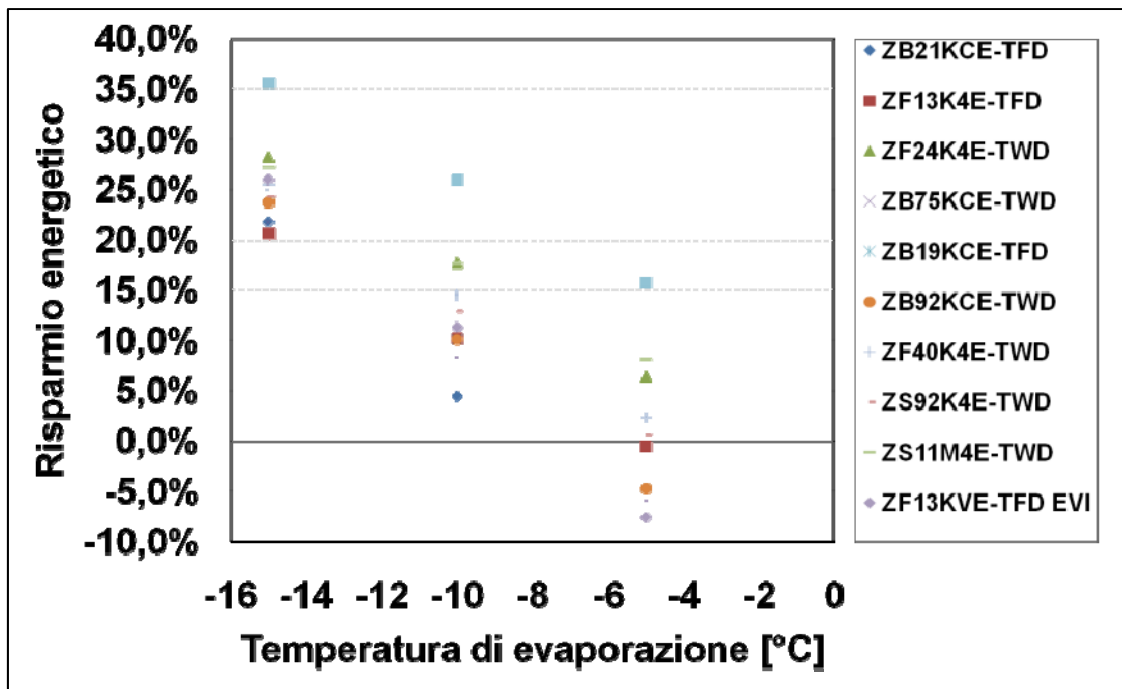


Figura 3.3.11 – Dati di confronto 11.

Il secondo grafico per i compressori scroll è inerente ai risultati ottenuti nelle condizioni di:

1. compressore scroll;
2. temperatura ambiente dei locali di vendita pari a 24 [°C];
3. umidità relativa ambiente dei locali di vendita pari a 50 [%];
4. temperatura di condensazione iniziale di 45 [°C].

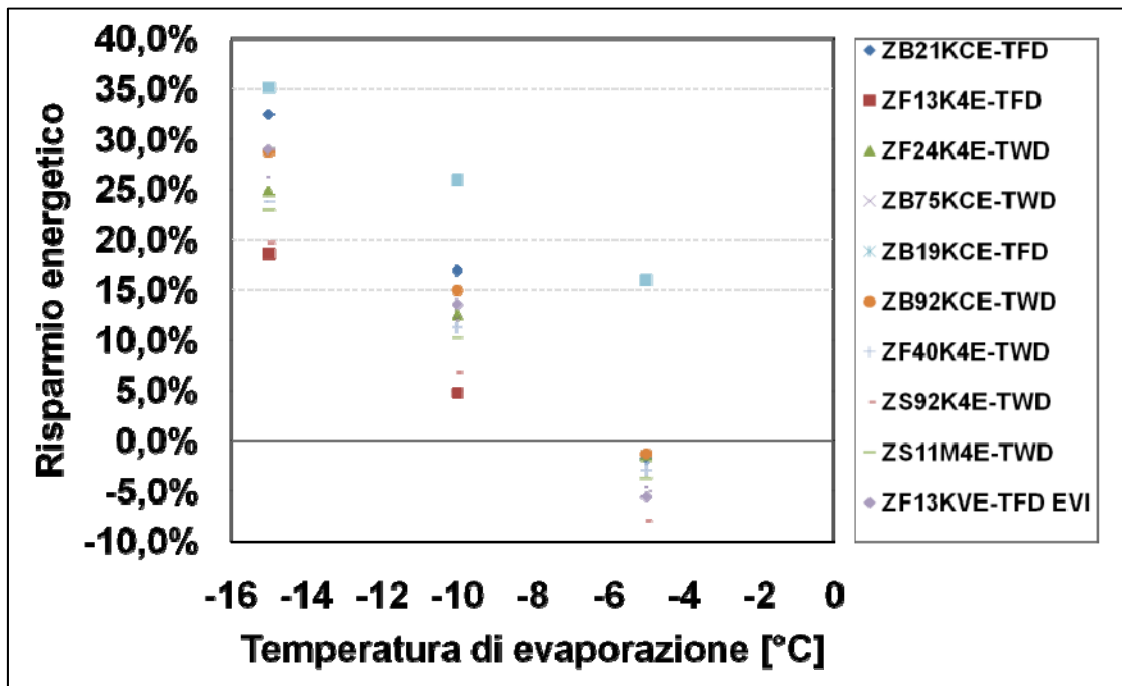


Figura 3.3.12 – Dati di confronto 12.

Nel caso di compressori scroll, il vantaggio riscontrato è scarsamente influenzato dalla temperatura dei locali di vendita nel caso di alta temperatura di condensazione del refrigerante.

3.4. Osservazioni sulla dinamica di regolazione delle valvole di espansione del refrigerante

Valvola meccanica TXV.

La valvola in dotazione al banco alimentato da sistema centralizzato ha mostrato instabilità di regolazione nella fase di pull-down, a parità di surriscaldamento impostato nell'evaporatore alimentato da valvola di espansione a comando elettrico. In caso di ridotto carico frigorifero sul banco, l'elevata vivacità di apertura chiusura ha mostrato frequenti fenomeni di hunting.

Valvola elettronica EEV.

Il controllo con EEV ha evidenziato tempi di risposta brevi e controllo ottimale del surriscaldamento anche in fase di regolazione di frequenza dell'inverter.

3.5. Osservazioni sulla dinamica di regolazione dell'iniezione di liquido in spirale del compressore scroll DC-Inverter

Nelle condizioni testate l'iniezione di liquido comandata dal termostato in lettura sullo scarico del compressore, non è mai intervenuta.

4. IL SOFTWARE DI CONTROLLO DEL COMPRESSORE

4.1. Introduzione

Per gestire e assicurare il rispetto delle temperature nel volume refrigerato è importante controllare in modo ottimale l'apparato destinato alla generazione del freddo. La gestione del ciclo frigorifero, nella versione commerciale del prodotto realizzato, è fatta per mezzo di software installati su hardware robusti già consolidati come diffusione nel mercato.

4.2. L'applicativo

La gestione software ha interessato sia gli apparati del circuito di refrigerazione sia quelli del banco frigorifero.

I primi riguardano:

1. Inverter;
2. Valvole a solenoide;
3. Sicurezze.

I secondi riguardano:

1. Luci;
2. Serrande per la chiusura notturna e festiva del banco.

Gestione delle valvole a solenoide per il controllo del flusso di refrigerante.

Quando dal loop di regolazione è richiesta la resa frigorifera al compressore, in condizione di partenza da spento e con valvole chiuse, è seguita la seguente procedura a livello software:

1. È aperta la valvola di by-pass che cortocircuita il compressore per il tempo necessario all'equalizzazione del circuito (default 60 [s]), con compressore spento. Quest'operazione è necessaria per assicurare l'avviamento del compressore. In tale situazione una valvola di non ritorno installata fra il compressore e il condensatore assicura che non avvengano ritorni di liquido verso il volume interno della macchina. Il liquido potenzialmente può generare schiume d'olio e queste potrebbero uscire dal tubo di mandata. Tale condizione assicura una differenza di pressione nulla ai capi del compressore. Il bypass deve essere ben installato per non permettere fuoriuscite d'olio spinto dalla forte depressurizzazione della carcassa del compressore (in caso questa sia in pressione dalla precedente attività).
2. A circuito equalizzato, è chiusa la valvola di bypass, avviato il compressore e aperta l'alimentazione di liquido verso l'evaporatore. Da questo punto, tramite l'informazione fornita da una sonda NTC sistemata sullo scarico del compressore, è fornito il controllo logico dell'iniezione di liquido in spirale, realizzato attraverso un tubo capillare e un'elettrovalvola a comando termostatico elettronico. Questa valvola rimane chiusa fino alla temperatura massima di scarico, impostata sul controller a un valore deciso dal costruttore (110 [°C] - default 100 [°C]).
3. È fornito il consenso all'apertura della valvola elettronica di espansione EEV con un ritardo, rispetto all'avvio del compressore, per permettere allo stesso di svuotare parzialmente l'evaporatore e generare così una salita veloce del segnale di surriscaldamento che in seguito passa sotto il controllo dell'EEV. A

tal punto la valvola elettronica stabilizza in tempi molto rapidi il surriscaldamento del refrigerante riportando il sistema valvola/evaporatore in condizioni ottimali di funzionamento.

Allo spegnimento del compressore le valvole solenoidi (alimentazione/iniezione di liquido) e la valvola elettronica sono chiuse immediatamente per evitare possibili allagamenti dell'evaporatore.

Gestione della valvola d'iniezione di liquido comandata dalla temperatura di mandata del compressore.

È gestita con una logica a gradino, con setpoint e differenziale in base alla temperatura di mandata del compressore (apertura al superamento del setpoint e chiusura con temperatura inferiore a setpoint+differenziale). Il controller di sistema gestisce un allarme di alta temperatura di mandata e se tale grandezza rimane sopra il setpoint per un certo tempo, il compressore è fermato per non compromettere l'integrità del circuito.

Tempistiche del compressore.

Il compressore può avere un massimo di accensioni orarie pari a sei per default (dato imposto dal costruttore). Il tempo medio minimo fra due accensioni successive è di dieci minuti.

Il tempo minimo di accensione è di cinque minuti. Questo parametro dice in modo implicito che non è consigliabile un'attacca/stacca della macchina, per motivi d'integrità del compressore. Ciò suggerisce di andare a modulare il sistema a frequenza bassa quando il fabbisogno di resa diventa ridotto. Non bisogna nemmeno tenere acceso il compressore impropriamente per troppo tempo, per non scendere con la temperatura del volume servito sotto i valori di setpoint, tanto da deteriorare i prodotti esposti, poiché potrebbero essere irrimediabilmente compromessi.

Il tempo minimo di spegnimento della macchina è impostato con un minimo di tre minuti, per prepararlo alla successiva ripartenza.

Avviamento del compressore.

Per un certo tempo dalla partenza del compressore, impostabile dall'utente (minimi 60 [s] - default 120 [s]), lo stesso deve funzionare con un limite superiore di 3000 [RPM].

In realtà nelle prove fatte, tale velocità è stata ridotta a 1500 [RPM].

Dopo tale forzatura, il controllo della frequenza passa sotto la diretta gestione di un algoritmo PID.

$$m_{\text{inverter}} = K_p \times (S - S_{\text{set}}) + K_I \times \int_0^t (S - S_{\text{set}}) dt + K_D \times \frac{d(S - S_{\text{set}})}{dt} \quad \text{Eq. 4.2.1}$$

Dove:

- m_{inverter} : frequenza inverter;
- K_p : costante proporzionale del PID;
- K_I : costante proporzionale del PID;
- K_D : costante proporzionale del PID;
- S : segnale processato;
- S_{set} : valore di setpoint.

Il resto della simbologia, compresi gli operatori d'integrazione e di derivazione hanno chiaro significato.

È possibile accelerare il compressore con il massimo valore di derivata del segnale di frequenza, pari a:

$$\left. \frac{\partial f}{\partial t} \right|_{\max} = 2,217 \left[\frac{\text{Hz}}{\text{s}} \right] \quad \text{Eq. 4.2.2}$$

È interessante soffermarsi su un particolare della regolazione di velocità del compressore. L'inverter possiede un'elettronica di proprietà del produttore e questa è resa inaccessibile a terzi. Quest'elettronica riceve via bus la frequenza desiderata dal controller di sistema, ma non la esegue in modo incondizionato. Infatti, le rampe di velocità sono gestite interamente dal firmware dell'inverter, il quale processa le richieste del controller esterno e le fa eseguire al sistema inverter/motore nel modo più congeniale allo stesso. Probabilmente ciò è imputabile a limiti dettati dall'inerzia del rotore, il quale con brusche accelerazioni della frequenza del vettore campo magnetico potrebbe perdere la sincronia con lo statore.

È possibile che la temperatura dell'aria scenda per brevi periodi sotto il setpoint senza che questo comporti uno spegnimento del compressore; questo per evitare che oscillazioni attorno ad esso causino interruzioni non necessarie. Per tale motivo, intorno al setpoint è prevista una banda morta. Eventuali fluttuazioni sono mitigate dal PID.

Loop di regolazione del compressore.

Si tratta di una regolazione con setpoint e banda centrata.

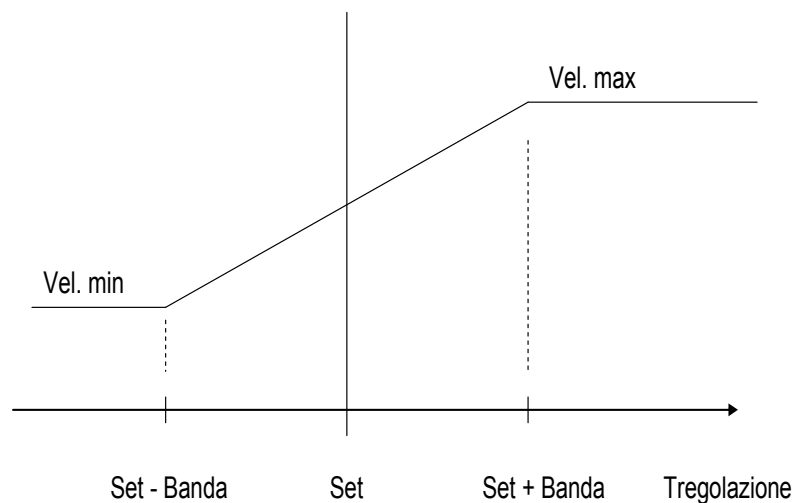


Figura 4.2.1 – Regolazione.

La sonda di regolazione è quella della temperatura di mandata dell'aria (default). Questa grandezza è stata usata anche nelle prove per i motivi di stabilità di regolazione già discussi.

Il compressore si spegne quando la temperatura di regolazione scende sotto il setpoint differenziale impostato e contemporaneamente la velocità del compressore è al minimo (1500 [RPM]).

Il compressore può essere spento anche dalla logica del PID quando nel ciclo si scende sotto la temperatura minima ammissibile.

Regolazione all'interno dell'involucro del compressore.

Durante la regolazione è calcolato e verificato in tempo reale il punto di funzionamento del compressore in coordinate di temperatura satura ($T_{ev}; T_{cond}$), in quanto è necessario controllare che esse siano all'interno dell'involuppo fornito dal costruttore (figura 2.6.1).

Nel caso in cui le condizioni di lavoro spingano la macchina all'esterno dell'area ammissibile, in precedenza specificata e valida per l'intero campo di frequenza, è attuata una procedura di sicurezza che modifica la risposta del compressore, tentando di rientrare all'interno dell'involuppo stesso.

Se tali condizioni permangono, è segnalato un allarme ed è interrotta la regolazione.

È permanentemente calcolato il termine:

$$m_{envelope} = K_p \times (S - S_{set}) + K_I \times \int_0^t (S - S_{set}) dt + K_D \times \frac{d(S - S_{set})}{dt} \quad \text{Eq. 4.2.3}$$

Dove:

- $m_{envelope}$: differenza di frequenza;
- K_p : costante proporzionale del PID;
- K_I : costante proporzionale del PID;
- K_D : costante proporzionale del PID;
- S : segnale processato;
- S_{set} : limite dell'involuppo nella specifica condizione.

Tale grandezza ha una magnitudo pari a zero in caso di funzionamento nell'area ammissibile.

Tale termine è aggiunto all'output prima specificato:

$$m_{inverter} = K_p \times (S - S_{set}) + K_I \times \int_0^t (S - S_{set}) dt + K_D \times \frac{d(S - S_{set})}{dt} + m_{envelope} \quad \text{Eq. 4.2.4}$$

Questa condizione serve per far superare al circuito frigorifero eventuali situazioni critiche momentanee, favorendo in tal modo la continuità di servizio e interrompendo solo quando la situazione di pericolo non cessa in tempi sopportabili dal compressore.

In caso di condizioni fuori dall'involuppo, la protezione del compressore avrà la priorità sulla regolazione della temperatura dell'aria che potrà permanere poco sopra o sotto il setpoint a tempo indeterminato.

Anche in questo caso gli allarmi di bassa e alta temperatura potranno essere utilizzati per non deteriorare le derrate conservate, al permanere di condizioni critiche per il compressore.

4.3. Ipotesi e possibili relazioni fra la frequenza e il ritorno dell'olio

Bisogna valutare attentamente il fatto che in bassa frequenza e alta temperatura di condensazione l'olio potrebbe accumularsi sulle pareti superiori dei tubi orizzontali dell'evaporatore, le quali rimangono lambite solo dal vapore a bassa velocità e in cui il liquido non riesce ad arrivare per motivi di conformazione fluidodinamica. Tale conformazione fluidodinamica avviene perché alle basse frequenze del compressore, l'evaporatore elabora una portata di massa specifica bassa per effetto delle elevate sezioni del tubo. Il flusso a tal punto tende a stratificarsi.

Ciò sembra a primo avviso un punto di riflessione per l'uso prolungato di basse frequenze e condizioni di compressore sempre acceso.

Il ritorno dell'olio al compressore non dipenderebbe quindi solo da fattori puramente meccanici, ma anche dalla logica applicata dal controller della macchina. Per tal motivo, si potrebbero prevedere dei cicli periodici di lavaggio dell'evaporatore, con conseguente ritorno dell'olio nel volume in alta pressione dello scroll.

Tali cicli potrebbero essere attuati spegnendo il compressore per pochi minuti e tenendo i ventilatori del mobile accesi per assicurare una minima quantità di freddo restituito dalla capacità termica della batteria. Facendo ripartire il compressore dopo questa "pausa forzata", il banco frigorifero avrebbe un naturale ciclo di pull-down con un conseguente picco di frequenza del compressore, per cui l'olio sarebbe riportato nuovamente alla sua naturale destinazione.

Tale ritorno è essenziale, poiché l'olio serve a:

1. ridurre le perdite per trafileamento del refrigerante, infatti l'olio opera come una tenuta meccanica;
2. lubrificare i componenti per ridurre l'attrito.

5. MODELLAZIONE FISICA/NUMERICA DEI COMPONENTI FRIGORIFERI DEL CIRCUITO A BORDO DELL'ESPOSITORE

5.1. Compressore

5.1.1. Introduzione

I compressori a inverter suscitano un forte interesse perché offrono un controllo continuo della capacità frigorifera, una riduzione dell'emissione acustica, ridotte vibrazioni, correnti di spunto di molto basse, una veloce regolazione di temperatura dell'ambiente controllato, operando con elevate frequenze nella fase di pull-down e parzializzati nel seguito, con conseguente riduzione del salto di pressione all'interno del circuito, grazie anche al sovradimensionamento "virtuale" degli scambiatori. Tale situazione crea i presupposti per ottenere elevati COP.

La variabile che genera il maggior interesse è la temperatura di evaporazione, la quale aumenta al diminuire della frequenza di rotazione della macchina. Negli espositori refrigerati MT, si può addirittura ottenere un innalzamento di temperatura di parte dell'evaporatore, a un livello superiore allo zero, e operare in tal modo con temperature positive sulle alette, sbrinando in modo naturale parte della batteria. Con questo non s'intende dire che tale processo sia sempre positivo, infatti, si potrebbe avere una solidificazione con impaccamento di ghiaccio dovuto al bagnamento e alla successiva solidificazione della brina allorquando si verificasse una improvvisa accelerazione del compressore. Una brusca ripartenza in frequenza della macchina potrebbe essere dovuta a perturbazioni del campo di temperatura dell'aria, causate dal caricamento del mobile con le derrate alimentari o dalla rottura della lama d'aria da parte degli utenti.

Nel considerare i vantaggi energetici di un compressore a inverter, non bisogna dimenticarsi che esso è equipaggiato con dell'elettronica di potenza e quindi quest'ultima comporta una quota di dissipazione di calore sui dispositivi a transistor. Tale considerazione è correlata alla necessità di inglobare le perdite dell'inverter nel consuntivo dell'energia elettrica e quindi nei valori istantanei di potenza assorbita. Questa quota è stata considerata nel rendimento globale del compressore.

Altre perdite dell'inverter sono dovute alla distorsione di campo dovuta alla tensione non proprio sinusoidale, ma è noto che tali dissipazioni sono irrilevanti per frequenze di comando dei transistor superiori ad 1 [kHz]. Nel caso in esame, la frequenza di commutazione è 0,8 [kHz].

Un'altra importante considerazione riguarda la variazione dei rendimenti nel campo di frequenza del compressore. Operare con un compressore modulabile ad alta frequenza per la quasi totalità del tempo significa andare incontro a condizioni non vantaggiose rispetto ai tradizionali compressori a velocità fissa. Sembra quindi non conveniente aumentare la frequenza meccanica al sol fine di ridurre l'ingombro della macchina. Il vantaggio dei compressori a inverter dotati di motore brushless è di operare il più possibile in bassa frequenza, in modo tale da sfruttare appieno l'effetto dell'elevata temperatura di evaporazione.

Per i compressori a bordo dei banchi frigoriferi con raffreddamento centralizzato del condensatore si considera anche la condizione di condensazione flottante, determinata dagli effetti stagionali, e ciò permette di operare con:

- ✓ scambiatori a basso salto termico con i fluidi secondari;

- ✓ minore rapporto di compressione sul compressore;
- ✓ minori frequenze di pilotaggio.

Per valutare i vantaggi dal punto di vista teorico, confrontati con altri possibili sistemi destinati alla refrigerazione commerciale, è necessario avere modelli accurati per l'attuazione dei confronti energetici.

Questa sezione tenta di adempiere proprio tale necessità.

Sono molte le semplificazioni introdotte nel modello realizzato, soprattutto per la circolazione dell'olio e degli stati che esso può assumere. L'olio, infatti, non è entrato come elemento a far parte del modello. Non si considerano quindi le condizioni in cui l'olio tenderebbe a separarsi e precipitare in fase solida.

Il minimo valore di temperatura testato per il modello del compressore è $T_{ev} = -20$ [°C]. Il modello analitico del compressore utilizzato prevede che il limite massimo di temperatura di scarico sia limitato a valor fisso, con temperatura impostabile (nelle simulazioni usata a 100 [°C]). Non si considerano quindi gli effetti dell'iniezione di liquido se non con la forzatura del valore della temperatura di scarico.

5.1.2. Coefficiente isentropico

Il lavoro di compressione di un processo adiabatico è minimo se isentropico. In caso contrario il lavoro speso per la compressione è maggiore. A tal proposito possiamo valutare il rendimento isentropico come il rapporto fra il lavoro ideale e quello reale misurato in fase di compressione del gas, considerando trascurabile lo scambio termico del refrigerante con le spirali:

$$\eta_{is} = \frac{L_{id}}{L_{re}} \quad \text{Eq. 5.1.2.1}$$

È possibile considerare tale rapporto, nel caso ci sia iniezione di liquido in spirale per raffreddare i gas di scarico, con la scomposizione delle compressioni in serie.

Nella refrigerazione, in espositori MT, l'iniezione di liquido in spirale interviene solo in condizioni critiche. Nelle normali condizioni di funzionamento l'elettrovalvola del capillare d'iniezione è sempre chiusa.

Nel modello sviluppato l'iniezione di liquido non è stata presa in esame nel rendimento isentropico se non per la minore temperatura di scarico indotta dall'apertura del capillare d'iniezione.

$$T_{scarico} = \min(T_{scarico}; 100) \quad \text{Eq. 5.1.2.2}$$

5.1.3. Coefficiente della politropica di compressione

Il coefficiente "n" della politropica appare nella seguente forma analitica:

$$p \times v^n = \text{costante} \quad \text{Eq. 5.1.3.1}$$

$$p_{in} \times v_{in}^n = p_{out} \times v_{out}^n$$

5.1.4. Rendimento globale del sistema compressore/inverter

Il rendimento globale del sistema compressore/inverter è stato valutato considerando il salto entalpico del sistema e la potenza elettrica assorbita totale, compresa quella spesa degli organi di regolazione.

La potenza elettrica assorbita contiene anche le perdite dell'inverter ed i relativi controlli elettronici poiché tali componenti fanno parte della macchina e non possono essere scissi al fine del funzionamento. Questo compressore, infatti, non può funzionare con la tensione della rete industriale per via della smagnetizzazione che subirebbe il rotore, ma solo ed esclusivamente pilotato dalla sua elettronica di potenza.

$$\eta_g = \frac{(h_{out,re} - h_{in,re}) \times \frac{dm}{dt}}{P_{el,compressor} + P_{el,inverter} + P_{el,controller}} \quad \text{Eq. 5.1.4.1}$$

La potenza assorbita dalle elettrovalvole, dalle luci del mobile e dalla motorizzazione delle serrande notturne non è compresa in questo rendimento.

5.1.5. Rendimento volumetrico

Il rendimento volumetrico del compressore è stato valutato dal rapporto della portata massica elaborata (measured) dal compressore e la portata teorica sviluppata a una determinata frequenza dal cilindro equivalente.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{measured}}{\rho(T, p) \times V_{cyl} \times f} \quad \text{Eq. 5.1.5.1}$$

$$\rho(T, p) = \rho(T_{suction} + \Delta T_{SH,inner}, p_{suction} - \Delta p_{inner}) \quad \text{Eq. 5.1.5.2}$$

I termini di surriscaldamento interno e perdita di pressione interna al compressore sono stati valutati a livello teorico:

1. il surriscaldamento interno del refrigerante, prima della compressione, è posto pari a zero poiché il tubo che porta il vapore in spirale, dall'esterno del compressore, è di lunghezza risibile;
2. la perdita di pressione del vapore è stata considerata con l'equivalente lunghezza di tubo/curve; anche in questo caso però è di trascurabile entità.

In realtà, il rendimento volumetrico dovrebbe contenere anche la portata di refrigerante iniettata dal capillare, pilotata dalla temperatura dello scarico:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{misurata} + \dot{m}_{liquido,capillare}}{\rho(T, p) \times V_{cil} \times f} \quad \text{Eq. 5.1.5.3}$$

La portata del liquido iniettato in spirale non è stata considerata nel modello. La portata del capillare è stata però stimata tramite il seguente modello numerico, di cui si riporta sia l'espressione matematica sia la forma tabellare (Guida AICARR 2005 – Refrigerazione).

Le condizioni al contorno sono date dal produttore del compressore. Il caso di calcolo è quello inerente ai fluidi alogenati.

Si calcola la portata critica del capillare di riferimento, lungo 3 [m] e con diametro pari a 1 [mm]:

$$\dot{m}_{cr} = a_0 + a_1 \times p_i + a_2 \times p_i^2 \quad \text{Eq. 5.1.5.4}$$

Il valore di pressione che compare è riferito all'ingresso del capillare e i coefficienti a_i , sono quelli dati per fluidi alogenati.

I coefficienti sono in funzione del sottoraffreddamento:

$$a_i = \sum_{j=1}^n (b_j \times SBC^j) \quad \text{Eq. 5.1.5.5}$$

Si è valutato il fattore di flusso (funzione di lunghezza e diametro del capillare) e quindi si è moltiplicato questo fattore per la portata critica precedente, ottenendo così la portata massica del generico capillare.

$$\Theta = b_0 \times L^{b_1} \quad \text{Eq. 5.1.5.6}$$

I coefficienti b_i , sono dati in funzione del diametro ϕ :

$$b_i = \sum_{j=1}^n (c_j \times \Phi^j) \quad \text{Eq. 5.1.5.7}$$

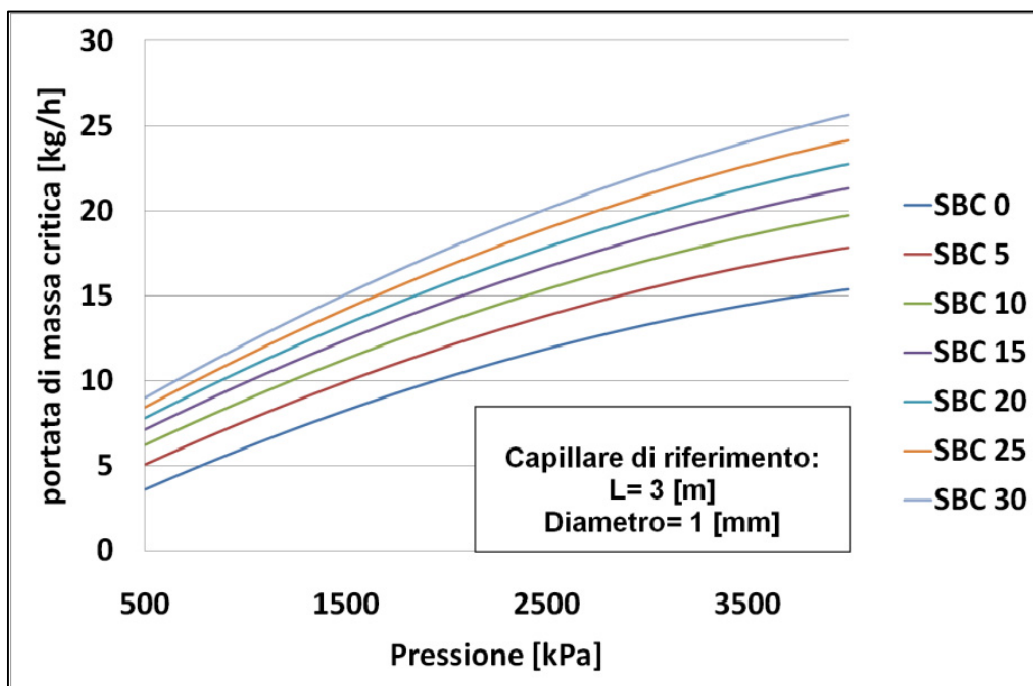


Figura 5.1.5.1 – Portata di massa critica del capillare di riferimento in deflusso critico.

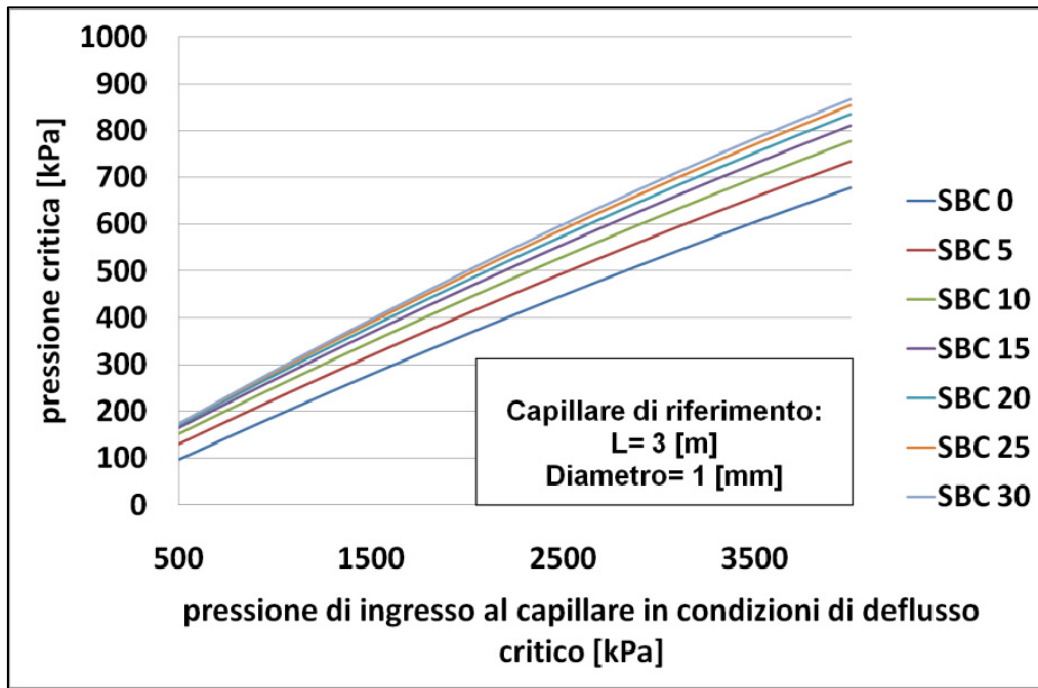


Figura 5.1.5.2 – Pressione critica del capillare di riferimento.

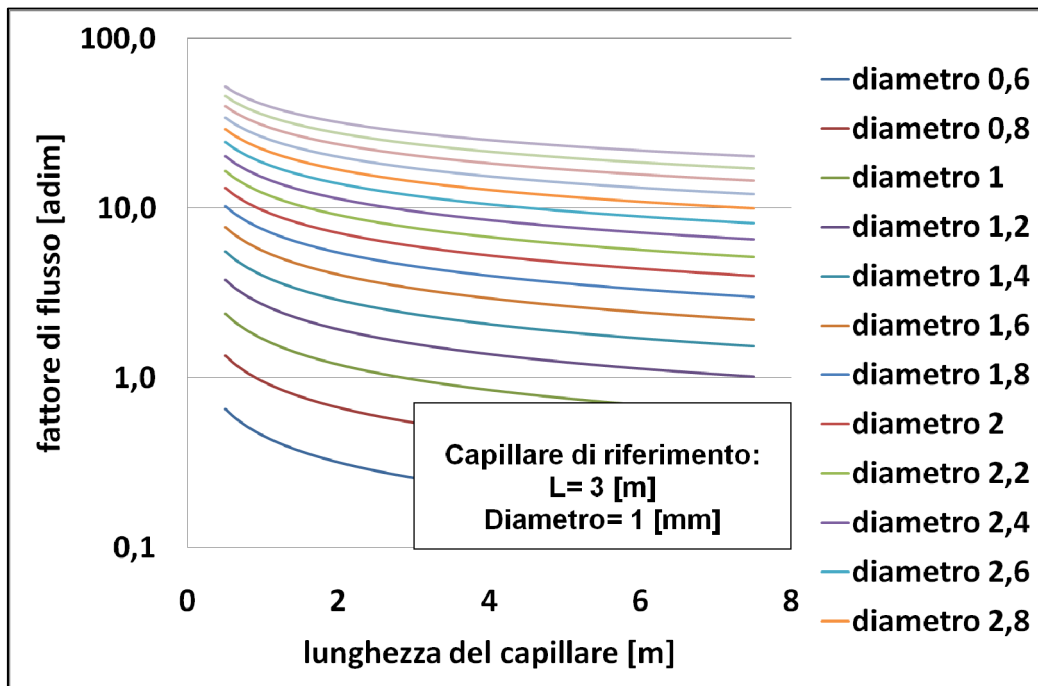


Figura 5.1.5.3 – Fattore di flusso del capillare.

Si è valutata a tal punto la pressione critica, per vedere se l'uscita del capillare è in condizioni superiori o inferiori a questa grandezza.

$$p_{cr} = a_0 + a_1 \times p_i + a_2 \times p_i^2 \tag{Eq. 5.1.5.8}$$

In tal espressione i coefficienti a_i , sono dipendenti ancora da SBC:

$$a_i = \sum_{j=1}^n (b_j \times SBC^j) \quad \text{Eq. 5.1.5.9}$$

La pressione di scarico del capillare è superiore alla pressione critica individuata e quindi è necessario correggere la portata da esso elaborata per un opportuno coefficiente di riduzione:

$$\Theta_p = b_0 \times L^{b_1} \quad \text{Eq. 5.1.5.10}$$

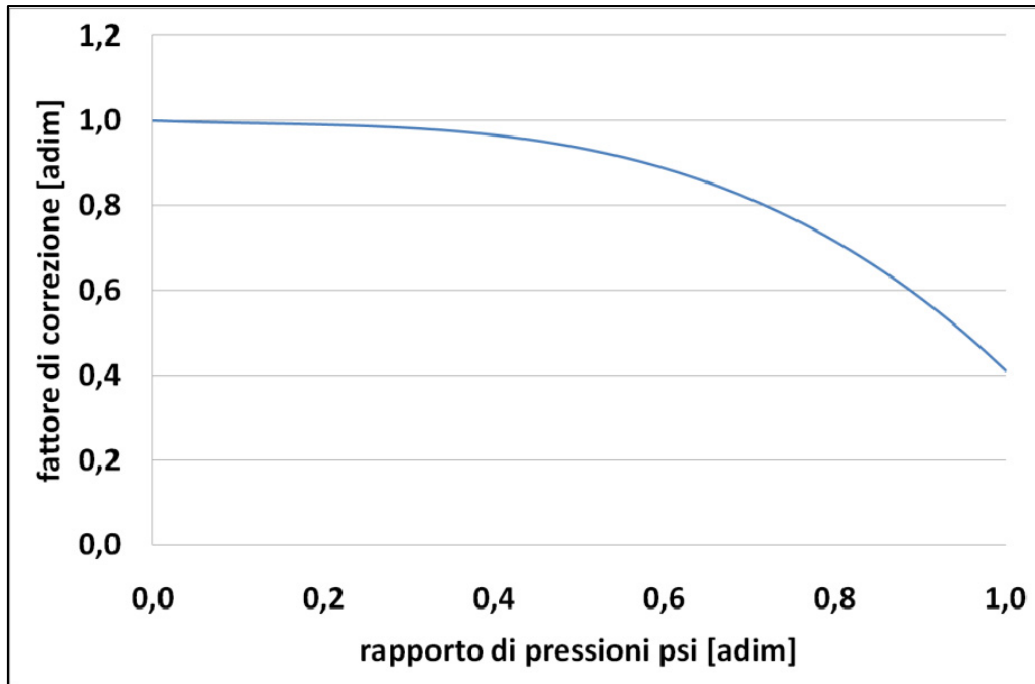


Figura 5.1.5.4 – Fattore di correzione della portata critica.

I coefficienti b_i , sono dati in funzione del diametro ϕ :

$$b_i = \sum_{j=1}^n (c_j \times \Phi^j) \quad \text{Eq. 5.1.5.11}$$

Se la pressione critica è più bassa dell'effettiva pressione di evaporazione, allora la portata erogata dal capillare sarà minore.

La nuova portata di massa è ottenuta da quella critica moltiplicata per un coefficiente correttivo dato da:

$$\Psi = \frac{P_u - P_{cr}}{P_i - P_{cr}} \quad \text{Eq. 5.1.5.12}$$

In cui i pedici indicano:

- ✓ i: ingresso;
- ✓ u: uscita;
- ✓ cr: critica.

Tali valori sono riferiti alle pressioni in gioco ai capi del tubo di espansione.

Alla fine della procedura si è ottenuta una portata di progetto del capillare di 2,65 [g/s].

È da notare che tale valore assume valori bassi poiché il capillare è collegato all'uscita del ricevitore di liquido da un capo e dall'altro in una posizione intermedia della spirale.

Il valore diventa rilevante percentualmente alle basse frequenze, dove in un mobile MT però, non sarà mai attivata l'iniezione.

5.1.6. Modello del compressore

Il modello termico del compressore tiene conto della potenza meccanica trasferita al fluido, del carico endogeno e delle dispersioni di calore dello chassis, come descritto da Elson (2006).

I seguenti termini sono stati considerati per il bilancio energetico:

1. potenza meccanica trasferita al fluido;
2. q_R : potenza scambiata dal refrigerante;
3. q_O : potenza scambiata dall'olio;
4. q_I : potenza endogena generata dal motore e dagli attriti meccanici;
5. q_S : potenza dispersa dalla carcassa.

Per semplificare il problema, si sono fatte le seguenti assunzioni:

1. q_O è stato ignorato;
2. q_R all'aspirazione è stato ignorato;
3. all'interno del compressore è stato considerato solo il fluido refrigerante puro;
4. gli attriti meccanici sono stati ignorati.

La potenza sviluppata all'interno, è stata valutata solo nella quota prodotta per effetto Joule dalle resistenze statoriche:

$$q_I = \sum_{i=1}^N (R \times I^2)_i \quad \text{Eq. 5.1.6.1}$$

Dove N indica il numero delle fasi (N=3).

Il calore disperso dallo chassis è stato valutato secondo la differenza di temperatura fra la propria superficie e l'aria interna al fono-box, in cui è stato segregato il compressore. Questo dato è stato valutato nelle prove di laboratorio. Il coefficiente convettivo esterno alla carcassa è stato considerato di valore costante.

La temperatura della carcassa è stata approssimata alla temperatura di scarico del refrigerante.

$$q_S = \alpha_{chassis} \times A_{chassis} \times (T_{chassis} - T_{inner_box}) \quad \text{Eq. 5.1.6.2}$$

La potenza elettrica totale è divisa nei seguenti termini:

1. potenza assorbita dal compressore;
2. potenza dissipata dal inverter;
3. potenza assorbita dall'elettronica di controllo.

Conoscendo il salto entalpico ai capi del compressore, è stato possibile stimare i contributi del carico endogeno, delle dispersioni e della potenza trasferita al fluido.

È stato espresso il lavoro ideale isentropico come:

$$L_{id} = -\frac{\frac{c_p(T,p)}{c_v(T,p)} - 1}{\frac{c_p(T,p)}{c_v(T,p)} - 1} \times p_{in} \times v_{in}(T_{ev} + SH, p) \times \left[\left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{c_p(T,p)}{c_v(T,p)} - 1} - 1 \right] \quad \text{Eq. 5.1.6.3}$$

Il lavoro reale è stato ottenuto come:

$$\eta_{ie} = \frac{L_{id}}{L_{re}} \quad \text{Eq. 5.1.6.4}$$

Dove:

$$\eta_{ie} = a + b \times rpm + c \times rpm^2 + d \times rpm^3 + e \times rp + f \times rp^2 + g \times rp^3 + h \times rp^4 + i \times rp^5 \quad \text{Eq. 5.1.6.5}$$

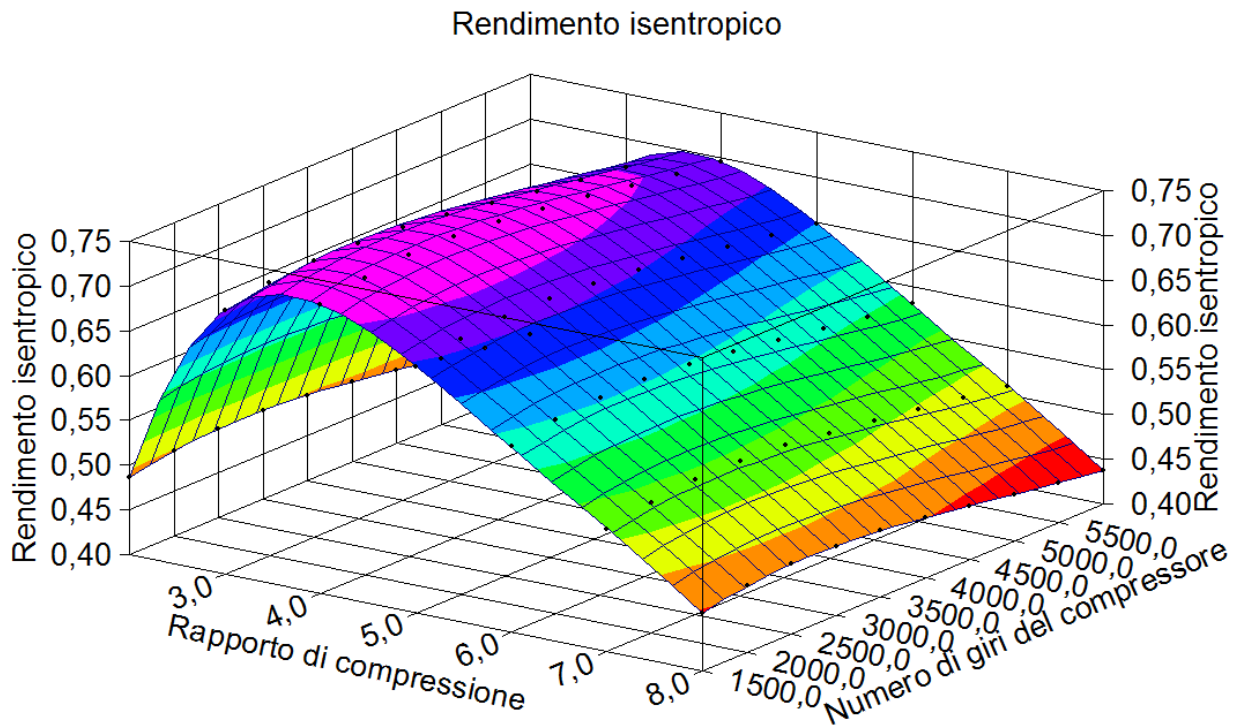


Figura 5.1.6.1 – Rendimento isentropico compressore Hitachi.

Bisogna precisare che il rendimento isentropico è stato regredito da una dispersione di punti abbastanza densa, la quale ha chiaramente mostrato una situazione di dipendenza di questo rendimento da vari fattori e non solo dalle variabili libere del rapporto di compressione (rp) e del numero di giri del compressore (rpm).

Entrano in gioco almeno le seguenti altre grandezze:

- ✓ Surriscaldamento del refrigerante;
- ✓ Temperatura di evaporazione;
- ✓ Temperatura di condensazione;
- ✓ Temperatura del vano compressore;

Le curve di questo rendimento sono riportate nel seguito per un numero ridotto di rapporti di compressione, in funzione della frequenza del compressore:

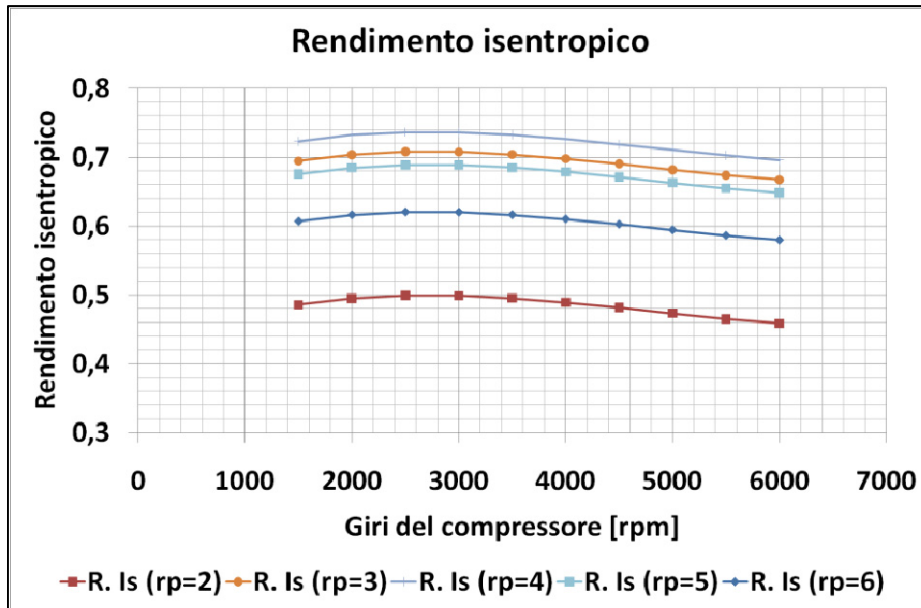


Figura 5.1.6.2 – Rendimento isentropico compressore Hitachi.

Un'altra rappresentazione è riportata di seguito, in cui il rendimento isentropico è riportato per più frequenze in funzione del rapporto di compressione:

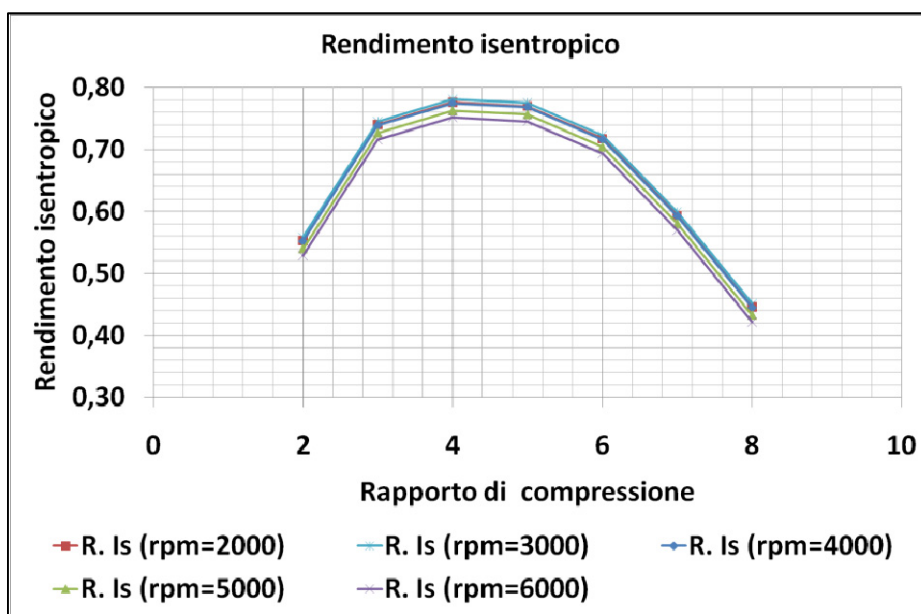


Figura 5.1.6.3 – Rendimento isentropico compressore Hitachi.

Vedendo il rendimento isentropico in funzione del numero di giri del compressore è evidente che esso è ottimizzato per un certo campo di velocità, centrato nell'intervallo di regolazione. Il grafico riportante il rendimento isentropico in funzione del rapporto di compressione per più frequenze indica che i massimi valori sono anche in tal caso imputati alla frequenza di regolazione centrata su 3000 [rpm] e per un rapporto di compressione compreso nell'intervallo 3÷5. Tale rapporto di compressione è riscontrabile nei banchi frigoriferi destinati alla refrigerazione MT.

La dipendenza di tale rendimento dalla frequenza di rotazione e la sua penalizzazione alle basse frequenze, potrebbe esser legata al fatto che:

- ✓ l'olio del compressore fatica a ritornare al carter per il ridotto effetto di drenaggio causato dalle basse portate dentro i condotti dell'evaporatore;
- ✓ la circolazione d'olio interna del compressore è comunque più faticosa, con conseguenze sul grado di lubrificazione e quindi sugli attriti generati e sulla tenuta delle spirali.

Le alte frequenze di rotazione si prestano più facilmente alla dissipazione di energia per effetto degli attriti. È stato valutato il rendimento volumetrico del compressore, poiché questo è un indice molto importante per il calcolo della portata massica. La portata massica risulta:

$$\dot{m} = \eta_v \times \rho(T, p) \times V_{cyl} \times f \quad \text{Eq. 5.1.6.6}$$

Dove f indica la frequenza meccanica [Hz]. Il rendimento volumetrico è stato ricavato nella forma seguente:

$$\eta_v = a + b \times rp + c \times rp^2 + d \times \ln(rpm) \quad \text{Eq. 5.1.6.7}$$

Di seguito è riportata la superficie di regressione.

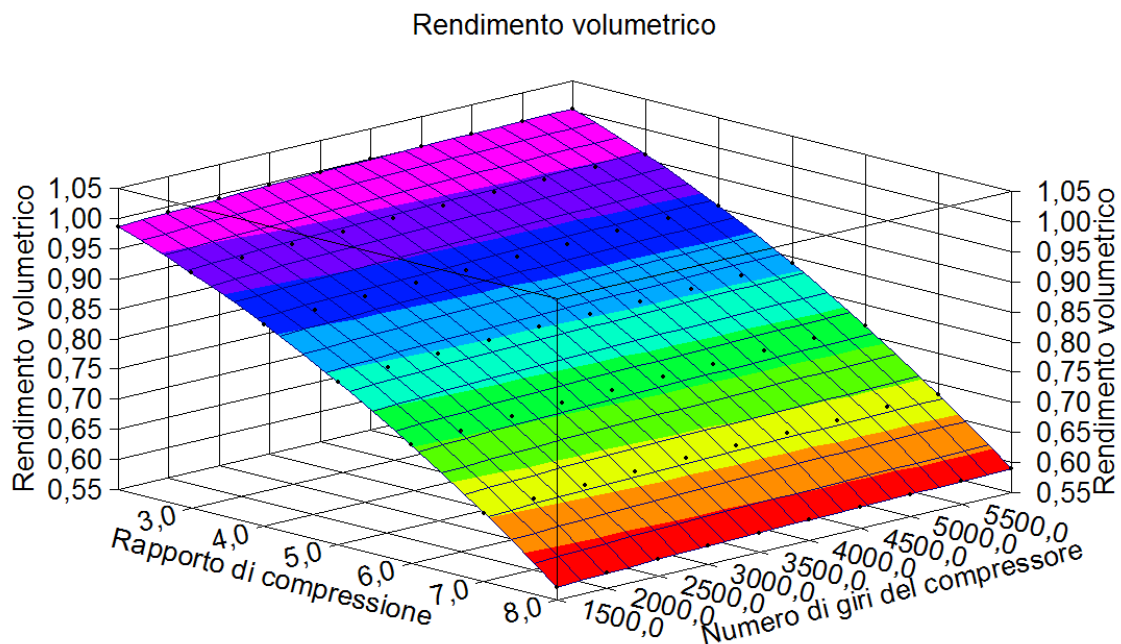


Figura 5.1.6.4 – Rendimento volumetrico compressore Hitachi.

È riportato il rendimento volumetrico per vari rapporti di compressione in funzione della frequenza meccanica.

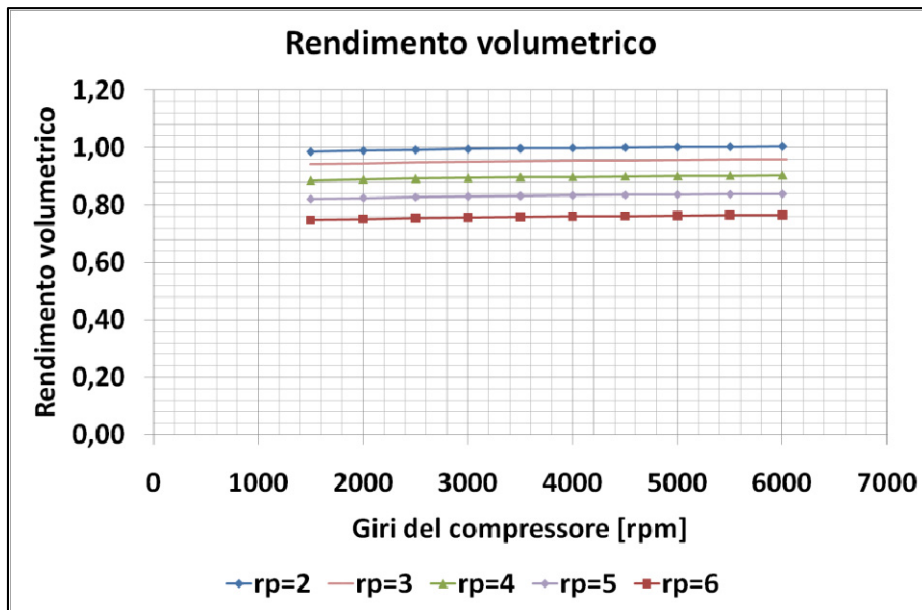


Figura 5.1.6.5 – Rendimento volumetrico compressore Hitachi.

Il rendimento volumetrico sopra definito può essere anch'esso un interessante parametro da legare al migliore campo di funzionamento della macchina.

A prima vista è facile vedere che migliora ai bassi rapporti di compressione e alle alte frequenze; questo è sintomo di minori perdite di trafilamento per il refrigerante.

Infine, è qui riportato il rendimento globale del sistema compressore/inverter.

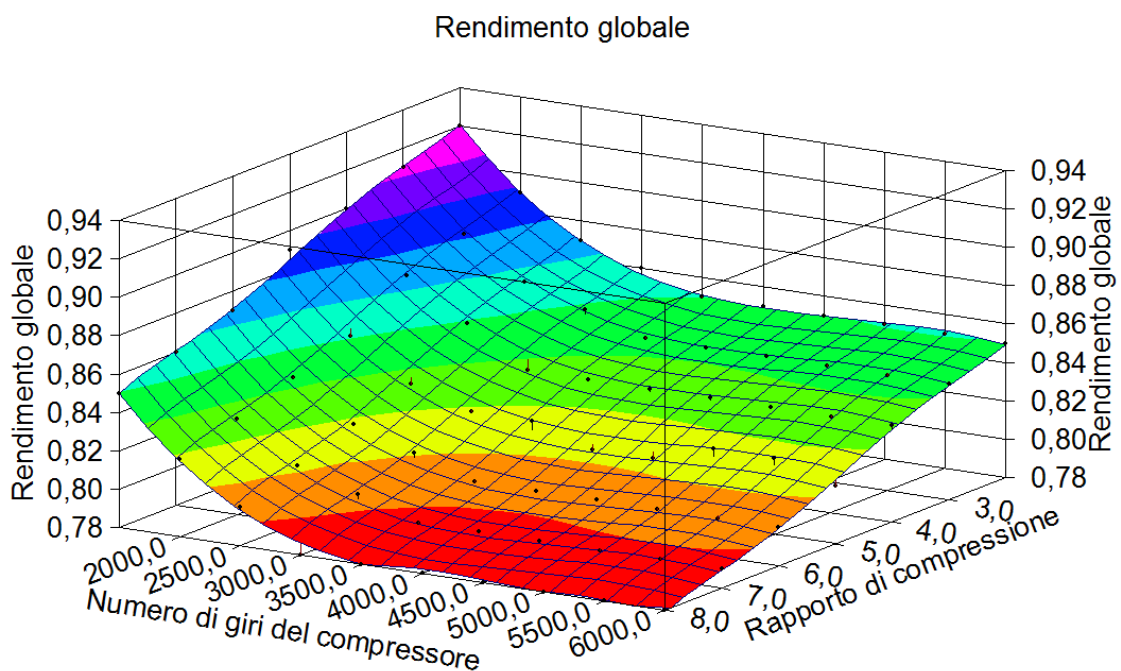


Figura 5.1.6.6 – Rendimento globale compressore Hitachi.

Esso considera la potenza elettrica assorbita come somma dei contributi di:

1. compressore;
2. inverter;
3. elettronica di controllo.

$$P_{el} = \frac{\dot{m} \times \Delta h_{compressore}}{\eta_g} \quad \text{Eq. 5.1.6.8}$$

$$\eta_g = a + b \times rp + c \times rpm + d \times rpm^2 + e \times rpm^3 \quad \text{Eq. 5.1.6.9}$$

Il rendimento globale rappresentato ha un andamento decrescente con l'aumentare della frequenza e ciò è in linea con l'aumento della corrente statorica e quindi con la dissipazione di potenza per effetto Joule sulle resistenze degli avvolgimenti.

È naturale che la stessa considerazione tocchi al caso di aumento del rapporto di compressione, che genera anch'esso l'aumento delle correnti assorbite dalla macchina.

Con l'aumentare della frequenza aumentano anche le dissipazioni meccaniche.

Di seguito è riportato il rendimento globale a vari rapporti di compressione in funzione del numero di giri del compressore.

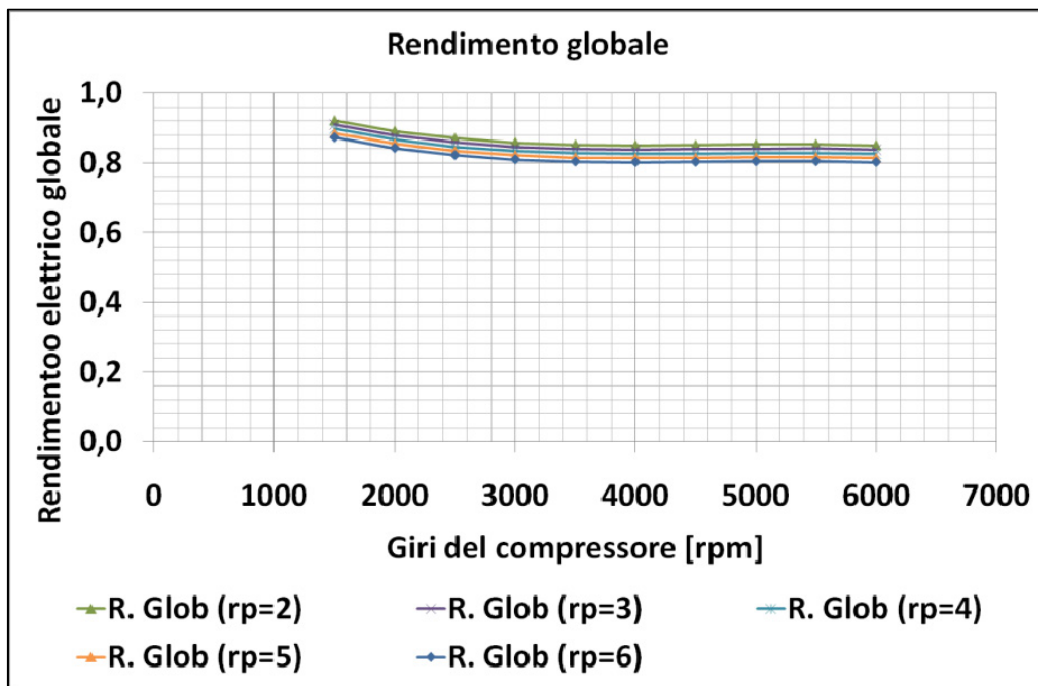


Figura 5.1.6.7 - Rendimento globale compressore Hitachi.

La temperatura di scarico del compressore è stata calcolata considerando le caratteristiche termofisiche del refrigerante R404A.

La forma generale di tali equazioni è data da:

$$h_{in} = f(T_{in}, p_{in})$$

$$h_{out} = h_{in} + \Delta h$$

$$T_{out} = f(h_{out}, p_{out})$$

Eq. 5.1.6.10

Dato il modello del compressore, ci si è riferiti a una raccolta di dati sperimentali, comprendenti le condizioni più varie di frequenze del compressore, surriscaldamento del refrigerante e rapporti di compressione. A tal punto è stato fatto un confronto fra i risultati ottenuti dal modello e i dati rilevati in campo ed è stata valutata la dispersione dei valori. Segue il confronto sulla previsione della potenza elettrica assorbita.

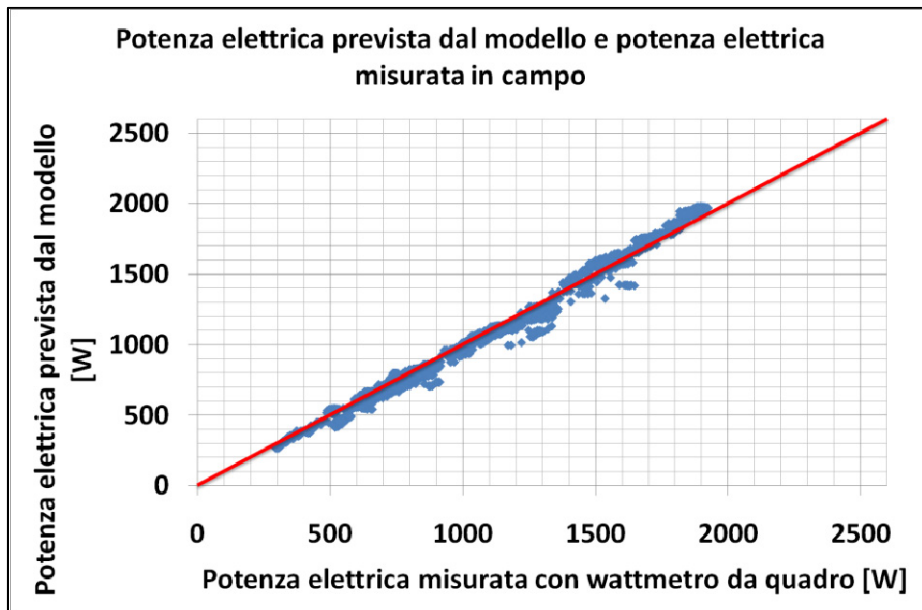


Figura 5.1.6.8 – Potenza reale e calcolata.

Altra grandezza confrontata è la portata di massa elaborata dal compressore.

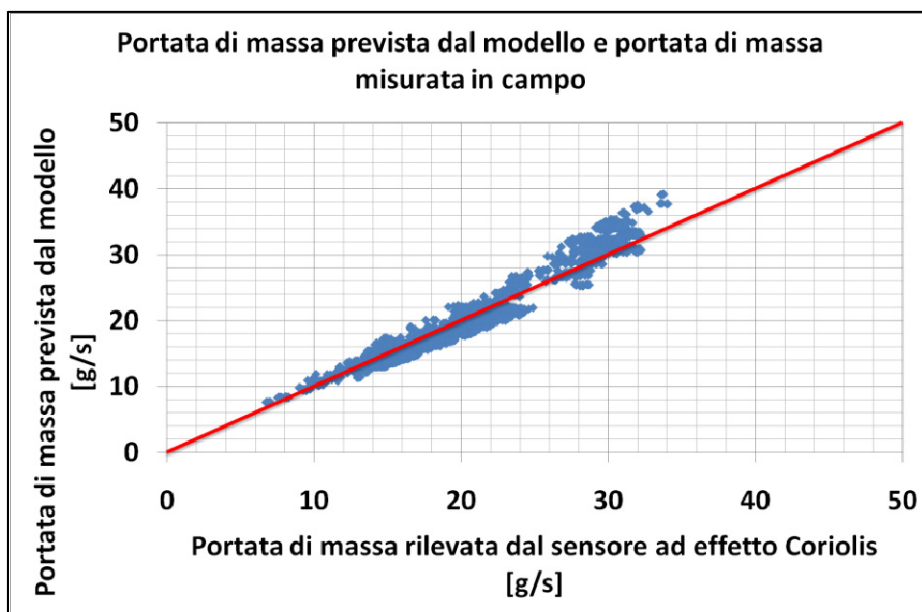


Figura 5.1.6.9 – Portata di massa del refrigerante reale e calcolata.

Altra grandezza confrontata è la temperatura di scarico.

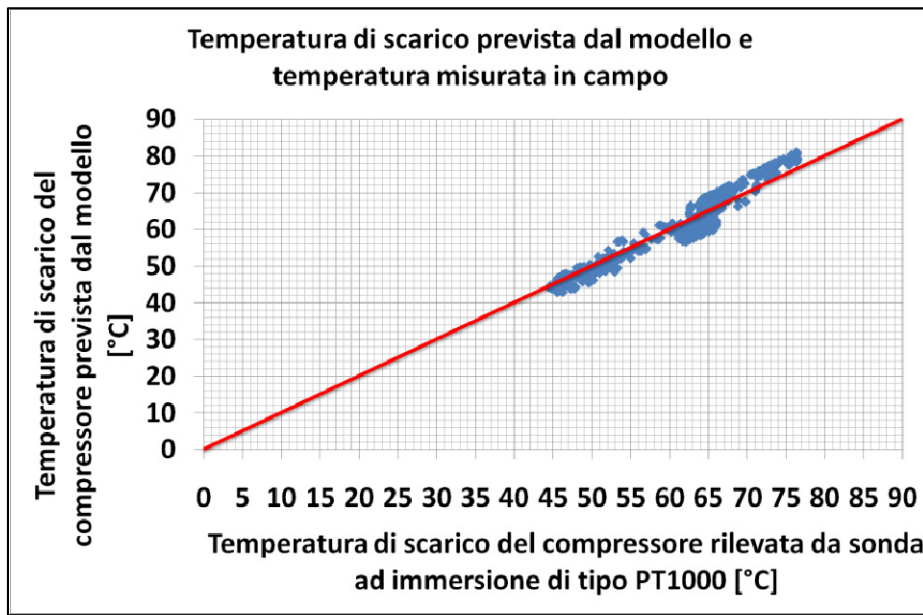


Figura 5.1.6.10 – Temperatura di scarico del refrigerante reale e calcolata.

Di seguito sono riportate le curve fornite dal modello. La prima grandezza visualizzata riguarda la portata di massa nelle due condizioni di 6000 e 2000 [RPM].

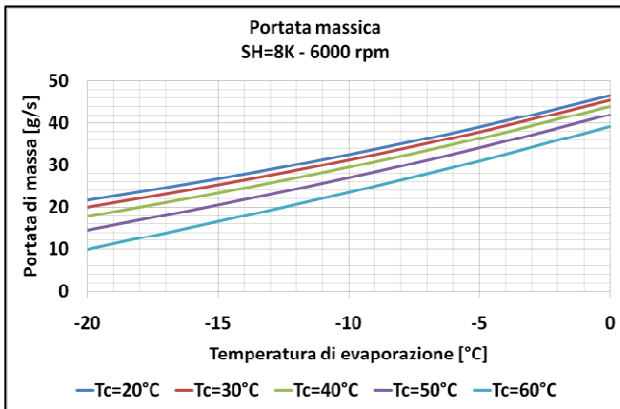


Figura 5.1.6.11 – Portata massica.

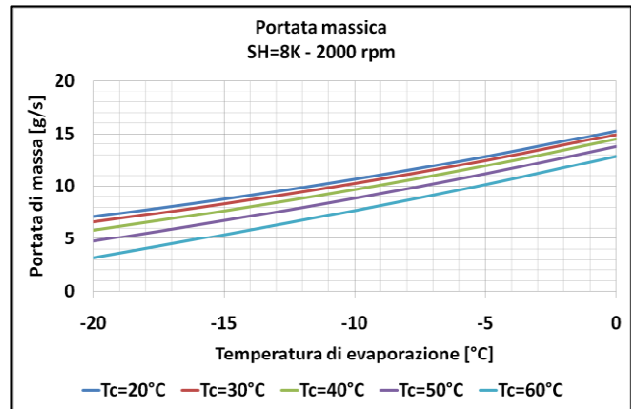


Figura 5.1.6.12 – Portata massica.

La seconda grandezza visualizzata riguarda la potenza elettrica nelle due condizioni di 6000 e 2000 [rpm].

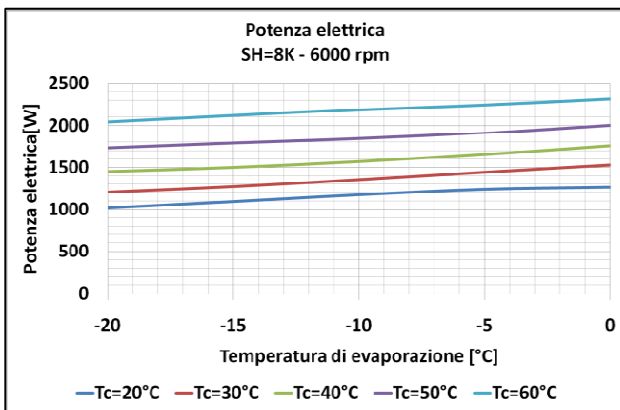


Figura 5.1.6.13 – Potenza elettrica.

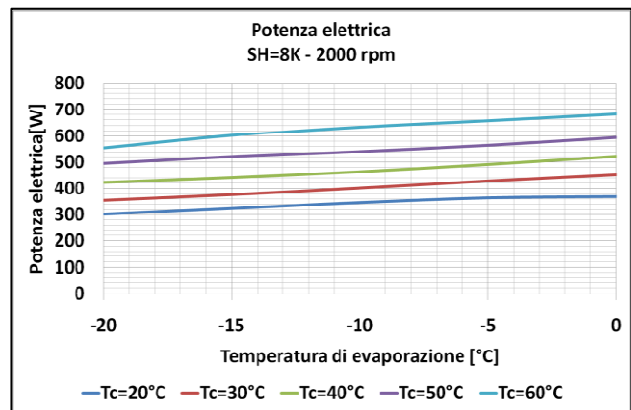


Figura 5.1.6.14 – Potenza elettrica.

Il lavoro ideale risulta:

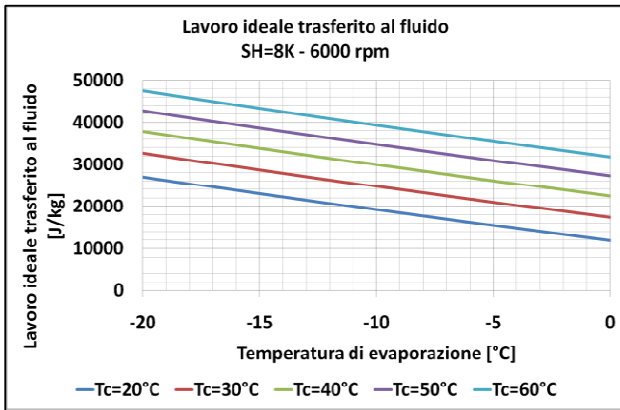


Figura 5.1.6.15 – Lavoro ideale.

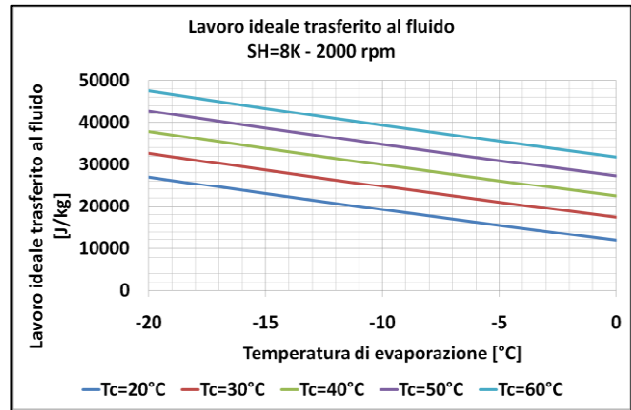


Figura 5.1.6.16 – Lavoro ideale.

Il lavoro reale di compressione mostra l'effetto delle irreversibilità, soprattutto quando il rapporto di compressione aumenta per la crescita della temperatura di condensazione.

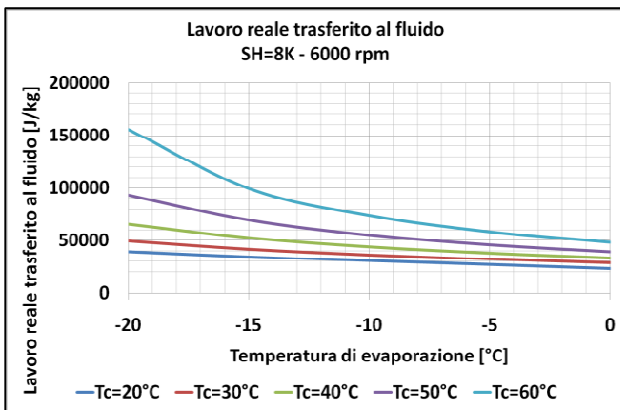


Figura 5.1.6.17 – Lavoro reale.

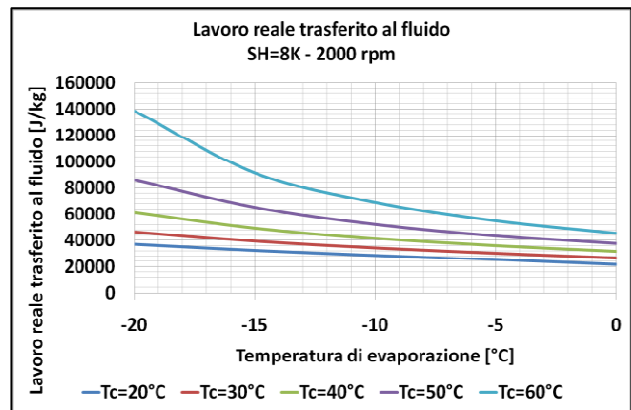


Figura 5.1.6.18 – Lavoro reale.

La temperatura di scarico del compressore è condizionata dall'iniezione di liquido della valvola a solenoide che interviene in caso di temperatura superiore a 100 [°C] (100 [°C] al posto dei 110 [°C] di temperatura massima consentita, per motivi di sicurezza della macchina).

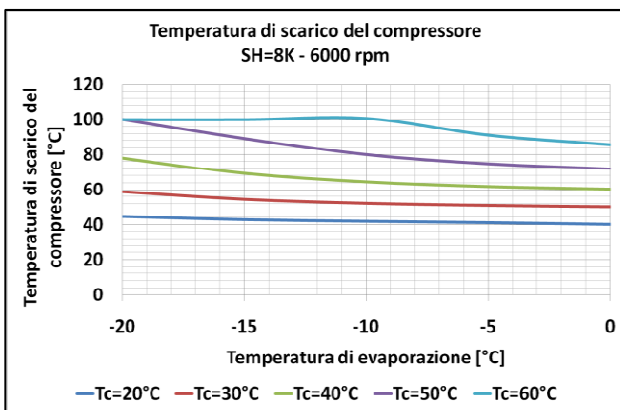


Figura 5.1.6.19 – Temperatura di scarico.

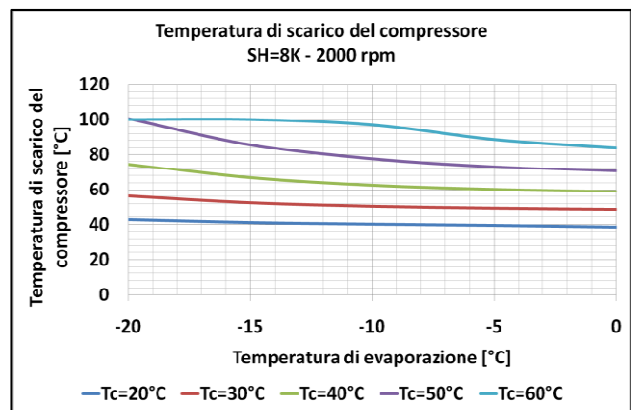


Figura 5.1.6.20 – Temperatura di scarico.

Tale sicurezza è applicata al circuito frigorifero per non andare a deteriorare le caratteristiche termochimiche dell'olio di lubrificazione. Sui circuiti con pressostato di sicurezza tarato a 28 [bar], lo sgancio del teleruttore potrebbe intervenire prima dell'intervento dell'iniezione di liquido. In caso di bassa frequenza, la temperatura di scarico supera il limite consentito solo a evaporazioni più basse.

L'ultima grandezza visualizzata riguarda il desurriscaldamento del refrigerante.

Tale aspetto è legato principalmente allo scambio termico del condensatore e alla sua scelta.

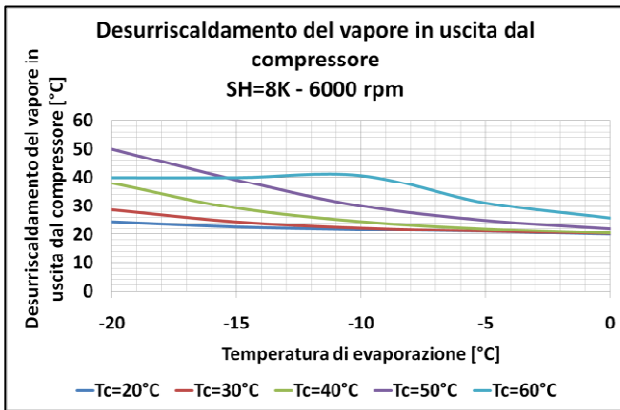


Figura 5.1.6.21 – Desurriscaldamento del refrigerante.

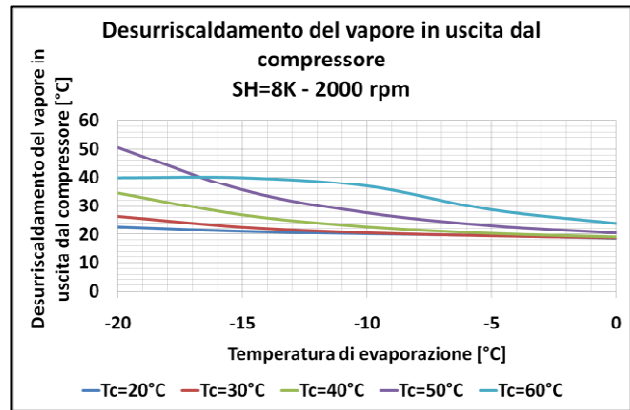


Figura 5.1.6.22 – Desurriscaldamento del refrigerante.

5.2. Evaporatore

5.2.1. Introduzione

L'evaporatore è costituito da una batteria alettata a circolazione forzata, costituita da 3 circuiti e 8 ranghi in controcorrente perfetta. L'evaporatore si sviluppa in lunghezza per 2,195 [m] e i tubi sono di diametro esterno di 12 [mm] e di spessore del rame di 0,3 [mm]. I tubi sono di rame (Cu) e di tipo a parete interna/esterna liscia. Le alette sono di spessore di 0,20 [mm] con un passo di 8 [mm]. Esse sono composte di singoli fogli d'alluminio liscio di dimensioni 280 x 105 [mm²]. L'evaporatore è stato scomposto in volumi finiti per poterne analizzare il comportamento fisico nella singola cella.

5.2.2. Modellizzazione della conformazione fluidodinamica del flusso di refrigerante

La conformazione di flusso del refrigerante è stata modellizzata secondo le mappe fluidodinamiche per tubi lisci orizzontali come descritto da Thome et al (1998). Nel caso corrente le mappe sono usate per refrigerante R404A. Sono stati individuati i tipi di flusso per compiere una stima dei coefficienti di scambio convettivo interni al tubo, secondo l'area interessata dall'interfaccia di liquido/parete e vapore/parete.

In tale modello, il limite di transizione fra flusso anulare/intermittente e ondosato stratificato è dato da:

$$\left(\frac{dm}{A \times dt} \right)_{wavy} = \left\{ \frac{16 \times A_{Gd} \times g \times \phi_{in,tube} \times \rho_L \times \rho_G}{x^2 \times \pi^2 \times \left[\left(1 - (2 \times h_{Ld})^2 \right) \right]^{0.5}} \times \left[\frac{\pi}{25 \times h_{Ld}^2} \times (1-x)^{-F1(q)} \times \left(\frac{We}{Fr} \right)_L^{-F2(q)} + 1 \right] \right\}^{0.5} + 50 \quad \text{Eq. 5.2.2.1}$$

Dove:

$$\left(\frac{We}{Fr}\right)_L = \frac{g \times \phi_{in,tube}^2 \times \rho_L}{\sigma} \quad \text{Eq. 5.2.2.2}$$

Ci sono poi gli esponenti empirici adimensionali (essi includono l'effetto del flusso termico all'inizio della zona di dryout dell'evaporatore nella zona di flusso anulare):

$$F1(q) = 646.0 \times \left(\frac{Q}{Q_{DNB}}\right)^2 + 64.8 \times \left(\frac{Q}{Q_{DNB}}\right) \quad \text{Eq. 5.2.2.3}$$

$$F2(q) = 18.8 \times \left(\frac{Q}{Q_{DNB}}\right) + 1.023$$

La correlazione di Kutatelazde (1948) è stata usata per normalizzare il flusso termico locale (DNB: Departure of Nucleate Boiling).

$$Q_{DNB} = 0.131 \times \rho_G^{0.5} \times h_{LG} \times \left[g \times (\rho_L - \rho_G) \times \sigma \right]^{0.25} \quad \text{Eq. 5.2.2.4}$$

Il limite di transizione da flusso anulare a misto è dato da:

$$\left(\frac{dm}{A \times dt}\right)_{mist} = \left[\frac{7680 \times A_{Gd}^2 \times g \times \phi_{in,tube} \times \rho_L \times \rho_G}{x^2 \times \pi^2 \times \xi_{Ph}} \times \left(\frac{We}{Fr}\right)_L \right]^{0.5} \quad \text{Eq. 5.2.2.5}$$

Il fattore di frizione risulta:

$$\xi_{Ph} = \left[1.138 + 2 \times \log \left(\frac{\pi}{1.5 \times A_{Ld}} \right) \right] \quad \text{Eq. 5.2.2.6}$$

Valutando il punto di minimo della precedente funzione (Eq. 5.2.2.5), possiamo stabilire le seguenti condizioni:

$$\left(\frac{dm}{A \times dt}\right)_{mist} = \begin{cases} \left(\frac{dm(x)}{A \times dt}\right)_{mist} & ; x < x_{min} \\ \left(\frac{dm(x_{min})}{A \times dt}\right)_{mist} & ; x \geq x_{min} \end{cases} \quad \text{Eq. 5.2.2.7}$$

La transizione fra flusso stratificato ondosso e pienamente stratificato è data da:

$$\left(\frac{dm}{A \times dt}\right)_{strat} = \left[\frac{226.3^2 \times A_{Ld} \times A_{Gd}^2 \times \phi_{in,tube}^{1.25} \times \rho_G (\rho_L - \rho_G) \times g \times \mu_L}{x^2 \times (1-x) \times \pi^3} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Eq. 5.2.2.8}$$

Nella mappa corretta da Wojtan et al. (2004), si deve aggiungere la condizione seguente, la quale tiene conto del titolo di vapore che segna la barriera tra comportamento intermittente e anulare, come spiegato in seguito.

$$\left(\frac{dm(x)}{A \times dt}\right)_{strat} = \begin{cases} \left(\frac{dm(x_{IA})}{A \times dt}\right)_{strat} & ; x < x_{IA} \\ \left(\frac{dm(x)}{A \times dt}\right)_{strat} & ; x \geq x_{IA} \end{cases} \quad \text{Eq. 5.2.2.9}$$

Inoltre s'individua una zona di passaggio da flusso stratificato ondosato a flusso ondosato nella zona in cui si ha:

$$\begin{cases} x < x_{IA} \\ \left(\frac{dm(x)}{A \times dt}\right)_{slug} = \left(\frac{dm(x_{IA})}{A \times dt}\right)_{wavy} \end{cases} \quad \text{Eq. 5.2.2.10}$$

La soglia di flusso a bolle è data da:

$$\left(\frac{dm}{A \times dt}\right)_{bubbly} = \left[\frac{256 \times A_{Gd} \times A_{Ld}^2 \times \phi_{in,tube}^{1.25} \times \rho_L (\rho_L - \rho_G) \times g}{0.3164 \times (1-x)^{1.75} \times \pi^2 \times P_{id} \times \mu_L^{0.25}} \right]^{\frac{1}{1.75}} \quad \text{Eq. 5.2.2.11}$$

Normalmente questo tipo di flusso non avviene mai nell'evaporatore.

Infine si è valutato il confine tra tipi di moto nella zona di dryout. I parametri da definire sono il titolo in cui inizia il dryout e quello in cui il film di liquido svanisce e lascia posto solo allo spray che finisce l'evaporazione del liquido trascinato dal flusso turbolento di vapore (figura 5.2.2.1).

Definiamo i parametri d'interesse per ciò che riguarda il titolo di vapore:

1. x_{di} : titolo di inizio del dryout;
2. x_{de} : titolo di estinzione del film liquido.

Essi sono definiti come segue, da Mori (2000) e modificati da Wojtan et al (2005):

$$x_{di} = 0.58 \times e^{\left[0.52 - 0.235 \times We_G^{0.17} \times Fr_G^{0.37} \times \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{0.25} \times \left(\frac{q}{q_{DNB}}\right)^{0.7} \right]} \quad \text{Eq. 5.2.2.12}$$

$$x_{de} = 0.61 \times e^{\left[0.57 - 0.058 \times We_G^{0.38} \times Fr_G^{0.15} \times \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{-0.09} \times \left(\frac{q}{q_{DNB}}\right)^{0.27} \right]}$$

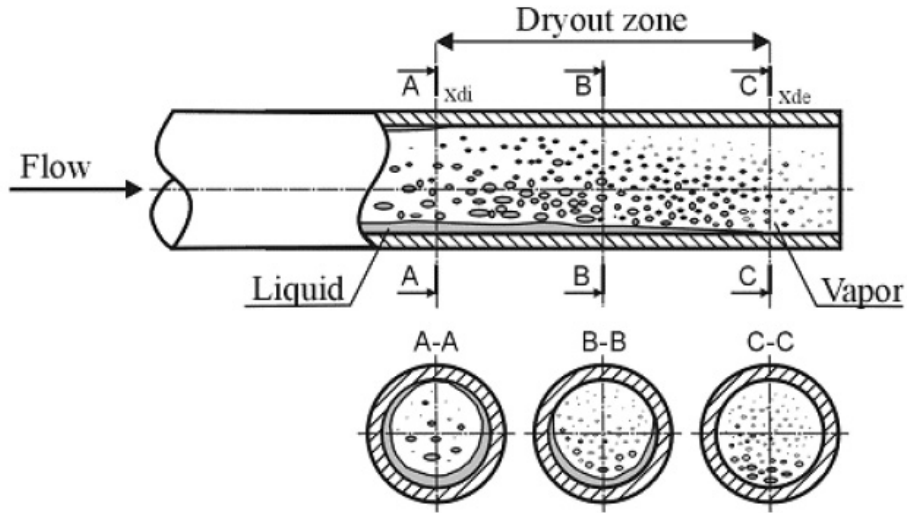


Figura 5.2.2.1 – Deflusso bifase nell'evaporatore.

A tal punto è possibile calcolare le curve d'interesse che vanno a modificare la mappa di flusso del modello. La transizione fra flusso anulare e dryout è data da:

$$\left(\frac{dm}{A \times dt} \right)_{dryout} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{0.235} \times \left[\ln \left(\frac{0.58}{x} \right) + 0.52 \right] \times \left(\frac{\phi_{in,tube}}{\rho_G \times \sigma_L} \right)^{-0.17} \\ \times \left(\frac{1}{g \times \phi_{in,tube} \times \rho_G (\rho_L - \rho_G)} \right)^{-0.37} \times \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{-0.25} \times \left(\frac{q}{q_{DNB}} \right)^{-0.7} \end{array} \right\}^{0.926} \quad \text{Eq. 5.2.2.13}$$

La transizione fra dryout e flusso misto invece:

$$\left(\frac{dm}{A \times dt} \right)_{mist,de} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{0.058} \times \left[\ln \left(\frac{0.61}{x} \right) + 0.57 \right] \times \left(\frac{\phi_{in,tube}}{\rho_G \times \sigma_L} \right)^{-0.38} \\ \times \left(\frac{1}{g \times \phi_{in,tube} \times \rho_G (\rho_L - \rho_G)} \right)^{-0.15} \times \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.09} \times \left(\frac{q}{q_{DNB}} \right)^{-0.27} \end{array} \right\}^{0.943} \quad \text{Eq. 5.2.2.14}$$

Il limite di separazione verticale fra flusso intermittente e anulare è assunto avvenire a un numero fissato valore del fattore di Martinelli.

Tale valore è assunto pari a 0.34. Il fattore di Martinelli è valutato come segue:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.875} \times \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} \times \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0.125} \quad \text{Eq. 5.2.2.15}$$

Risolvendo per il valore del titolo, si può trovare il valore del titolo di vapore stesso che segna la separazione tra il flusso Intermittente (I) e anulare (A) e si trova quindi la barriera di x_{IA} .

$$x_{IA} = \left\{ \left[0.2914 \times \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{-\frac{1}{1.75}} \times \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{-\frac{1}{7}} \right] + 1 \right\}^{-1} \quad \text{Eq. 5.2.2.16}$$

Di seguito è riportata una sezione del tubo interno con i riferimenti geometrici della conformazione fluida.

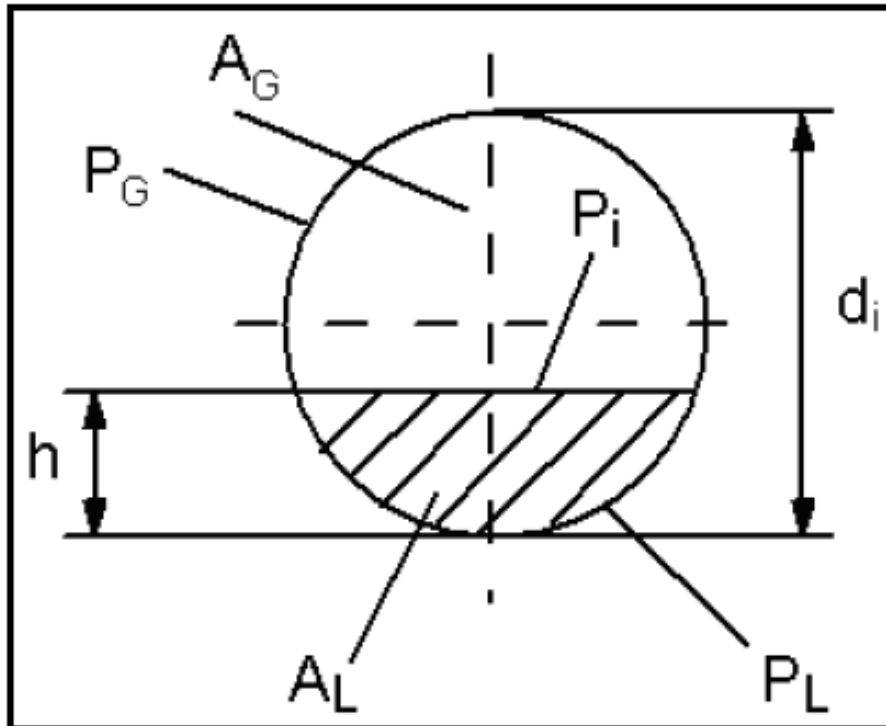


Figura 5.2.2.2 – Sezione di tubo e area occupata dalle fasi di liquido e vapore.

I termini sono identificati come:

P_L è il perimetro bagnato.

P_G è il perimetro a contatto con il vapore.

h è l'altezza del liquido stratificato.

P_i è la lunghezza dell'interfaccia liquida.

A_G è area trasversale occupata dal vapore.

A_L è area trasversale occupata dal liquido.

Il grado di vuoto del tubo è il rapporto fra queste due ultime grandezze.

È necessario normalizzare con il diametro del tubo le seguenti sei grandezze adimensionali:

$$h_{LD} = \frac{h}{\phi_{in,tube}}$$

$$P_{Ld} = \frac{P_L}{\phi_{in,tube}}$$

$$P_{Gd} = \frac{P_G}{\phi_{in,tube}}$$

$$P_{id} = \frac{P_i}{\phi_{in,tube}}$$

$$A_{Ld} = \frac{A_L}{\phi_{in,tube}^2}$$

$$A_{Gd} = \frac{A_G}{\phi_{in,tube}^2}$$

Eq. 5.2.2.17

Consideriamo che:

$$\left\{ \begin{array}{l} h_{LD} \leq 0.5 \\ P_{Ld} = \frac{\left\{ 8 \times (h_{Ld})^{0.5} - 2 \times [h_{Ld} \times (1 - h_{Ld})]^{0.5} \right\}}{3} \\ P_{Gd} = \pi - P_{Ld} \\ A_{Ld} = \frac{\left\{ 12 \times [h_{Ld} \times (1 - h_{Ld})]^{0.5} + 8 \times h_{Ld}^{0.5} \right\} \times h_{Ld}}{15} \\ A_{Gd} = \frac{\pi}{4} - A_{Ld} \end{array} \right.$$

Eq. 5.2.2.18

$$\left\{ \begin{array}{l} h_{LD} > 0.5 \\ P_{Gd} = \frac{\left\{ 8 \times (h_{Ld})^{0.5} - 2 \times [h_{Ld} \times (1 - h_{Ld})]^{0.5} \right\}}{3} \\ P_{Ld} = \pi - P_{Gd} \\ A_{Gd} = \frac{\left\{ 12 \times [h_{Ld} \times (1 - h_{Ld})]^{0.5} + 8 \times h_{Ld}^{0.5} \right\} \times (1 - h_{Ld})}{15} \\ A_{Ld} = \frac{\pi}{4} - A_{Gd} \end{array} \right.$$

$$\begin{cases} 0 \leq h_{Ld} \leq 1 \\ P_{id} = 2 \times \left[h_{Ld} \times (1 - h_{Ld}) \right]^{0.5} \end{cases} \quad \text{Eq. 5.2.2.19}$$

Siccome h nel nostro caso è un termine sconosciuto, è stato adottato inizialmente un procedimento iterativo per la soluzione dell'equazione seguente:

$$X_{tt}^2 = \left[\left(\frac{P_{Gd} + P_{id}}{\pi} \right)^{0.25} \times \left(\frac{\pi^2}{64 \times A_{Gd}^2} \right) \times \left(\frac{P_{Gd} + P_{id}}{A_{Gd}} + \frac{P_{id}}{A_{Ld}} \right) \times \left(\frac{\pi}{P_{Ld}} \right)^{0.25} \times \left(\frac{64 \times A_{Ld}^3}{\pi^2 \times P_{Ld}} \right) \right] \quad \text{Eq. 5.2.2.20}$$

Una volta che il parametro h_{Ld} è conosciuto, tutte le equazioni possono essere calcolate e le curve di transizione possono essere tracciate.

Nel seguito tale calcolo è stato semplificato, eliminando le iterazioni e usando il modello di Rouhani-Axelsson (1970) per il calcolo del grado di vuoto del tubo orizzontale.

$$\varepsilon = \left(\frac{x}{\rho_G} \right) \times \left[\left(1 + 0.12 \times (1 - x) \right) \times \left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{1 - x}{\rho_L} \right) + \frac{1.18 \times (1 - x) \times \left[g \times \sigma_L \times (\rho_L - \rho_G) \right]^{0.25}}{G \times \rho_L^{0.5}} \right]^{-1} \quad \text{Eq. 5.2.2.21}$$

L'angolo di stratificazione (figura 5.2.2.3) è ora direttamente ottenibile, poiché si è fatto uso del calcolo approssimato, come indicato dal modello di Biberg (1999):

$$\Theta_{strat} = 2\pi - 2 \times \left\{ \begin{aligned} & \pi \times (1 - \varepsilon) + \left(\frac{3\pi}{2} \right)^{\frac{1}{3}} \times \left[1 - 2 \times (1 - \varepsilon) + (1 - \varepsilon)^{\frac{1}{3}} - \varepsilon^{\frac{1}{3}} \right] \\ & - \frac{1}{200} \times (1 - \varepsilon) \times \varepsilon \times \left[1 - 2 \times (1 - \varepsilon) \right] \times \left\{ 1 + 4 \times \left[(1 - \varepsilon)^2 + \varepsilon^2 \right] \right\} \end{aligned} \right\} \quad \text{Eq. 5.2.2.22}$$

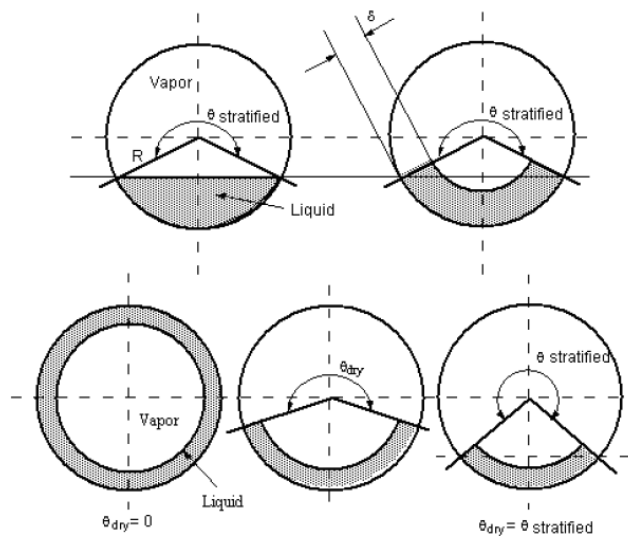


Figura 5.2.2.3 – Modello di distribuzione di liquido e vapore nella sezione di tubo.

I valori seguenti sono direttamente determinabili:

$$A_{Ld} = \frac{A \times (1 - \varepsilon)}{\phi_{in,tube}^2}$$

$$A_{Gd} = \frac{A \times \varepsilon}{\phi_{in,tube}^2}$$

Eq. 5.2.2.23

$$h_{Ld} = 0.5 \times \left[1 - \cos\left(\frac{2\pi - \Theta_{strat}}{2}\right) \right]$$

$$P_{id} = \sin\left(\frac{2\pi - \Theta_{strat}}{2}\right)$$

5.2.3. Modellizzazione dei coefficienti di scambio del refrigerante

Il calcolo del coefficiente convettivo locale nella zona interessata dal refrigerante segue un approccio fenomenologico basato sulla conformazione del flusso sviluppato nella sezione trasversale del tubo.

Il valore assunto dal coefficiente è legato alla struttura bifase nella zona di evaporazione e dalle condizioni di portata in zona di surriscaldamento del refrigerante.

Per il flusso di tipo “slug” e “plug”, si considera che tale conformazione sia equivalente al moto intermittente perché le pareti del tubo sono continuamente bagnate dalle onde del refrigerante.

Il flusso intermittente è a sua volta modellizzato come un flusso anulare, con ragionevole successo secondo Thome et al (1998).

Il flusso anulare con parziale dryout è modellizzato come un flusso stratificato ondos.

L'equazione generale del coefficiente di scambio convettivo interno al tubo piano, considera una media pesata del coefficiente convettivo, con l'area in cui esso insiste:

$$\alpha_{tp} = \frac{\phi_{in,tube} \times \Theta_{dry} \times \alpha_{vapor} + \phi_{in,tube} \times (2\pi - \Theta_{dry}) \times \alpha_{wet}}{2\pi \times \phi_{in,tube}} \quad \text{Eq. 5.2.3.1}$$

Il coefficiente di scambio della zona bagnata dal refrigerante è ottenuto per un'espressione di tipo asintotico che combina il coefficiente di nucleazione (nb) con quello convettivo (cb):

$$\alpha_{wet} = \left[(0.8 \times \alpha_{nb})^3 + \alpha_{cb}^3 \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Eq. 5.2.3.2}$$

Per il coefficiente che tiene conto della quota dovuta alla nucleazione, si è usata la relazione dimensionale della pressione ridotta di Cooper (1984):

$$\alpha_{nb} = 55 \times p_r^{0.12} \times \left[-\log_{10}(p_r) \right]^{-0.55} \times M^{-0.5} \times q^{0.67} \times Fc \quad \text{Eq. 5.2.3.3}$$

La rugosità superficiale è considerata di 1 [μm].

Il fattore Fc di Thome (1989) è usato come termine correttivo, poiché il refrigerante usato è una miscela quasi azeotropica e non un fluido puro o una miscela azeotropica. Tale fattore rappresenta una resistenza al trasferimento di massa per il Pool Boiling. Questo termine è calcolato come:

$$Fc = \frac{1}{1 + \left(\frac{55 \times p_r^{0.12} \times \left[-\log_{10}(p_r) \right]^{-0.55} \times M^{-0.5} \times q^{0.67}}{q} \right) \times \Delta T_{glide} \times \left[1 - e^{\left(\frac{-q}{\rho_L \times h_{L,G} \times \beta_L} \right)} \right]} \quad \text{Eq. 5.2.3.4}$$

Il coefficiente di trasmissione di massa è preso al valore costante di:

$$\beta_L = 0.0003 \quad [\text{m/s}] \quad \text{Eq. 5.2.3.5}$$

Il termine M si riferisce al peso molecolare.

La quota concernente il coefficiente convettivo, è data da:

$$\alpha_{cb} = 0.0133 \times \left[\frac{4 \times G \times (1-x) \times \delta}{(1-\varepsilon) \times \mu_L} \right]^{0.69} \times \left[\frac{c p_L}{\lambda_L} \right]^{0.4} \times \frac{\lambda_L}{\delta} \quad \text{Eq. 5.2.3.6}$$

Per la porzione di vapore è stata usata la relazione di Dittus-Boelter (1930):

$$\alpha_{vapor} = 0.023 \times \left[\frac{G \times x \times \phi_{in,tube}}{\varepsilon \times \mu_G} \right]^{0.8} \times \left[\frac{c p_G \times \mu_G}{\lambda_G} \right]^{0.4} \times \frac{\lambda_G}{\phi_{in,tube}} \quad \text{Eq. 5.2.3.7}$$

Consideriamo il “dry angle” pari a zero, nel caso di flusso:

1. ondosio;
2. anulare;
3. intermittente.

Ciò si esprime con la seguente condizione geometrica:

$$\Theta_{dry} = 0 \quad \text{Eq. 5.2.3.8}$$

Per flussi di tipo stratificato/ondoso possiamo scrivere:

$$\Theta_{dry} = \Theta_{strat} \times \left(\frac{G_{high} - G}{G_{high} - G_{low}} \right)^{0.61} \quad \text{Eq. 5.2.3.9}$$

Per flussi di tipo slug-stratificato/ondoso possiamo semplificare la relazione nel seguente modo:

$$\Theta_{dry} = \Theta_{strat} \times \left(\frac{x}{x_{LA}} \right) \times \left(\frac{G_{high} - G}{G_{high} - G_{low}} \right)^{0.61} \quad \text{Eq. 5.2.3.10}$$

Lo spessore del liquido è calcolato invece come segue:

$$\delta = \frac{\phi_{in,tube}}{2} - \sqrt{\left[\left(\frac{\phi_{in,tube}}{2} \right)^2 - \frac{2 \times A_L}{2\pi - \Theta_{dry}} \right]} \quad \text{Eq. 5.2.3.11}$$

5.2.4. Perdite di carico lato refrigerante

Per le perdite di carico lato refrigerante è stato usato un modello che tiene conto del fattore di frizione come coefficiente fenomenologico (Thome et al – 2006).

Tale valore è condizionato dalla conformazione di flusso e dal tipo d'interfaccia che si sviluppa tra refrigerante e parete.

Le tipologie di flusso prese in considerazione per la determinazione delle perdite di carico sono le seguenti:

- ✓ flusso pienamente stratificato;
- ✓ flusso anulare ($\Theta_{dry}=0$);
- ✓ flusso stratificato/ondoso.

Descrivendo le relazioni del modello, possiamo scrivere per il flusso anulare che le perdite di carico sono date da:

$$\left. \frac{dp}{dz} \right|_{annular} = 2 \times f_i|_{annular} \times \frac{\rho_G \times v_G^2}{\phi_{in,tube}} \quad \text{Eq. 5.2.4.1}$$

Il fattore di frizione è calcolato per mezzo della seguente relazione:

$$f_i|_{annular} = 0.67 \times \left(\frac{\delta}{\phi_{in,tube}} \right)^{1.2} \times \left[\frac{(\rho_L - \rho_G) \times g \times \delta^2}{\sigma_L} \right]^{-0.4} \times \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0.08} \times We_L^{-0.034} \quad \text{Eq. 5.2.4.2}$$

Per il calcolo delle velocità delle due fasi si può scrivere:

$$v_G = \frac{G \times x}{\rho_G \times \varepsilon} \quad \text{Eq. 5.2.4.3}$$

$$v_L = \frac{G \times (1-x)}{\rho_L \times (1-\varepsilon)}$$

Per la zona interessata da flusso slug/intermittente, possiamo semplificare il problema delle perdite di carico nel seguente modo:

$$\left. \frac{dp}{dz} \right|_{\text{slug+intermittent}} = \left. \frac{dp}{dz} \right|_{\text{L}} \times \left(1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{LA}} \right)^{0.25} + \left. \frac{dp}{dz} \right|_{\text{annular}} \times \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{LA}} \right)^{0.25} \quad \text{Eq. 5.2.4.4}$$

Dove il termine per il liquido risulta:

$$\left. \frac{dp}{dz} \right|_{\text{L}} = 4 \times f_L \times \frac{L}{\phi_{in,tube}} \times G^2 \times \frac{1}{2 \times \rho_L} \quad \text{Eq. 5.2.4.5}$$

Il termine anulare è definito come in precedenza.

Il fattore di frizione per il liquido e il relativo numero di Reynolds sono definiti da:

$$f_L = \frac{0.079}{\text{Re}^{0.25}} \quad \text{Eq. 5.2.4.6}$$

$$\text{Re} = \frac{G \times \phi_{in,tube}}{\mu_L} \quad \text{Eq. 5.2.4.7}$$

Le perdite di carico valutate in caso di flusso stratificato/ondoso sono date da:

$$\left. \frac{dp}{dz} \right|_{\text{stratified/wavy}} = 2 \times f_i \Big|_{\text{stratified/wavy}} \times \frac{\rho_G \times v_G^2}{\phi_{in,tube}} \quad \text{Eq. 5.2.4.8}$$

Il fattore di frizione è definito nel seguente modo:

$$f_i \Big|_{\text{stratified/wavy}} = \Theta_{dry} \times f_G + (1 - \Theta_{dry}) \times f_i \Big|_{\text{annular}} \quad \text{Eq. 5.2.4.9}$$

Il fattore di frizione del vapore con il rispettivo valore del numero di Reynolds è dato da:

$$f_G = \frac{0.079}{\text{Re}^{0.25}} \quad \text{Eq. 5.2.4.10}$$

$$\text{Re} = \frac{G \times \phi_{in,tube} \times x}{\mu_G \times \varepsilon} \quad \text{Eq. 5.2.4.11}$$

Per il flusso di tipo slug-stratificato/ondoso possiamo scrivere:

$$\left. \frac{dp}{dz} \right|_{\text{slug+SW}} = \left. \frac{dp}{dz} \right|_{\text{L}} \times \left(1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{LA}} \right)^{0.25} + \left. \frac{dp}{dz} \right|_{\text{stratified/wavy}} \times \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{LA}} \right)^{0.25} \quad \text{Eq. 5.2.4.12}$$

In caso di flusso misto si ha:

$$\left. \frac{dp}{dz} \right|_{\text{mist}} = 2 \times f_i|_{\text{mist}} \times \frac{G^2}{\phi_{in,tube} \times \rho_H} \quad \text{Eq. 5.2.4.13}$$

Questo flusso, appena descritto, è caratterizzato da goccioline continuamente trascinate dentro la corrente di vapore. Per tal motivo è descritto da un modello omogeneo, da cui il pedice "H".

In caso di passaggio in zona di dryout, le perdite di carico sono valutate come segue:

$$\left. \frac{dp}{dz} \right|_{\text{dryout}} = \left. \frac{dp}{dz} \right|_{\text{dryout}, x=x_{di}} - \frac{x - x_{di}}{x_{de} - x_{di}} \times \left[\left. \frac{dp}{dz} \right|_{\text{dryout}, x=x_{di}} - \left. \frac{dp}{dz} \right|_{\text{dryout}, x=x_{de}} \right] \quad \text{Eq. 5.2.4.14}$$

Per il flusso stratificato l'equazione usata è la seguente:

$$f_i|_{\text{stratified}} = \Theta_{\text{strat}} \times f_G + (1 - \Theta_{\text{strat}}) \times f_i|_{\text{annular}} \quad \text{Eq. 5.2.4.15}$$

$$\left. \frac{dp}{dz} \right|_{\text{stratified}(x \geq x_{IA})} = 2 \times f_i|_{\text{stratified}} \times \frac{\rho_G \times v_G^2}{\phi_{in,tube}} \quad \text{Eq. 5.2.4.16}$$

$$\left. \frac{dp}{dz} \right|_{\text{stratified}(x < x_{IA})} = \left. \frac{dp}{dz} \right|_L \times \left(1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}} \right)^{0.25} + \left. \frac{dp}{dz} \right|_{\text{stratified}(x \geq x_{IA})} \times \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}} \right)^{0.25} \quad \text{Eq. 5.2.4.17}$$

Nei gomiti delle curve si è usato un semplice fattore moltiplicativo corrispondente a una lunghezza equivalente data dall'angolo di curvatura.

5.2.5. Modellizzazione dei coefficienti di scambio dell'aria

Il lato aeraulico è caratterizzato dall'equilibrio fra perdite di carico dell'aria e le curve dei ventilatori. Questo equilibrio si stabilisce poiché un elemento attivo (ventilatore) risponde a un sistema passivo (batteria alettata). Quest'ultimo genera la resistenza aerodinamica che porta il ventilatore a instaurare una precisa portata volumetrica. Dalla velocità di deflusso del gas dipendono la turbolenza e di conseguenza l'intensità di scambio termico.

Tali caratteristiche sono in funzione del tempo a causa del fenomeno di accrescimento della brina. Proprio tale fenomeno ha introdotto una notevole complicazione nella modellizzazione, se pur semplificata, del lato esterno della batteria.

Iniziamo con la descrizione dei principali parametri calcolati (ASHRAE H. - 2009).

La pressione (totale standard) è funzione della quota geodetica "z":

$$p_{TOT} = 101325 \times \left(1 - 2.25577 \times 10^{-5} \times z \right)^{5.2559} \quad \text{Eq. 5.2.5.1}$$

La pressione di saturazione dell'acqua è stata calcolata con la seguente forma esponenziale in funzione della variabile di temperatura:

$$p_v = \begin{cases} \left[e^{\left(\frac{c1}{T} + c2 + c3 \times T + c4 \times T^2 + c5 \times T^3 + c6 \times T^4 + c7 \times \ln(T) \right)} \right] & \begin{matrix} T > -100^\circ C \\ T \leq 0^\circ C \end{matrix} \\ \left[e^{\left(\frac{c8}{T} + c9 + c10 \times T + c11 \times T^2 + c12 \times T^3 + c13 \times \ln(T) \right)} \right] & \begin{matrix} T > 0^\circ C \\ T \leq 200^\circ C \end{matrix} \end{cases} \quad \text{Eq. 5.2.5.2}$$

La pressione parziale dell'aria secca è data da:

$$p_{air} = p_{TOT}(\text{altitudine}) - p_v \quad \text{Eq. 5.2.5.3}$$

È stata applicata l'equazione dei gas perfetti:

$$p \times V = n \times R \times T \quad \text{Eq. 5.2.5.4}$$

Da cui:

$$p \times V = m \times R_{air} \times T \quad \text{Eq. 5.2.5.5}$$

L'umidità specifica a una certa RH si trova calcolando:

$$p_v(RH) = \frac{RH}{100} \times p_v|_{RH=100\%} \quad \text{Eq. 5.2.5.6}$$

Da cui l'umidità specifica in una data condizione:

$$x(RH) = 0.62198 \times \frac{p_v(RH)}{p_{TOT}(\text{altitudine}) - p_v(RH)} \quad \text{Eq. 5.2.5.7}$$

Il volume specifico e la densità sono correlati nel seguente modo:

$$v_{air} = \frac{R_{air} \times T}{p_{air}} = \frac{1}{\rho_{air}} \quad \text{Eq. 5.2.5.8}$$

$$v_v = \frac{R \times T}{p_v} = \frac{1}{\rho_v}$$

Altre proprietà termofisiche dell'aria sono sottoforma di rappresentazione polinomiale in funzione della sola temperatura:

$$\begin{aligned} c_{p,air}(T, p_{air} = 101325[Pa]) &= \sum_{i=0}^{10} [a_i \times T^i] \\ \lambda_{air}(T, p_{air} = 101325[Pa]) &= \sum_{i=0}^{10} [a_i \times T^i] \\ \mu_{air}(T, p_{air} = 101325[Pa]) &= \sum_{i=0}^{10} [a_i \times T^i] \\ Pr_{air}(T, p_{air} = 101325[Pa]) &= \sum_{i=0}^{10} [a_i \times T^i] \end{aligned} \quad \text{Eq. 5.2.5.9}$$

Lo stesso vale per le proprietà dell'acqua (liquida e vapore):

$$\rho_{H_2O}(T) = \begin{cases} \sum_{i=0}^{10} [a_i \times T^i]_{T \leq 0^\circ C} \\ \sum_{i=0}^{10} [b_i \times T^i]_{T > 0^\circ C} \end{cases}$$

$$\lambda_{H_2O}(T) = \begin{cases} \sum_{i=0}^{10} [a_i \times T^i]_{T \leq 0^\circ C} \\ \sum_{i=0}^{10} [b_i \times T^i]_{T > 0^\circ C} \end{cases} \quad \text{Eq. 5.2.5.10}$$

$$C_{p_H_2O}(T) = \begin{cases} \sum_{i=0}^{10} [a_i \times T^i]_{T \leq 0^\circ C} \\ \sum_{i=0}^{10} [b_i \times T^i]_{T > 0^\circ C} \end{cases}$$

$$C_{LAT_H_2O}(T) = \begin{cases} \sum_{i=0}^{10} [a_i \times T^i]_{T \leq 0^\circ C} \\ \sum_{i=0}^{10} [b_i \times T^i]_{T > 0^\circ C} \end{cases}$$

L'entalpia dell'aria è data da:

$$h_{wet_air} = c_{p,air} \times t_{air} + x (RH) \times (C_{LAT} + c_{p_v} \times t_{air}) \quad \text{Eq. 5.2.5.11}$$

Una volta definiti i parametri fisici d'interesse si è affrontato il calcolo del coefficiente di scambio convettivo tramite il fattore di Colburn j, come descritto da Wang (2000):

$$j = \frac{Nu}{Re \times Pr_{air}^{\frac{1}{3}}} \quad \text{Eq. 5.2.5.12}$$

Il fattore di Colburn è stato valutato in base all'ipotesi di singolo rango perché la soluzione numerica adottata ha preso come riferimento delle celle contenenti singole "fettine" di tubo.

$$j = 0.108 \times Re^{-0.29} \times \left(\frac{X_{t,tube}}{X_{l,tube}} \right)^{1.9-0.23 \times \ln(Re)} \times \left(\frac{X_{fin}}{\Theta_{collar}} \right)^{-1.084} \times \left(\frac{X_{fin}}{\Theta_h} \right)^{-0.786} \times \left(\frac{X_{fin}}{X_{t,tube}} \right)^{-0.236+0.126 \times \ln(Re)} \quad \text{Eq. 5.2.5.13}$$

Dove si è indicata con X la dimensione geometrica inerente ai seguenti pedici:

- ✓ t,tube: distanza trasversale dei tubi;
- ✓ l,tube: distanza longitudinale dei tubi;
- ✓ fin: passo delle alette.

Per ciò che riguarda la dimensione geometrica del diametro, indicata con Θ , i suoi pedici indicano:

- ✓ collar: il diametro del collare;
- ✓ h: il diametro idraulico.

Il coefficiente di trasferimento di massa è dato dalla relazione di Lewis:

$$\alpha_m = \frac{\alpha}{c_{p,air} \times Le} \quad \text{Eq. 5.2.5.14}$$

Dove “Le” rappresenta il numero Lewis, che nei due casi è (Lee – 2003):

1. acqua condensata=1;
2. brina =0.905.

Il numero di Reynolds è valutato in base alla sezione di passaggio che è dipendente dal tempo, e dalle condizioni di brinamento della singola cella di calcolo:

$$Re = \frac{G_{air} \times \phi_h}{\mu_{air}}$$

Eq. 5.2.5.15

$$G_{air} = \frac{dm_{air}}{A dt}$$

5.2.6. Perdite di carico lato aria

L’ostruzione dei canali aerulici determina come risposta dei ventilatori una riduzione della portata d’aria elaborata. La conseguenza è che a parità di potenza scambiata, l’aria subirà un incremento di differenza di temperatura che si ripercuoterà in modo negativo sulla pressione d’evaporazione. In tal caso, anche l’inverter risponderà accelerando la macchina, con tutte le conseguenze sull’efficienza vista in precedenza, dovuta alle maggiori perdite per l’aumento del rapporto di compressione e le correnti elettriche assorbite.

La perdita di carico totale è data, secondo Kays-London (1973) e come riportato da Branislav et all (2006), dalla seguente sommatoria di perdite di carico, come spiegato nel seguito:

$$\Delta p = \Delta p_{in} + \Delta p_{HE} + \Delta p_{out}$$

Eq. 5.2.6.1

I vari pedici delle differenze di pressione indicano rispettivamente:

- ✓ in: ingresso;
- ✓ out: uscita;
- ✓ HE: heat exchanger.

La prima perdita di carico dell’aria avviene in concomitanza all’ingresso in batteria, dove si costringe il flusso ad affrontare la prima deformazione, dovuta alla variazione di sezione e geometria.

Possiamo dunque scrivere:

$$\Delta p_{in} = \frac{w_{in}^2 \times \rho_{in}}{2} \times (1 - \sigma^2 + Kc)$$

Eq. 5.2.6.2

Nel caso di brinamento è utile tenere in debita considerazione la perdita in ingresso poiché essa dipende dal tempo a causa dell’accrescimento del manto di brina. All’uscita dello scambiatore il flusso d’aria riprenderà pressione decelerando per il motivo opposto al sopraddetto:

$$\Delta p_{out} = -\frac{w_{out}^2 \times \rho_{out}}{2} \times (1 - \sigma^2 - Ke)$$

Eq. 5.2.6.3

In questo caso la perdita per espansione terrà conto del diverso spessore della brina nel rango d'uscita dei tubi.

Queste due perdite sono corrette da un coefficiente C, trovato sperimentalmente da Chen, il quale osserva che durante il processo di brinamento, l'entrata del canale aerulico subisce un arrotondamento per opera della brina.

La relazione è la seguente:

$$C = \begin{cases} 0.5 \times \left(\frac{\delta_{frost}}{\delta_{fin}} \right)^{-0.65} & 0.1 \leq \delta_{frost} < \delta_{fin} \\ 0.5 & \delta_{frost} \geq \delta_{fin} \end{cases} \quad \text{Eq. 5.2.6.4}$$

Nelle due precedenti relazioni compare il rapporto di contrazione della sezione trasversale, dato in forma analitica dalla seguente formulazione:

$$\sigma = \frac{(X_{t,tube} - \Theta_{collar}) - (X_{fin} - \delta_{fin})}{X_{t,tube} \times X_{fin}} \quad \text{Eq. 5.2.6.5}$$

Le velocità in ingresso e uscita dell'aria sono definite dalle seguenti relazioni:

$$w_{in} = \frac{\frac{dm_{air}}{dt}}{\rho_{air,in} \times B \times H \times \sigma} \quad \text{Eq. 5.2.6.6}$$

$$w_{out} = \frac{\frac{dm_{air}}{dt}}{\rho_{air,out} \times B \times H \times \sigma}$$

I termini B e H rappresentano rispettivamente la base e l'altezza dell'area frontale della batteria.

La perdita di carico interna allo scambiatore è definita come la differenza di pressione statica e consiste in due distinti termini:

$$\Delta p_{HE} = \Delta p_f + \Delta p_{ad} \quad \text{Eq. 5.2.6.7}$$

Il primo termine a destra dell'uguaglianza si riferisce agli effetti della frizione che il flusso d'aria esercita contro le pareti lambite e può esser così definito:

$$\Delta p_f = f_{air} \times \frac{X_{t,tube}}{\Theta_h} \times \frac{\left(\frac{w_{in} + w_{out}}{2} \right)^2 \times (\rho_{in} + \rho_{out})}{2} \quad \text{Eq. 5.2.6.8}$$

Dove il coefficiente di frizione è il Fanning friction factor.

La perdita di pressione causata dalle accelerazioni/decelerazioni dovute al gradiente di densità è invece data da:

$$\Delta p_{ad} = w_{out}^2 \times \rho_{out} - w_{in}^2 \times \rho_{in} \quad \text{Eq. 5.2.6.9}$$

5.2.7. Sistema ventilatore-batteria alettata

La portata d'aria elaborata dalla batteria alettata è determinata dalla risposta del ventilatore.

Nella realtà la risposta del ventilatore dipende anche dal trafileamento dell'aria attraverso le lamiere del banco, che si comportano come bypass veri e propri. Nelle costruzioni commerciali, tali difetti non sono rari.

Il modello prevede che man mano che la formazione della brina procede e la portata d'aria si sbilancia nei canali, un calcolo per tentativi va a ridistribuire la portata stessa, in modo che la condizione al contorno sia una uguale perdita di carico su tutta la lunghezza dell'evaporatore.

Il modello non simula i bypass d'aria delle lamiere del banco.

5.2.8. Accrescimento della brina

L'accrescimento della brina sulla superficie metallica delle batterie alettate determina effetti negativi sia per la resistenza termica introdotta sia per le perdite di carico crescenti al crescere del suo spessore o della rugosità superficiale. La modellizzazione della crescita di brina è un punto cruciale per la valutazione delle prestazioni di uno scambiatore di calore. Tale importanza deriva sicuramente dalla possibilità di simulare un ampio campo di condizioni che sarebbero altrimenti impossibili o troppo costose da realizzare in una campagna di prove reali. Questo permette di studiare la sensibilità di alcuni parametri sui quali può essere fatta un'opera di ottimizzazione del circuito frigorifero. Lo scopo del modello di accrescimento della brina è di prevedere lo sviluppo sulla coordinata spaziale radiale "z", considerando lo sviluppo nella variabile temporale "t". Tale considerazione evidenzia l'ipotesi su cui si basa tale modello, vale a dire di solo accrescimento verticale. Sono quindi trascurati i fenomeni di sviluppo trasversale (assi x e y) rispetto all'asse "z" dei cristalli dendritici. A livello macroscopico l'accrescimento rimane comunque di concezione spaziale. Come descritto da Hayashi (1977), la cristallizzazione è divisa fondamentalmente in due periodi:

- ✓ l'accrescimento dei primi cristalli (essi sono derivanti dal congelamento delle particelle liquide precipitate sulla superficie metallica delle alette e costituiscono i primi punti di nucleazione del ghiaccio, offrendo così le basi per lo sviluppo verticale delle strutture cristalline);
- ✓ lo sviluppo del manto di brina.

La rugosità ha un picco di massimo nella fase di accrescimento dei cristalli a causa del loro sviluppo verticale, come riportato nell'esempio seguente (figura 5.2.8.1 - Yun e all – 2001).

Dopo l'accrescimento lineare degli aghi di ghiaccio, lo sviluppo diventa dendritico tridimensionale, facendo decrescere le creste formatesi in precedenza e diminuendo quindi la rugosità superficiale sino a formare uno strato quasi piano. Nel campo di temperatura e umidità considerato nel caso dell'espositore MT, normalmente il tipo di brina che incontriamo è di tipo C e D come nelle mappe seguenti. Si tratta di brina con basso sviluppo verticale iniziale e con formazione di un manto denso e regolare nella prosecuzione della crescita.

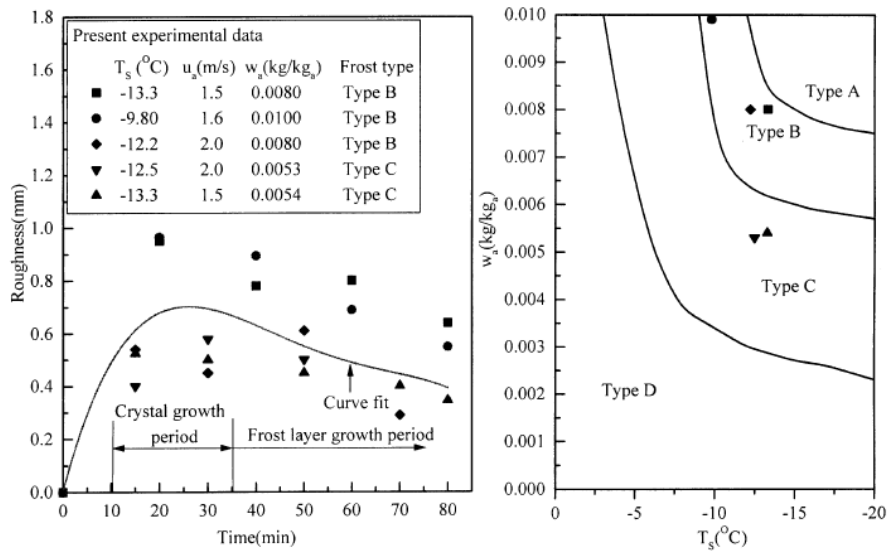


Figura 5.2.8.1 – Parametri di accrescimento della brina (rugosità e tipologia).

Il manto di brina è considerato uno strato poroso di ghiaccio e aria umida in saturazione.

È comunque necessario fare alcune assunzioni fondamentali:

- ✓ il trasporto di calore e massa nello strato di brina è un fenomeno in funzione del tempo e macroscopicamente monodimensionale;
- ✓ la pressione totale della fase gassosa negli interstizi della brina è pari alla pressione totale dell'aria, funzione della quota geodetica di installazione della macchina;
- ✓ nello strato di brina esiste l'equilibrio termodinamico, nel senso che la temperatura delle due fasi (gas/solido) è la stessa;
- ✓ l'aria risponde al modello di gas ideale;
- ✓ la densità della brina all'interno della cella elementare di calcolo è costante e non varia con il variare delle coordinate radiali del sistema tubo/alette;
- ✓ gli scambi termici per radiazione sono trascurabili.

I parametri contenuti hanno ovvio significato dei simboli.

Il flusso termico totale trasferito dall'aria alla superficie brinata è dato dalla seguente relazione:

$$q_{air} = A \times \left\{ \left[\frac{\alpha}{c_{p,a}} \times (h_{wet_air} - h_{frost}) \right]_s + \left[\alpha_m \times C_{LAT} \times (x_{wet_air} - x_{frost}) \right]_m \right\} \quad \text{Eq. 5.2.8.1}$$

Il primo termine a destra dell'uguaglianza è segnato con il pedice "s" per determinare la natura sensibile dello scambio termico. Il secondo termine invece ha il pedice "m" poiché esso contiene la frazione di trasferimento di massa per ablimazione del vapore d'acqua contenuto nell'aria.

La portata di massa di brina/acqua trasferita sulla superficie della batteria è determinata dalla seguente relazione:

$$\frac{dm_{frost}}{dt} = \alpha_m \times A \times (x_{wet_air} - x_{frost}) \quad \text{Eq. 5.2.8.2}$$

Essa è scomponibile in due distinte portate massiche e la loro definizione è fondamentale ai fini del calcolo delle prestazioni di scambio termico e altrettanto rilevante dal punto di vista della portata volumetrica d'aria derivata dalla risposta dei ventilatori alla strizione dell'area dei canali aerulici.

$$\frac{dm_{aria}}{dt} \times (x_{wet_air,in} - x_{wet_air,out}) = \frac{dm_{frost}}{dt} = \frac{d(\delta_{frost} \times \rho_{frost})}{dt} = \left(\frac{dm_{frost}}{dt} \right)_{\delta} + \left(\frac{dm_{frost}}{dt} \right)_{\rho} \quad \text{Eq. 5.2.8.3}$$

Dove:

$$\left(\frac{dm_{frost}}{dt} \right)_{\delta} = \rho_{frost} \times \frac{d\delta_{frost}}{dt} \quad \text{Eq. 5.2.8.4}$$

$$\left(\frac{dm_{frost}}{dt} \right)_{\rho} = \delta_{frost} \times \frac{d\rho_{frost}}{dt} \quad \text{Eq. 5.2.8.5}$$

Il vincolo geometrico dentro allo strato di brina è espresso dalla seguente relazione:

$$\varepsilon_{ice} + \varepsilon_{air} = 1 \quad \text{Eq. 5.2.8.6}$$

Essa determina il bilancio fra volume d'aria e volume occupato dal ghiaccio nello strato poroso di brina.

Le proprietà della brina sono date secondo le seguenti relazioni, come riportato da Chen (2000):

$$\rho_{frost} = \varepsilon_{ice} \times \rho_{ice} + \varepsilon_{air} \times (\rho_v + \rho_{air}) \quad \text{Eq. 5.2.8.7}$$

$$c_{p,frost} = \frac{\varepsilon_{ice} \times \rho_{ice} \times c_{p,ice} + \varepsilon_{air} \times (\rho_v \times c_{p,v} + \rho_{air} \times c_{p,air})}{\rho_{frost}}$$

La diffusività molecolare è stata calcolata con un modello empirico molto usato nei processi di brinamento, di Ecker and Drake (1972), ed è rappresentata dalla seguente forma analitica:

$$D_{AB} = 2.302 \times \left(\frac{0.98 \times 10^5}{p_{air}} \right) \times \left(\frac{T_{frost}}{256} \right)^{1.81} \times 10^{-5} \quad \text{Eq. 5.2.8.8}$$

Nella precedente equazione T_{frost} è intesa come la temperatura superficiale della brina. La diffusività effettiva è calcolata come:

$$D_{eff,frost} = D_{AB} \times \varepsilon_{air} \quad \text{Eq. 5.2.8.9}$$

Il termine D_{AB} rappresenta il coefficiente di diffusione binario per vapor d'acqua in aria alla temperatura di saturazione dell'interfaccia fra le fasi.

La diffusività effettiva diventa nulla in caso di situazione al limite, di strato composto da solo ghiaccio.

La portata di vapore che incrementa la densità è stata espressa da Kondepudi e O'Neal (1993) come:

$$\left(\frac{dm_{frost}}{dt}\right)_\rho = A \times D \times \frac{1 - \frac{\rho_{frost}}{\rho_{ice}}}{1 + \sqrt{\frac{\rho_{frost}}{\rho_{ice}}}} \times \frac{d\rho_v}{dz} \quad \text{Eq. 5.2.8.10}$$

Utilizzando la legge dei gas ideali:

$$\frac{R_v \times T_{frost}}{p_v} = \frac{1}{\rho_v} \quad \text{Eq. 5.2.8.11}$$

Possiamo scrivere:

$$\frac{d\rho_v}{dz} = \frac{1}{R_v \times T_{frost}} \times \left(\frac{dp_v}{dT_{frost}} - \frac{p_v}{T_{frost}} \right) \times \frac{dT_{frost}}{dz} \quad \text{Eq. 5.2.8.12}$$

Considerando l'equazione di Clausius-Clapeyron, otteniamo:

$$\frac{dp_v}{dT_{frost}} = \frac{C_{LAT}}{T_{frost} \times (v_v - v_{ice})} \quad \text{Eq. 5.2.8.13}$$

Da quest'ultima relazione possiamo calcolare la portata di vapore che accresce la densità della brina come:

$$\left(\frac{dm_{frost}}{dt}\right)_\rho = A \times D \times \frac{1 - \frac{\rho_{frost}}{\rho_{ice}}}{1 + \sqrt{\frac{\rho_{frost}}{\rho_{ice}}}} \times \frac{1}{R_v \times T_{frost}} \times \left(\frac{C_{LAT}}{T_{frost} \times (v_v - v_{ice})} - \frac{p_v}{T_{frost}} \right) \times \frac{dT_{frost}}{dz} \quad \text{Eq. 5.2.8.14}$$

La potenza termica totale attraverso lo strato brinato è data da:

$$q = A \times \lambda_{frost} \times \frac{dT_{frost}}{dz} + \left(\frac{dm_{frost}}{dt}\right)_\rho \times C_{LAT} \quad \text{Eq. 5.2.8.15}$$

Data questa relazione è possibile determinare la portata di vapore che contribuisce all'addensamento della brina:

$$\left(\frac{dm_{frost}}{dt}\right)_\rho = \frac{q}{C_{LAT} + \frac{\lambda_{frost} \times R_v \times T_{frost}^2 \times (v_v - v_{ice})}{1 - \frac{\rho_{frost}}{\rho_{ice}}}} \times \frac{1 - \frac{\rho_{frost}}{\rho_{ice}}}{D \times [C_{LAT} - p_v \times (v_v - v_{ice})]} \quad \text{Eq. 5.2.8.16}$$

Nella simulazione, l'accrescimento della brina è stato valutato su passi temporali fissi, quindi a ogni intervallo, deve essere eseguita la serie delle sotto elencate operazioni:

$$\left(\frac{dm_{frost}}{dt}\right)_{\delta} = \left(\frac{dm_{frost}}{dt}\right)_{\rho} - \left(\frac{dm_{frost}}{dt}\right)_{\rho}$$

$$\Delta\rho_{frost} = \frac{\left(\frac{dm_{frost}}{dt}\right)_{\rho}}{A \times \delta_{frost}} \times \Delta time \quad \text{Eq. 5.2.8.17}$$

$$\Delta\delta_{frost} = \frac{\left(\frac{dm_{frost}}{dt}\right)_{\delta}}{A \times \rho_{frost}} \times \Delta time$$

Le caratteristiche termofisiche dipendono dai valori iniziali che sono assegnati alla densità del ghiaccio. Questo riguarda le condizioni al contorno del sistema all'istante di partenza del calcolo. All'istante iniziale sono assegnate le seguenti condizioni:

$$\Delta\rho_{frost}(t=0) = \rho_{frost,0}$$

Eq. 5.2.8.18

$$\Delta\delta_{frost}(t=0) = 10^{-7}$$

La conduttività della brina differisce da quella del ghiaccio, poiché si parla di un mezzo poroso, composto di gas (aria/vapor acqueo) e una struttura solida di cristalli (acqua).

L'algoritmo per il calcolo della conduttività reale della brina è tratto da un lavoro di Dietenberger (1983). Secondo Dietenberger:

- ✓ alle basse densità, la struttura globale della brina si identifica come una miscela di cilindri e sfere di ghiaccio;
- ✓ alle alte densità, la struttura assume le sembianze di una struttura formata da bolle di d'aria e strati di ghiaccio.

Di seguito sono illustrati i passi per il calcolo per l'ottenimento della conduttività reale della brina con un metodo semi-empirico:

$$\lambda_{eff, frost} = \frac{1}{4 \times \left[(3 \times B_c - 1) \times \lambda_l + (3 \times \Theta_c - 1) \times \lambda_u + \sqrt{\left[(3 \times B - 1) \times K_l + (3 \times \Theta_c - 1) \times \lambda_u \right]^2 + 8 \times \lambda_l \times \lambda_u} \right]} \quad \text{Eq. 5.2.8.19}$$

Il campo di valori in cui tale formulazione è valida va da:

$$50 \leq \rho_{frost} \leq 600 \text{ [kg/m}^3\text{];}$$

$$136 \leq T \leq 267 \text{ [K].}$$

$$\Theta_c = 1 - B_c$$

Eq.
5.2.8.20

$$B_c = \begin{cases} 13.6 \times (B_2 - B_1) \times (B - B_1)^2 \times \left[1 - \frac{2}{3} \times \left(\frac{B - B_1}{B_3 - B_1} + \frac{B - B_1}{B_2 - B_1} \right) + \frac{(B - B_1)^2}{2 \times (B_3 - B_1) \times (B_2 - B_1)} \right] \Leftrightarrow B > B_1 \\ 0 \Leftrightarrow B \leq B_1 \end{cases} \quad \text{Eq. 5.2.8.21}$$

Questa relazione tiene conto del gradiente di conduttività causato sia dalla densità sia dalla temperatura.

I termini sopra usati sono di seguito spiegati:

- ✓ B_c : porzione del volume della brina, rappresentante le sfere e gli strati di ghiaccio;
- ✓ λ_i : limite inferiore (lower limit) della conduttività termica;
- ✓ λ_u : limite superiore (upper limit) della conduttività termica;
- ✓ B rappresenta la porosità della brina.

B può essere calcolata con la seguente relazione:

$$B = \frac{\rho_{ice} - \rho_{frost}}{\rho_{ice} - \rho_{aria}(T = T_{frost})}$$

$$B_1 = 0.1726 \times \frac{T_{frost}}{273.16} \quad \text{Eq. 5.2.8.22}$$

$$B_2 = 0.751$$

$$B_3 = B_2 + 0.3$$

B_1 è una variabile dipendente dalla temperatura assunta dalla brina. Il limite superiore di conduttività termica è calcolato come segue:

$$\lambda_u = (1 - B) \times \lambda_b + B \times \lambda_c$$

$$\lambda_b = \lambda_{ice} \times \frac{\left(1 - 2 \times B \times \frac{1 - a}{2 + a} \right)}{\left(1 + B \times \frac{1 - a}{2 + a} \right)}$$

$$a = \frac{\lambda_{aria}(T = T_{frost})}{\lambda_{ice}}$$

Eq. 5.2.8.23

$$\lambda_c = \lambda_{ice} \times (1 - B) + B \times \lambda_{aria}(T = T_{frost})$$

$$\lambda_l = \lambda_p \times (1 - B) + B \times \lambda_s$$

$$\lambda_s = \lambda_{ice} \times \frac{3 + 2 \times B \times (a - 1)}{3 - B \times \frac{a - 1}{a}}$$

$$\lambda_p = \frac{\lambda_{ice} \times \lambda_{aria}(T = T_{frost})}{(1 - B) \times \lambda_{aria}(T = T_{frost}) + B \times \lambda_{ice}}$$

È interessante porre un accento sul significato dei termini conduttivi sopra specificati con i pedici “b”, “c”, “p” e “s”:

- ✓ λ_b è un termine riguardante la conduttività delle bolle d’aria (air bubbles);
- ✓ λ_c il termine che tiene conto della conduttività dei cilindri di ghiaccio (ice cylinders);
- ✓ λ_p il termine che tiene conto della conduttività dei piani di ghiaccio (ice planes);
- ✓ λ_s il termine che tiene conto della conduttività delle sfere di ghiaccio (ice spheres).

Il risultato della conduttività è stato confrontato con la stima di Yonko e Sepsy (1967):

$$\lambda_{eff, frost} = 0.02422 + 7.214 \times 10^{-4} \times \rho_{frost} + 1.1797 \times 10^{-6} \times \rho_{frost}^2 \quad \text{Eq. 5.2.8.24}$$

Questa relazione correla la conduttività solo alla densità. Tale confronto ha evidenziato diversità importanti fra i due metodi di calcolo.

La densità di partenza è stata valutata dall’equazione empirica di Hayashi (1977):

$$\rho_{frost}(t_{frost}) = 650 \times e^{0.277 \times t_{frost}} \quad \text{Eq. 5.2.8.25}$$

Dopo tale assegnazione si è proceduto al calcolo dell’evoluzione secondo lo schema di calcolo precedente, comprendente tutti i parametri già descritti.

Il modello, in caso di raggiungimento di temperature positive sulla superficie del manto brinato considera l’intera portata di vapore destinata alla diffusione, bypassando i calcoli precedenti, fino al raggiungimento del limite di densità del ghiaccio. Se tale limite è raggiunto e la superficie è a temperatura positiva, il vapore condensato sulla superficie non accresce né lo strato di brina né la densità.

5.2.9. Efficienza delle alette

Definiamo l’efficienza delle alette (Kondepudi - 1993) come:

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(m_{F,f} \times L)}{m_{F,f} \times L} \quad \text{Eq. 5.2.9.1}$$

Dove compare il termine $m_{F,f}$ ed L.

Il termine $m_{F,f}$ contiene il parametro b, introdotto da Sanders.

Tale termine rappresenta la pendenza per la linearizzazione dell’entalpia, come specificato in seguito.

$$m_{F,f} = \sqrt{\frac{1}{\frac{\delta_{frost}}{\lambda_{frost}} + \frac{c_{p,air}}{\alpha_s \times b}} \times \frac{1}{\delta_{fin} \times \lambda_{fin}}} \quad \text{Eq. 5.2.9.2}$$

L’entalpia è data da:

$$h_{wet_air} = a_0 + b \times T \quad \text{Eq. 5.2.9.3}$$

La costante a_0 è il valore dell'entalpia dell'aria saturata a 0 [°C].

Come definito da Madi e Johns (1998) e riportato da Yao et al (2004), l'altezza equivalente dell'aletta è data da:

$$L = 0.5 \times \Theta_{tube} \times (\tau - 1) \times [1 + 0.35 \times \ln(\tau)] \quad \text{Eq. 5.2.9.4}$$

$$\tau = 1.063 \times \frac{X_{l,tube}}{\Theta_{tube}} \quad \text{Eq. 5.2.9.5}$$

5.3. Condensatore

5.3.1. Generalità

Il condensatore è di tipo a piastre.

Non è stata presa in considerazione la maldistribuzione delle portate nei canali di condensazione poiché tale argomento esce dallo scopo della presente analisi.

Un'altra ipotesi introdotta è stata la disposizione perfettamente verticale dello scambiatore, anche sapendo che nella realtà è stato installato in posizione obliqua per motivi di spazio nell'alloggiamento del banco frigo e quindi anche il drenaggio del liquido refrigerante condensato all'interno assume una caratteristica differente dalla condizione teorica, con conseguente variazione dei coefficienti di scambio locali.

Di seguito sono riportate alcune caratteristiche del condensatore installato.

Caratteristiche	UDM	Circuito Refrigerante	Circuito Acqua
Potenza	[kW]	5	
Superficie di scambio termico totale	[m ²]	0,62	
Differenza media di temperatura	[°C]	7,224	
Coefficiente di convezione	[W/(m ² K)]	1724	1124
Perdite di carico totali	[kPa]	0,5	10,2
Numero di canali	-	7	8
Numero di piastre totale	-	16	

5.3.2. Coefficienti di scambio lato acqua

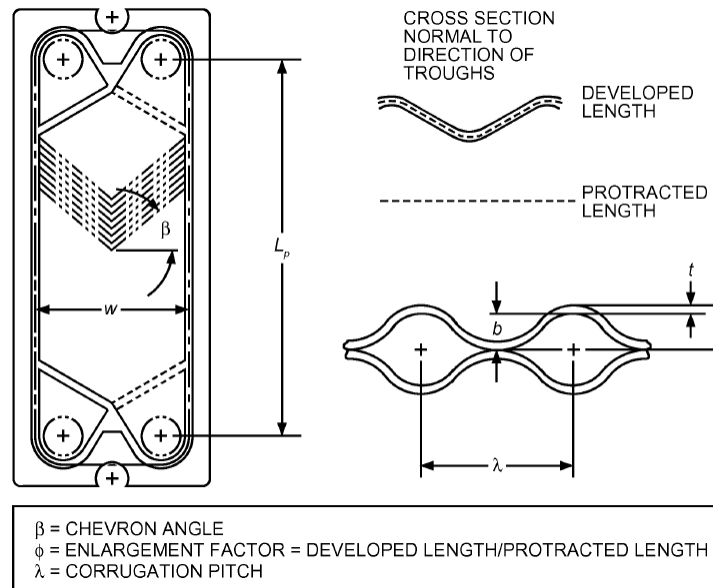


Figura 5.3.2.1 – Geometria del condensatore.

Nella sezione acqua è stato calcolato il coefficiente di scambio come definito dalla correlazione di Kim (1999). Questa formulazione è derivata proprio per acqua in fase liquida ed è rappresentata come segue:

$$Nu = 0.295 \times Re^{0.64} \times Pr^{0.32} \times \left(\frac{2}{\pi} - \beta \right)^{0.09} \quad \text{Eq. 5.3.2.1}$$

Essa tiene conto delle caratteristiche geometriche dell'angolo sviluppato sulle pieghe delle piastre.

5.3.3. Coefficienti di scambio lato refrigerante

Nel lato refrigerante le sezioni sono caratterizzate da tre zone:

1. desurriscaldamento del vapore;
2. condensazione;
3. sottoraffreddamento.

La zona di desurriscaldamento è caratterizzata da un coefficiente di scambio di un fluido a singola fase e quindi possiamo usare la correlazione di Chisholm e Wanniarachchi. Questa correlazione tiene conte del numero di Reynolds e Prandtl e dell'angolo delle pieghe sulle piastre, espresso in radianti. L'espressione è la seguente:

$$Nu = 0.724 \times \left(\frac{6 \times \beta}{\pi} \right)^{0.646} \times Re^{0.583} \times Pr^{\frac{1}{3}} \quad \text{Eq. 5.3.3.1}$$

Il numero di Nusselt è calcolato con il diametro idraulico:

$$Nu = \Theta_h \times \frac{\alpha}{\lambda_G} \quad \text{Eq. 5.3.3.2}$$

La formulazione presenta risultati accurati per $\pi/6 \leq \beta \leq 4\pi/6$ e $Re > 1000$.

La zona che ospita il cambiamento di fase è caratterizzata dal seguente coefficiente di scambio (Han et al – 2003):

$$Nu = Ge_1 \times Re_{eq}^{Ge_2} \times Pr^{\frac{1}{3}} \quad \text{Eq. 5.3.3.3}$$

I termini che compaiono a destra dell'uguale sono legati alle caratteristiche geometriche dello scambiatore e sono definiti come segue:

$$Ge_1 = 11.22 \times \left(\frac{p_{co}}{\Theta_h} \right)^{-2.83} \times \left(\frac{2}{\pi} - \beta \right)^{-4.5} \quad \text{Eq. 5.3.3.4}$$

$$Ge_2 = 0.35 \times \left(\frac{p_{co}}{\Theta_h} \right)^{0.23} \times \left(\frac{2}{\pi} - \beta \right)^{1.48}$$

dove p_{co} è il passo delle piastre.

Il numero di Reynolds usato nella zona bifase è calcolato come riportato da García (2007):

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} \times \Theta_h}{\mu_L} \quad \text{Eq. 5.3.3.5}$$

$$G_{eq} = G \times \left(1 - x + x \times \sqrt{\frac{\rho_L}{\rho_G}} \right)$$

Nella zona del liquido in sottoraffreddamento il coefficiente di scambio termico è come per la zona di desurriscaldamento:

$$Nu = 0.724 \times \left(\frac{6 \times \beta}{\pi} \right)^{0.646} \times Re^{0.583} \times Pr^{\frac{1}{3}} \quad \text{Eq. 5.3.3.6}$$

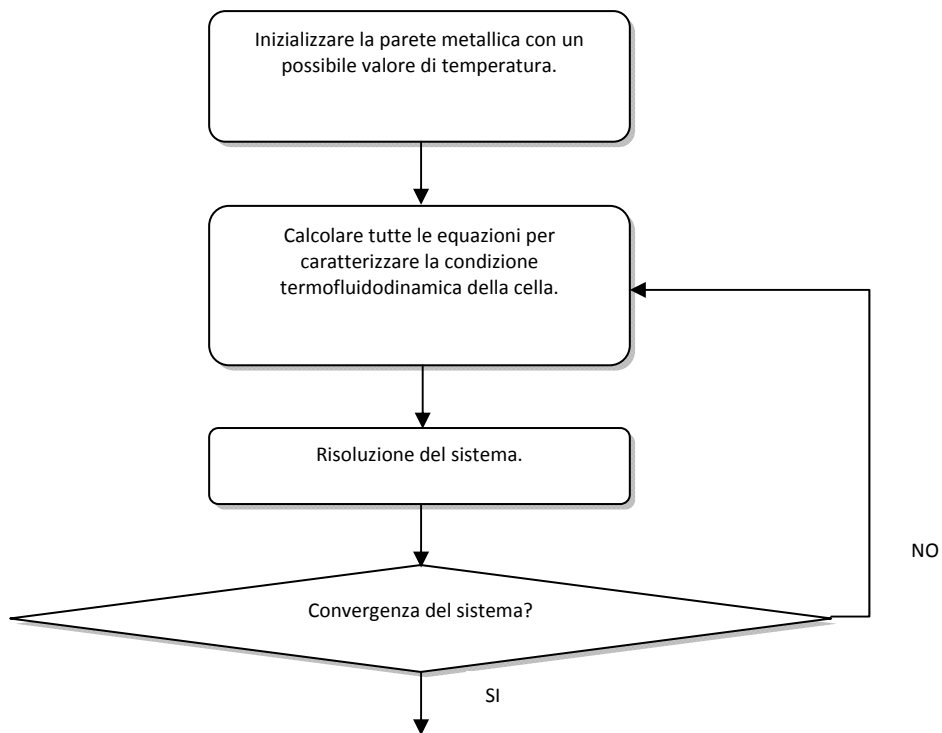
I coefficienti sono stati tarati, per la zona di scambio termico del refrigerante, tramite una costante moltiplicativa, in modo tale da ottenere le stesse condizioni dichiarate dal costruttore con le stesse condizioni al contorno.

5.4. Metodo di calcolo per la soluzione degli scambiatori

5.4.1. Generalità

L'approccio di risoluzione degli scambiatori di calore si basa sulla discretizzazione del dominio spaziale in volumi di controllo, i quali non hanno alcuna reciproca sovrapposizione e dividono l'intero spazio in volumi uguali in forma e dimensioni. In tali volumi è agevole l'interpretazione fisica dei fenomeni di scambio termico e trasferimento di massa, in caso quest'ultimo sia presente. Come risultato si ha che la

conservazione dell'energia, della massa e della quantità di moto è soddisfatta in tutti i sottodomini. Ovviamente un dominio scomposto in modo più fitto tenderà a mostrare andamenti delle grandezze fisiche globalmente più risolti. I fenomeni termofisici d'interesse negli scambiatori non sono di tipo lineare. Tale situazione va affrontata con metodi iterativi per cercare i valori che fanno convergere ogni singola cella al valore corretto e inizialmente non conosciuto, fintanto che i bilanci di energia, massa e quantità di moto non sono soddisfatti. Per la convergenza delle celle sia dell'evaporatore sia del condensatore si usa un procedimento iterativo che si basa sulla temperatura della parete metallica permeabile al calore. La sequenza delle operazioni è del tipo rappresentato graficamente come segue:



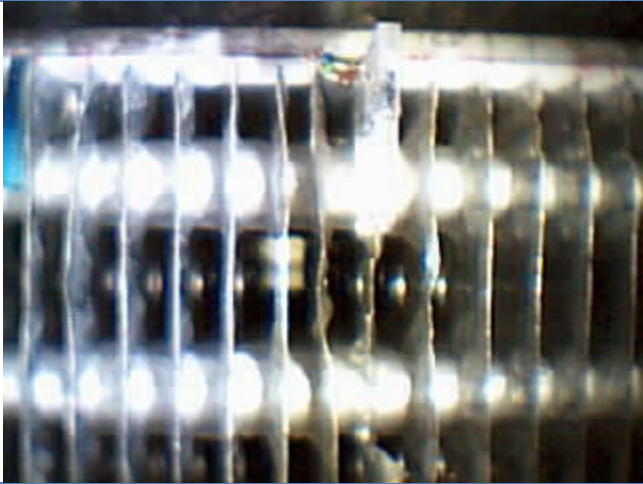
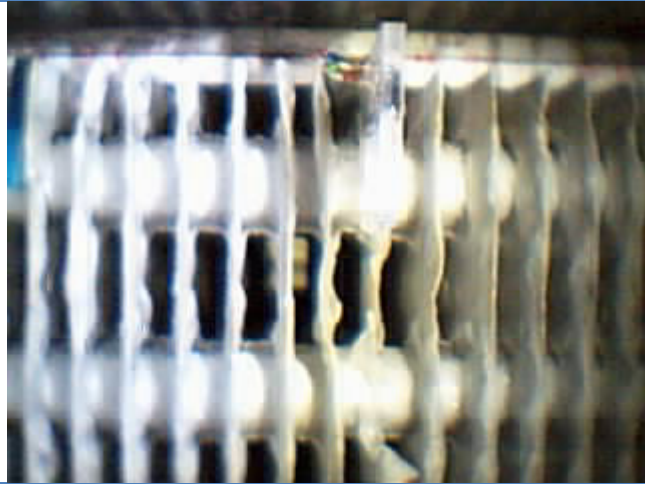


6. VALIDAZIONE DEI MODELLI





6.1. Introduzione

La taratura del modello è partita dall'osservazione sperimentale e poi si è tradotta in un vero e proprio confronto di valori generati dal software, utilizzando le stesse condizioni al contorno.

6.2. Formazione della brina: osservazione da Webcam

Come esempio si riporta una sequenza fotografica effettuata su un ciclo di brinamento.

	
<p>T aria ingresso=9,5[°C] T aria uscita=4,5[°C] RH ingresso=73,5[%] RH uscita=98[%] T evaporazione=-4,9[°C] SH=8[K] Tempo=29/08/08 17.43</p>	<p>T aria ingresso=8[°C] T aria uscita=2,5[°C] RH ingresso=73 [%] RH uscita=98[%] T evaporazione=-4,4[°C] SH=7,5[K] Tempo=29/08/08 18.43</p>
	
<p>T aria ingresso=8[°C] T aria uscita=3[°C] RH ingresso=72,2 [%] RH uscita=97[%] T evaporazione=-4,5[°C] SH=6,5[K]</p>	<p>T aria ingresso=8,5[°C] T aria uscita=3,5[°C] RH ingresso=75 [%] RH uscita=97,5[%] T evaporazione=-4,4[°C] SH=7,5[K]</p>

Tempo=29/08/08 19.43	Tempo=29/08/08 20.43
	
<p>T aria ingresso=9 [°C] T aria uscita=3,8[°C] RH ingresso=72 [%] RH uscita=99[%] T evaporazione=-4,4[°C] SH=6,5[K] Tempo=29/08/08 21.43</p>	<p>T aria ingresso=9 [°C] T aria uscita=3,7[°C] RH ingresso=70 [%] RH uscita=98[%] T evaporazione=-5,3[°C] SH=6 [K] Tempo=29/08/08 22.43</p>
	
<p>T aria ingresso=9 [°C] T aria uscita=2,7[°C] RH ingresso=69 [%] RH uscita=96[%] T evaporazione=-6,4[°C] SH=6,5 [K] Tempo=29/08/08 23.43</p>	<p>T aria ingresso=9 [°C] T aria uscita=4[°C] RH ingresso=68 [%] RH uscita=88[%] T evaporazione=-11,4[°C] SH=6 [K] Tempo=30/08/08 0.43</p>



T aria ingresso=8 [°C]
 T aria uscita=-0,5[°C]
 RH ingresso=76 [%]
 RH uscita=91[%]
 T evaporazione=-18,5[°C]
 SH=2 [K]
 Tempo=30/08/08 1.43



T aria ingresso=6 [°C]
 T aria uscita=0 [°C]
 RH ingresso=83 [%]
 RH uscita=91[%]
 T evaporazione=-21[°C]
 SH=6 [K]
 Tempo=30/08/08 2.43



T aria ingresso=6 [°C]
 T aria uscita=4 [°C]
 RH ingresso=80 [%]
 RH uscita=92[%]
 T evaporazione=-25,4[°C]
 SH=6 [K]
 Tempo=30/08/08 3.43



T aria ingresso=6,5 [°C]
 T aria uscita=NaN⁽¹⁾ [°C]
 RH ingresso=82 [%]
 RH uscita=94[%]
 T evaporazione=-29,6[°C]
 SH=6 [K]
 Tempo=30/08/08 4.43

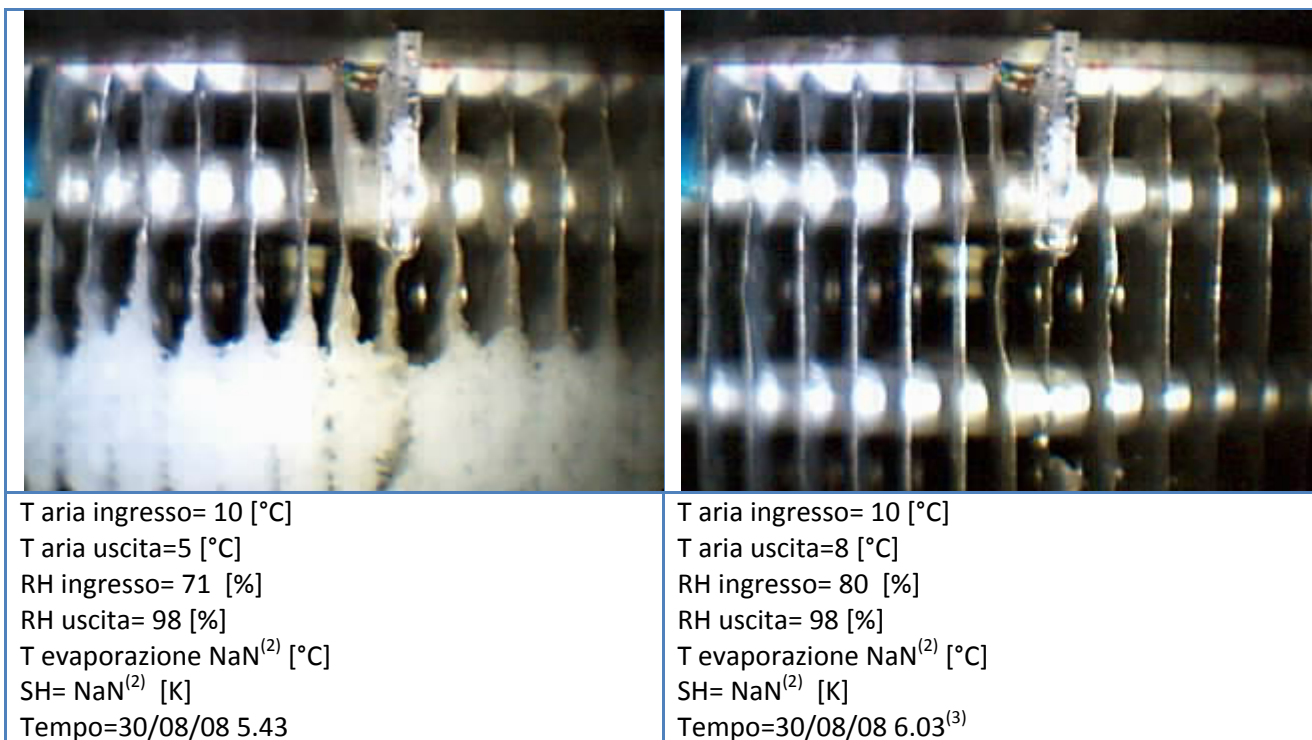


Figura 6.2.1 – Sequenza fotografica di accrescimento della brina sull’evaporatore del banco frigorifero.

Legenda:

(1): temperatura maggiore che in ingresso per bypass d’aria dalle lamiere del mobile a causa dell’ostruzione della brina.

(2): fase di sbrinamento (compressore spento e ventilatori accesi).

(3): fine sbrinamento.

NaN: NOT a NUMBER.

Come descritto dalle mappe di Hayashi, inerenti alle formazioni di brina di tipo A,B,C,D è possibile vedere che quando l’evaporazione scende sotto i -20 [°C] inizia un brusco accrescimento di cristalli verticali, i quali aumentano la rugosità superficiale e la brina sembra avere una transizione da un tipo C/D ad un tipo A/B.

Si possono inoltre osservare i fenomeni di arrotondamento delle sezioni finali delle alette, come descritto da Hayashi.

6.3. Formazione della brina: simulazioni software

Il confronto fra grandezze reali e simulate è avvenuto ponendo le condizioni reali come valori al contorno sulle simulazioni software e considerando gli andamenti ottenuti per le temperature, le potenze e lo spessore della brina calcolata dal software (lo spessore è stato valutato nello stesso punto di osservazione della webcam).

Il software ha come limite minimo di temperatura di evaporazione un valore pari a -25 [°C].

6.4. Andamento della crescita di brina: simulazioni software

La coordinata “profondità” indica la lunghezza frontale. La coordinata “lunghezza” indica i ranghi.

Sono riportati alcuni esempi di output grafico del simulatore (Tempo=29/08/08 17.43):

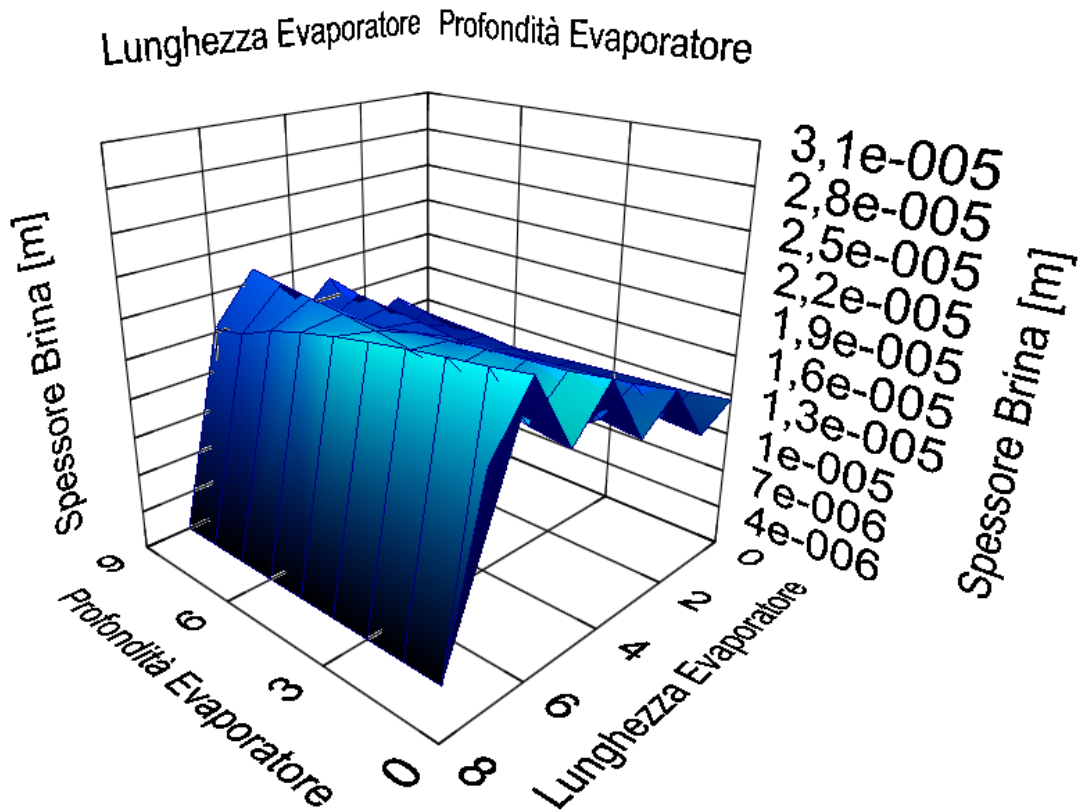


Figura 6.4.1 – Spessore della brina calcolato dal software.

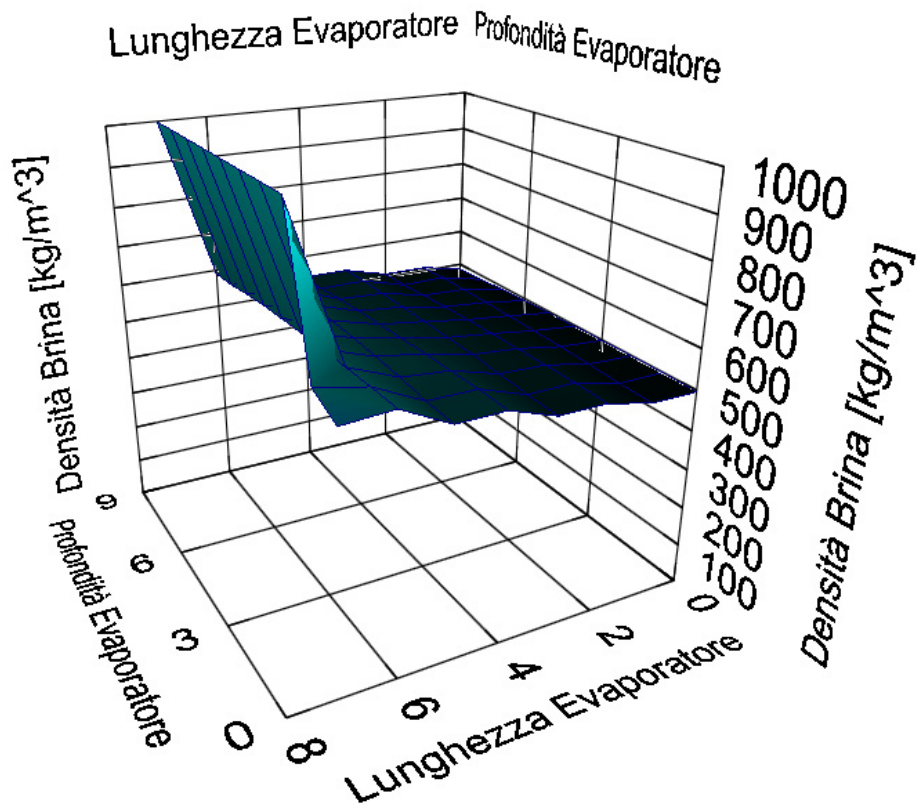


Figura 6.4.2 - Densità della brina calcolato dal software.

Fase di controllo (Tempo=30/08/08 1.43):

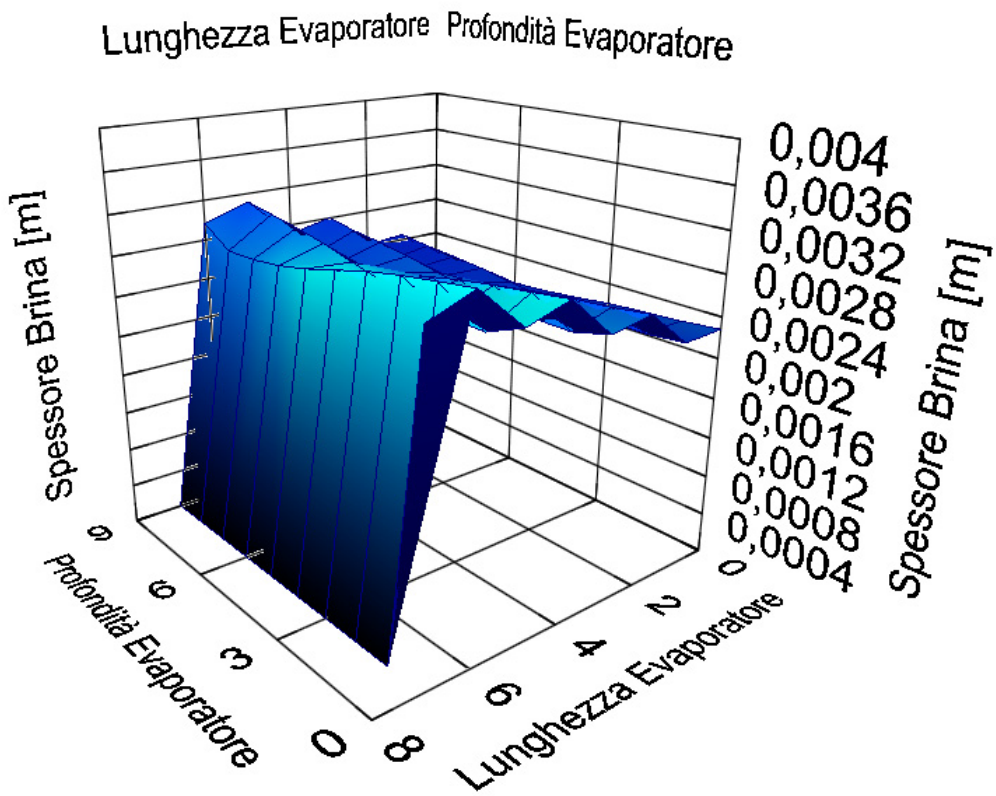


Figura 6.4.3 - Spessore della brina calcolato dal software.

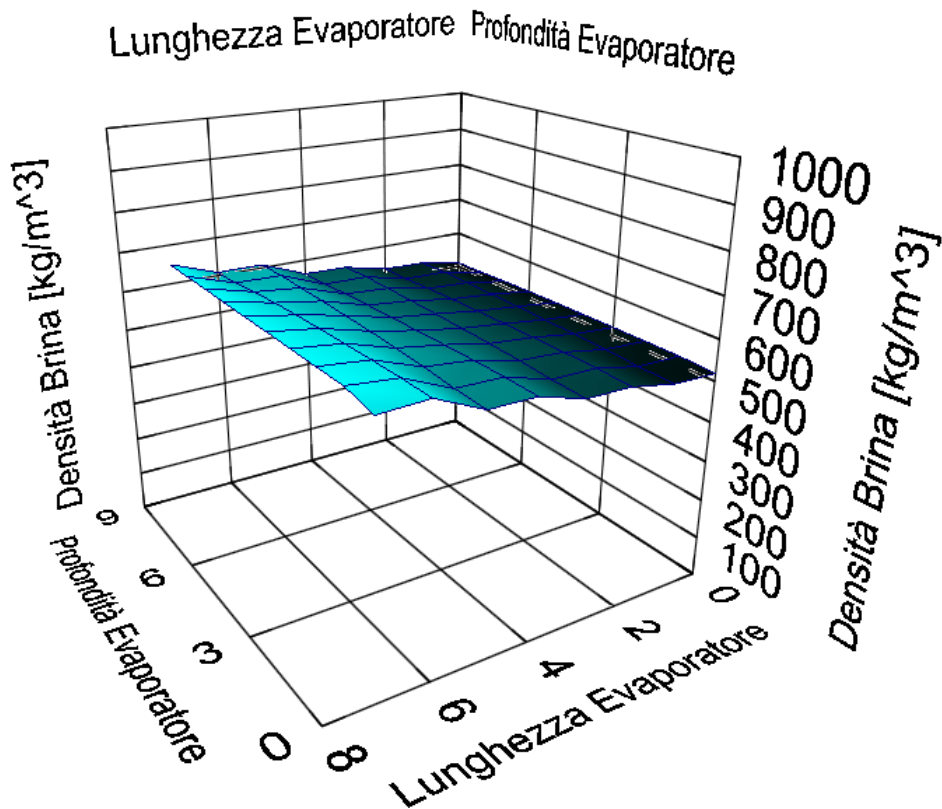


Figura 6.4.4 - Densità della brina calcolato dal software.

È interessante notare come la simulazione mostri il passaggio da batteria parzialmente in condensazione a batteria totalmente brinata. Tale condizione è visibile nel campo della densità della brina.

6.5. Andamento delle temperature: simulazioni software

Come visibile nella seguente figura, gli andamenti delle temperature generate dal treno di frequenze usate dalla simulazione software, seguono in modo soddisfacente gli andamenti delle condizioni reali. La crisi termodinamica causata dalla brina nell'evaporatore è prevista in tempi molto simili al caso reale.

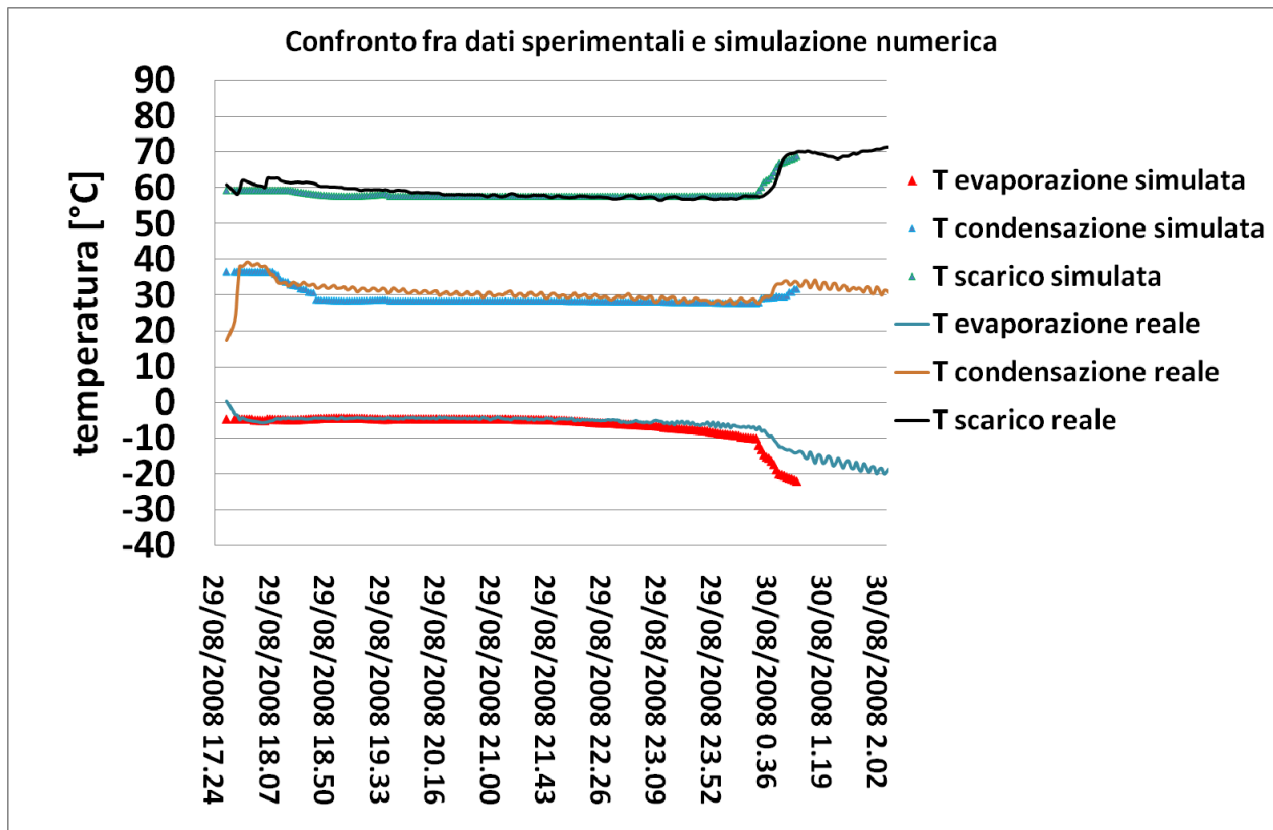


Figura 6.5.1 – Andamento delle temperature del refrigerante reali e simulate.

6.6. Andamento delle Potenze: simulazioni software

L'andamento delle potenze (elettrica, frigorifera) rispecchia come sopra gli andamenti del tutto simili al comportamento reale del circuito frigorifero.

Nei dati reali, c'è una dispersione di valori che segue la fine della simulazione.

Tale zona è soggetta a forti instabilità del circuito reale, non replicabili dal software.

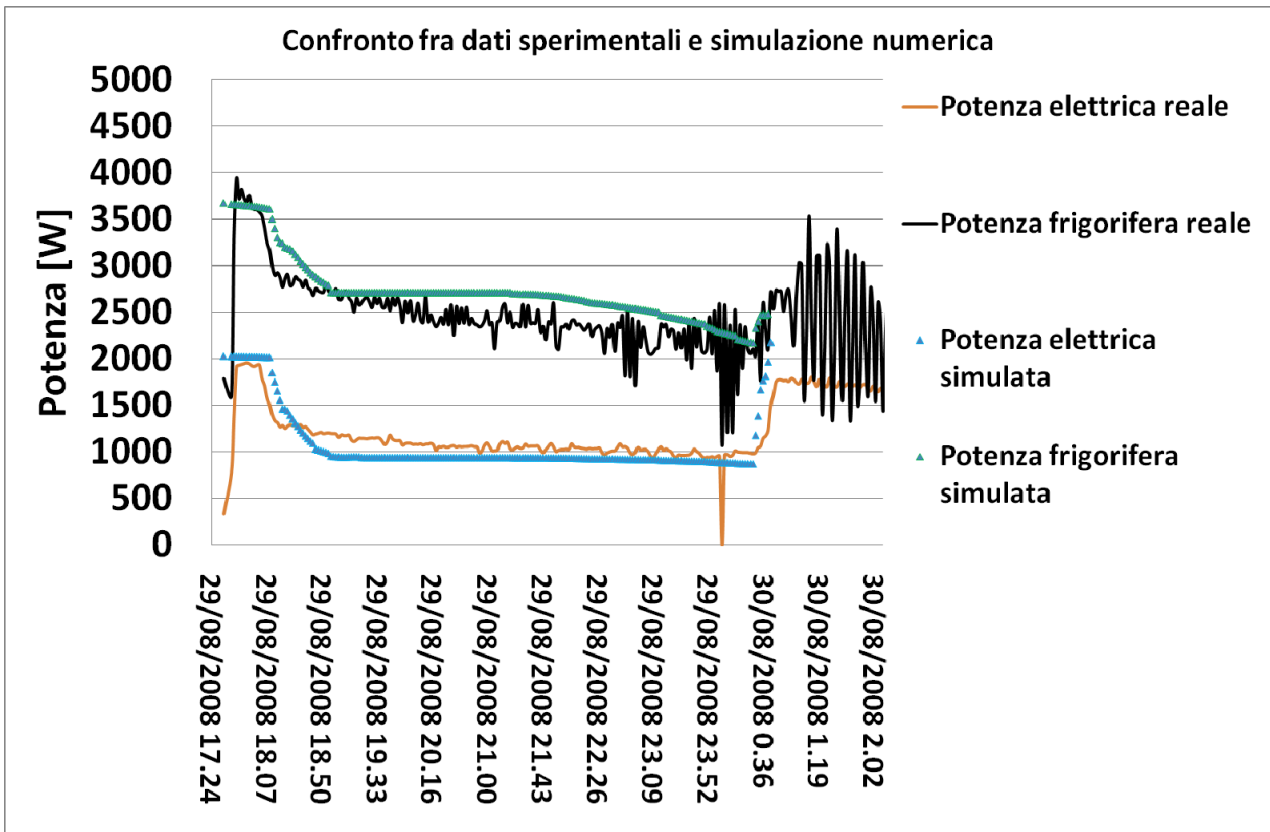


Figura 6.6.1 - Andamento delle potenze reali e simulate.

L'andamento dell'indice EER deriva dalle considerazioni di cui sopra.

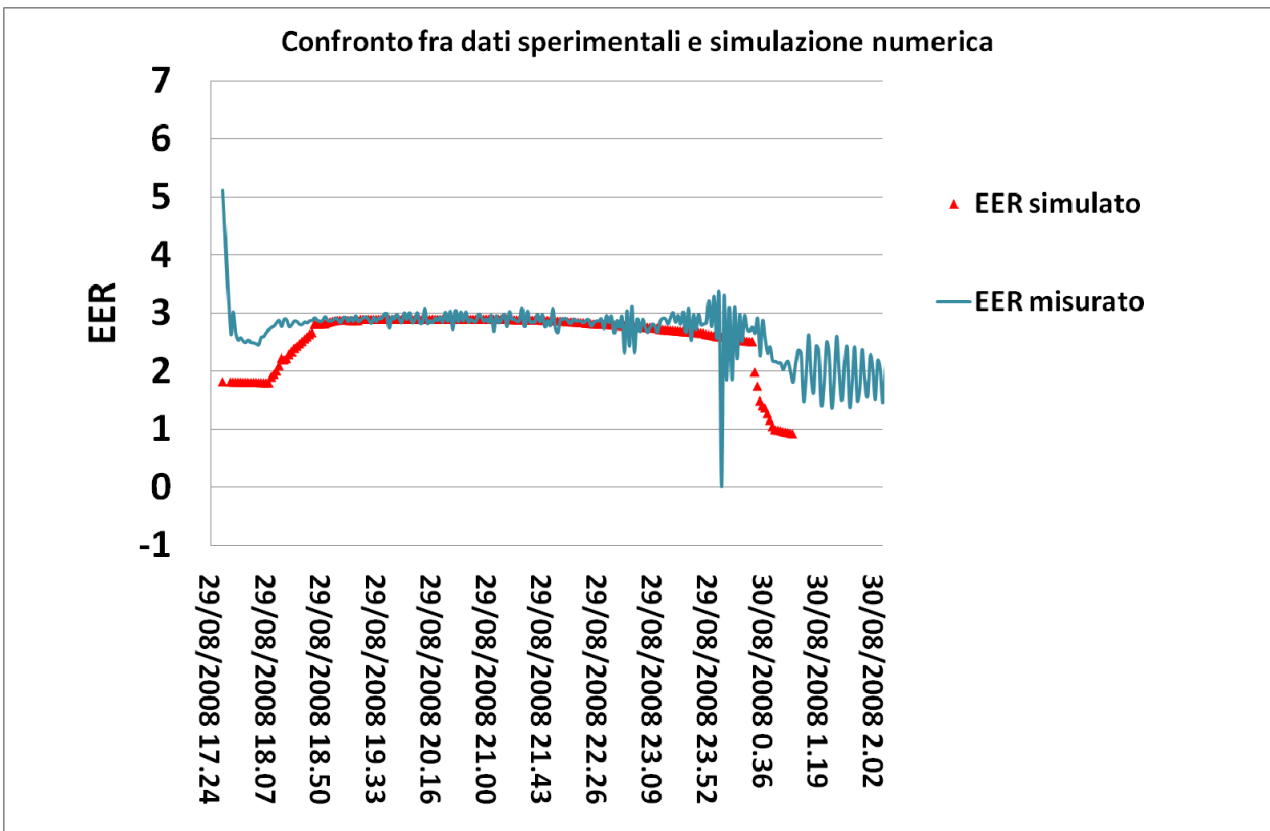


Figura 6.6.2 - Andamento dell'EER reale e simulato.

6.7. Risposta del ventilatore: simulazioni software

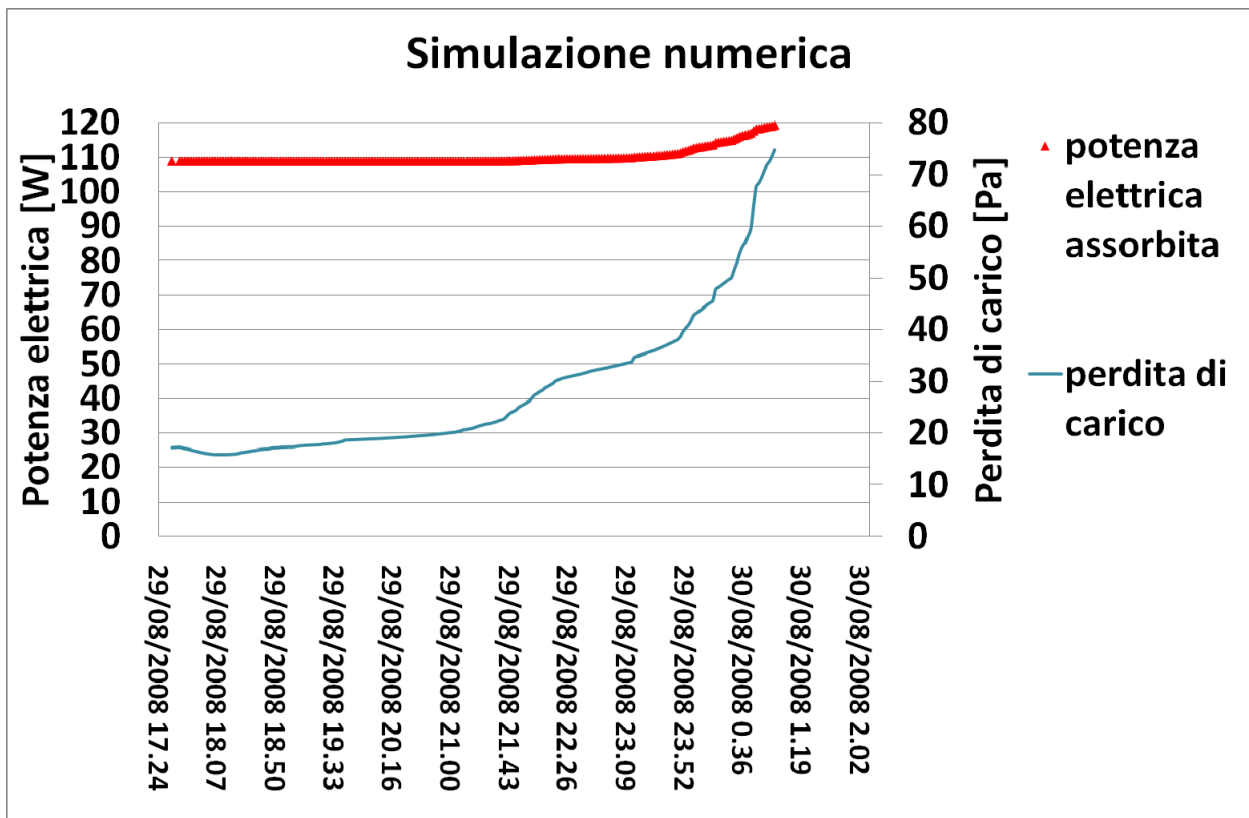


Figura 6.7.1 – Risposta del ventilatore simulata.

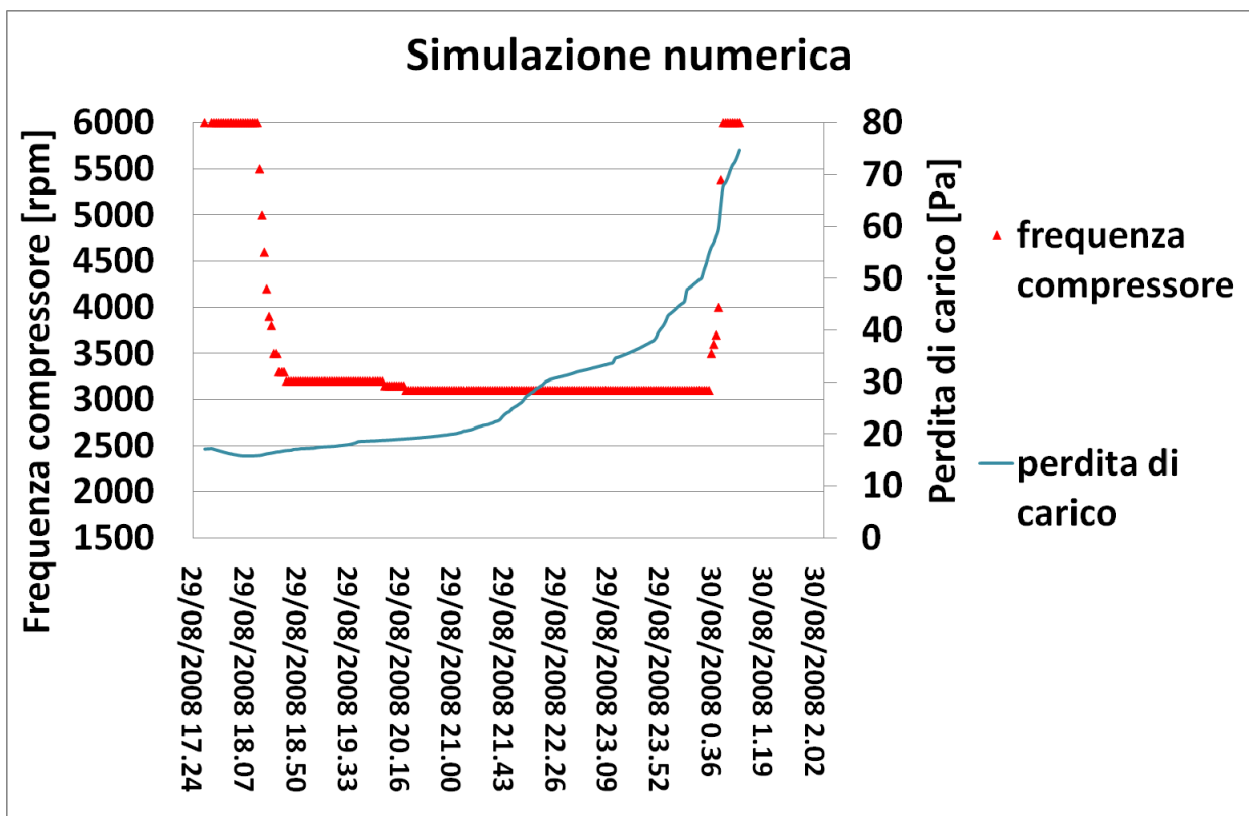


Figura 6.7.2 – Risposta del ventilatore simulata e frequenza del compressore.

Nella figura 6.7.1 si può notare come il brinamento abbia scarso rilievo nel consumo elettrico dei ventilatori, se non nella zona di crisi dell'evaporatore. Comunque tale considerazione è deducibile anche dalle curve fornite dal costruttore. La curva di potenza è scarsamente sensibile al numero di giri e alla portata d'aria.

Il segnale di potenza assorbita dal ventilatore, individua in modo abbastanza preciso l'effetto dell'ostruzione della batteria.

Nella figura 6.7.2 è messo in rilievo come all'ostruzione della batteria alettata corrisponda anche il picco di frequenza dato dall'inverter al compressore per far fronte alla resa frigorifera necessaria al controllo di temperatura dell'aria dell'espositore refrigerato.

7. RISULTATI DELLA SIMULAZIONE NUMERICA

7.1. Introduzione

Sono state svolte alcune simulazioni riportando il banco in condizioni iniziali nel lato aeraulico, in altre parole utilizzando le caratteristiche e il numero di ventilatori in dotazione dell'espositore alla sua consegna, ipotizzando una distribuzione dell'aria uniforme.

7.2. Il metodo e i risultati

I parametri indagati sono il COP medio e il tempo impiegato dal ciclo frigorifero per avere una riduzione di 3 [K] della temperatura di evaporazione, dalla condizione iniziale di batteria pulita, alla fase successiva di parziale/totale brinamento. Il COP è calcolato come di seguito riportato:

$$COP = \frac{1}{TEMPO} \times \int_{t=0}^{t=TEMPO} COP(t) dt \Bigg|_{\substack{start: T_{ev}(t=0) \\ stop: T_{ev}=T_{ev}(t=0)-3}}$$

Le condizioni simulate hanno rispettato la seguente griglia di prova:

Tabella 7.2.1 – Griglia di test.

Prova	Frequenza [rpm]	RH [%]	T aria in [°C]	T acqua in [°C]	SH [K]	Quota geodetica [m]
1	2000	70	3	20	8	0
2	4000	70	3	20	8	0
3	6000	70	3	20	8	0
4	2000	80	3	20	8	0
5	4000	80	3	20	8	0
6	6000	80	3	20	8	0
7	2000	90	3	20	8	0
8	4000	90	3	20	8	0
9	6000	90	3	20	8	0
10	2000	70	3	30	8	0
11	4000	70	3	30	8	0
12	6000	70	3	30	8	0
13	2000	80	3	30	8	0
14	4000	80	3	30	8	0
15	6000	80	3	30	8	0
16	2000	90	3	30	8	0
17	4000	90	3	30	8	0
18	6000	90	3	30	8	0
19	2000	70	3	40	8	0
20	4000	70	3	40	8	0
21	6000	70	3	40	8	0
22	2000	80	3	40	8	0
23	4000	80	3	40	8	0
24	6000	80	3	40	8	0
25	2000	90	3	40	8	0
26	4000	90	3	40	8	0
27	6000	90	3	40	8	0

Il primo grafico riportato è riferito alle condizioni invernali, con acqua in ingresso al condensatore alla temperatura di 20 [°C].

È possibile osservare in ascissa la frequenza di rotazione del compressore e in ordinata i valori del COP (lato sinistro) e del tempo di un ciclo di brinamento (lato destro).

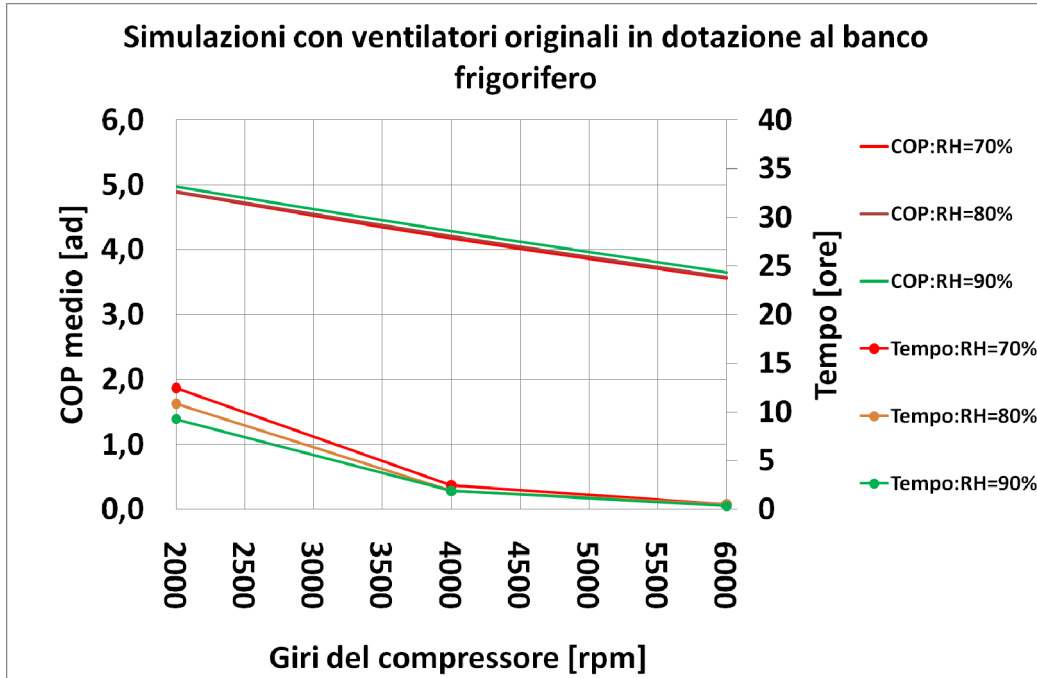


Figura 7.2.1 – Valori simulati nel caso invernale.

La stagione intermedia è rappresentata dalle condizioni di acqua in ingresso al condensatore a 30 [°C].

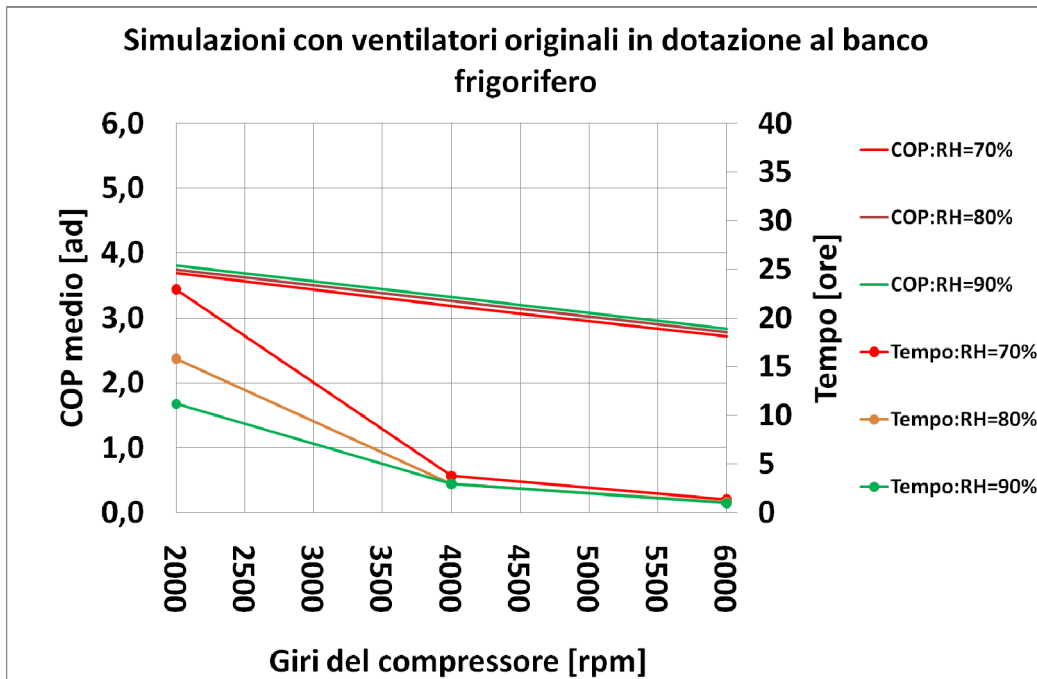


Figura 7.2.2 - Valori simulati nel caso primaverile/autunnale.

Il caso estivo è simulato imponendo una temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore pari a 40 [°C].

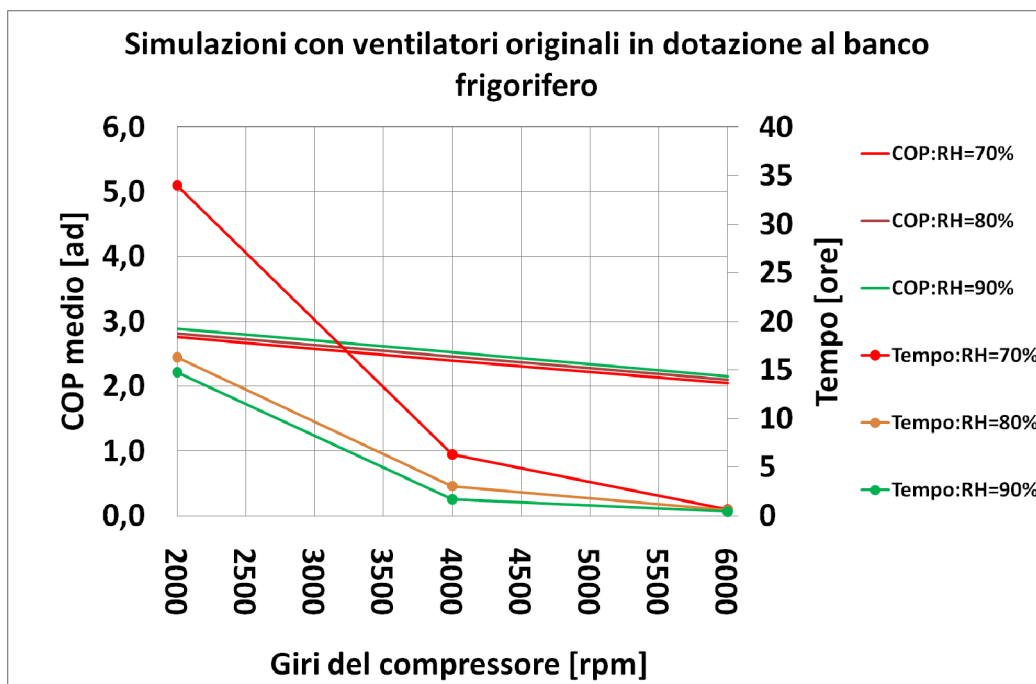


Figura 7.2.3 - Valori simulati nel caso estivo.

Con riferimento all'aumento di frequenza del compressore, è possibile notare come a esso corrisponda una riduzione lineare del COP medio e una riduzione non lineare del tempo necessario a degradare la temperatura di evaporazione nella batteria alettata, come descritto in precedenza. Ciò deriva dalla diversa distribuzione della brina sulla superficie dell'evaporatore. Infatti, il fronte brinato avanza gradualmente con il crescere della frequenza. Laddove non compare alle minori frequenze di controllo del compressore, la brina si sviluppa alle maggiori frequenze, per le minori temperature di evaporazione generate dalla macchina. È opportuno notare che nella zona di surriscaldamento del refrigerante, con tali setpoint dell'aria, sull'evaporatore parte della tubazione può essere in condensazione e non in brinamento, soprattutto alle basse frequenze. In tale zona, la resistenza termica introdotta dalla brina è assente, così come la perdita di carico dell'aria dovuta alla strizione dei canali aerulici.

Le temperature più basse di evaporazione producono brina con densità minore, come descritto anche da Hayashi e quindi con conduttività termica più bassa, come riportato da Yonko e Sepsy.

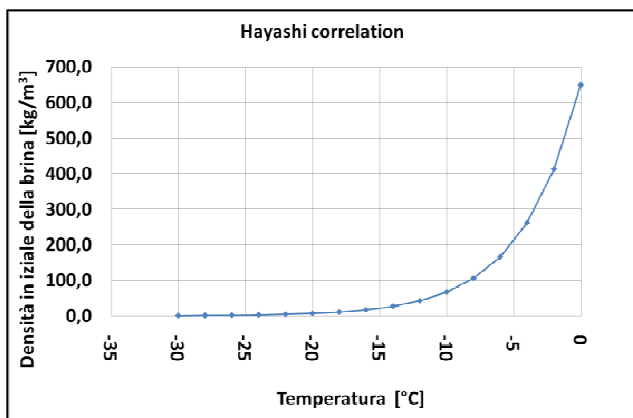


Figura 7.2.4 – Correlazione di Hayashi.

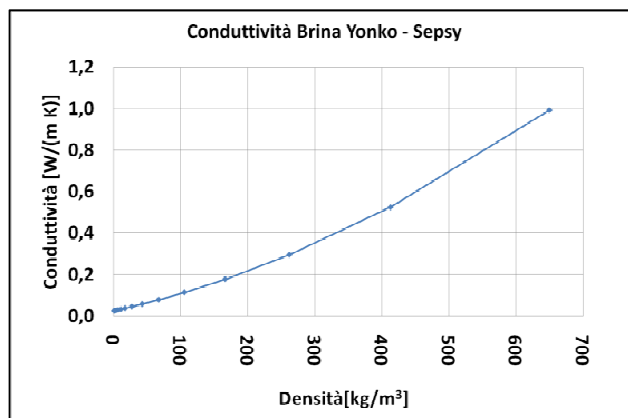


Figura 7.2.5 – Correlazione Yonko-Sepsy.

La minore temperatura di evaporazione genera della brina meno densa e questo implica una crescita in spessore più veloce a parità di massa depositata, rispetto alle più alte temperature di evaporazione.

Le maggiori frequenze del compressore implicano anche una resa frigorifera sviluppata maggiore e quindi un più intenso trasferimento di vapore dall'aria alla superficie brinata della batteria.

Un altro aspetto è il miglioramento COP atteso in caso di riduzione del surriscaldamento del refrigerante aspirato dal compressore. Seguendo la griglia di prova precedente e provando un surriscaldamento teorico pari a 4 [K], non raggiungibile nell'evaporatore usato a causa dell'instabilità generata, possiamo osservare i seguenti risultati. Il primo grafico riportato è riferito alle condizioni invernali, con acqua in ingresso al condensatore alla temperatura di 20 [°C].

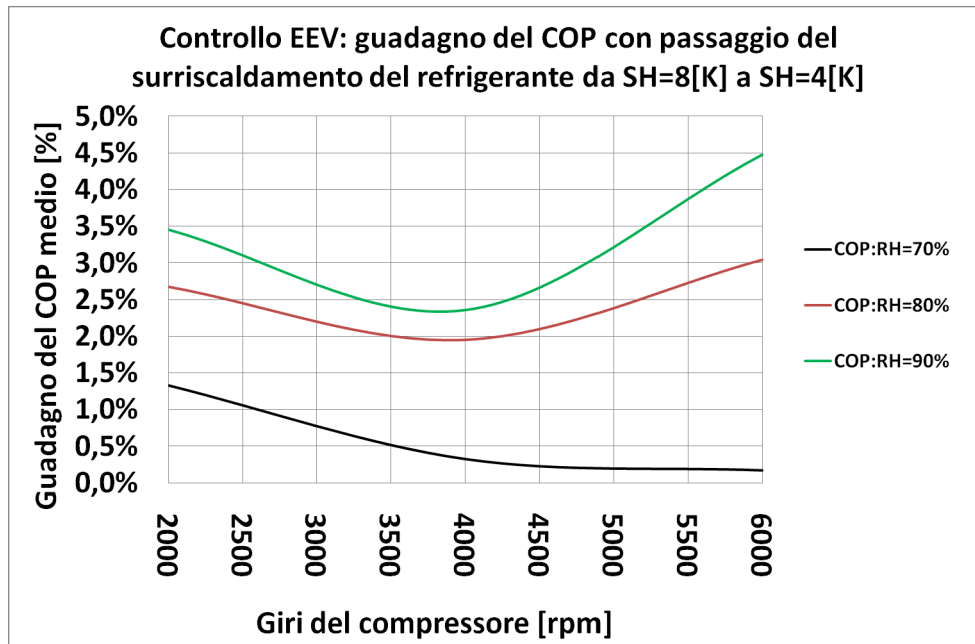


Figura 7.2.6 – Guadagno in termini di COP dalla riduzione del surriscaldamento nel caso invernale.

La stagione intermedia è rappresentata dalle condizioni di acqua in ingresso al condensatore a 30 [°C].

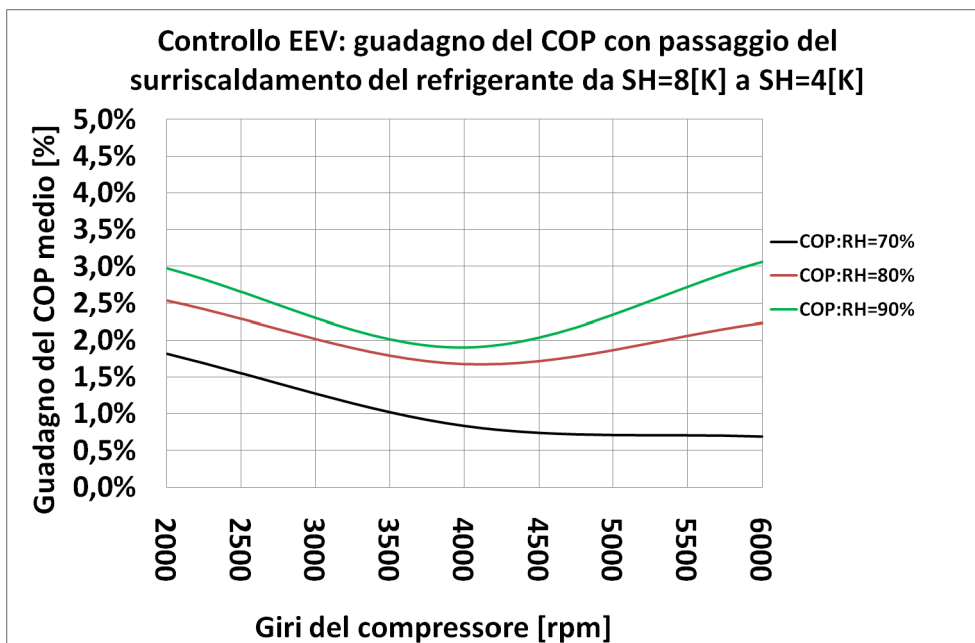


Figura 7.2.7 – Guadagno in termini di COP dalla riduzione del surriscaldamento nel caso primavera/autunno.

Il caso estivo è simulato imponendo una temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore pari a 40 [°C].

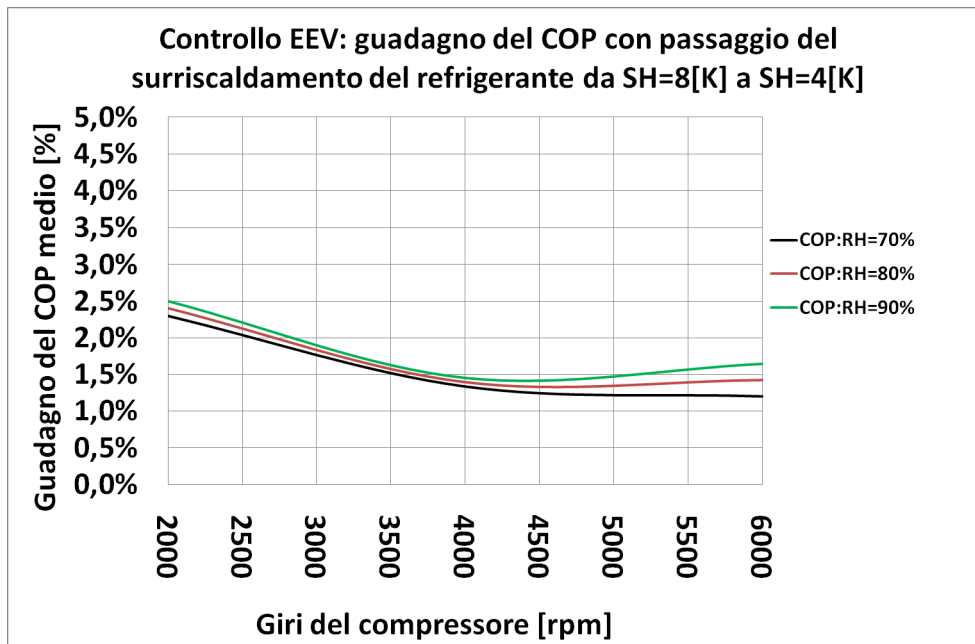


Figura 7.2.8 - Guadagno in termini di COP dalla riduzione del surriscaldamento nel caso primavera/autunno.

Nella pratica, un surriscaldamento così basso non è possibile da tenere nel sistema EEV/batteria analizzato.

Sembra dunque evidente che concentrare gli sforzi sulla riduzione del surriscaldamento del refrigerante vicino alla zona d'instabilità del sistema evaporatore/EEV non porta vantaggi rilevanti in termini energetici. Anzi, il COP medio di un ciclo di brinamento potrebbe anche essere più basso (nella realtà) con un minore surriscaldamento, come quello analizzato di 4 [K], a causa delle perdite introdotte dalle fughe di liquido dall'evaporatore. L'effetto dei colpi di liquido è una maggiorazione del consumo di energia elettrica, con conseguente aumento d'intensità delle correnti statoriche. A tale maggiore consumo elettrico non corrisponde un incremento dell'effetto frigorifero, poiché il liquido aspirato non ha cambiato di fase nell'evaporatore e quindi non ha sviluppato l'effetto frigorifero desiderato.

8. CONCLUSIONI

8.1. Principali aspetti conclusivi

In conclusione di questo lavoro possiamo affermare che i compressori scroll orizzontali equipaggiati con motore brushless potrebbero avere interessanti possibilità di riduzione dei consumi energetici nel campo della refrigerazione commerciale. Questo rappresenta un punto a favore per la loro applicazione.

A ciò si uniscono i citati vantaggi di maggiore flessibilità del layout di vendita e il risparmio potenziale sulle cariche di refrigerante normalmente utilizzate negli impianti centralizzati. In effetti, l'assenza delle lunghe linee di liquido refrigerante, unita all'uso di nuovi scambiatori a piastre, per la parte in alta pressione condensata ad acqua, ben si sposa con l'ultimo vantaggio citato.

Per ciò che riguarda il fenomeno di brinamento e la perdita di efficienza del ciclo frigorifero, è chiaro che la tecnica di controllo di questi compressori richiede l'utilizzo delle basse frequenze per massimizzare l'efficienza energetica. Questa condizione permette di ottimizzare il COP e allungare i tempi di brinamento della batteria. Le alte frequenze sono necessarie solo in fase di pull-down, per portare il mobile velocemente in temperatura. Esse sono necessarie anche in periodo estivo per far fronte alle ore critiche di massimo carico termico registrabile all'interno dei volumi refrigerati.

Non è auspicabile aumentare il numero di giri del compressore per ridurre l'ingombro del sistema, perché ciò porta notevoli perdite di efficienza.

Resta aperto un grande interrogativo per ciò che riguarda l'uso prolungato di basse frequenze e il ritorno dell'olio al compressore, ma fino a questo momento non ci sono evidenze sperimentali che confermino appieno la teoria esposta in questo lavoro, ovvero, che regimi di rotazione minimi, permanenti nel tempo, possono seccare le pareti superiori interne ai tubi dell'evaporatore e lì far aderire e ristagnare l'olio, il quale non ha modo di essere trascinato nuovamente al compressore per un deficit delle forze di drenaggio esercitate dal flusso di refrigerante stratificato.

Dalle prove sperimentali è evidente anche la necessità di unire a questo tipo di compressore solo valvole di espansione del refrigerante a retroazione elettronica, poiché solo questi dispositivi possono assecondare in modo ottimale la regolazione del circuito. Sembra anche che concentrare gli sforzi sulle riduzioni del surriscaldamento non porti a vantaggi di rilievo nelle applicazioni reali a R404A, poiché il guadagno energetico ottenuto è molto basso e in alcuni casi solo teorico.

BIBLIOGRAFIA

1. A. Cavallini, L. Mattarolo, *Termodinamica Applicata*, CLEUP, Padova, 1992.
2. A.Z. Sahin, An experimental study on the initiation and growth of frost formation on a horizontal plate, *Experimental Heat Transfer* 7 (1994) 101–119.
3. Abdel-Wahed RM, Hifni MA, Sherif SA. Heat and mass transfer from a laminar humid air stream to a plate at subfreezing temperature. *International Journal of Refrigeration* 1984;7(1):49–55.
4. ASHRAE, 2005. *ASHRAE Handbook Fundamentals*. Ch. 4-5-6.
5. ASHRAE, 2006. *ASHRAE Handbook Refrigeration*. Ch. 46-47.
6. ASHRAE, 2008. *ASHRAE Handbook HVAC Systems and Equipment*. Ch. 37.
7. Biguria G, Wenzel LA. Measurement and correlation of water frost thermal conductivity and density. *I&EC Fundamentals* 1970;9(1):129–38.
8. C.C. Wang, K.U. Chi, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers; Part II: Correlation, *Int. J. Heat Mass Transfer* 43 (15) (2000) 2692–2700.
9. C.H. Cheng, K.H. Wu, Observations of early-stage frost formation on a cold plate in atmospheric air flow, *J. Heat Transfer* 125 (2003) 95–102.
10. Chen MM, Rohsenow W, Heat, mass and momentum transfer inside frosted tubes — experiment and theory. *Transactions of the ASME* 1964: 334–340.
11. D. Chisholm, A.S. Wanniarachchi, Layout of plate heat exchangers, in: *ASME/JSME Thermal Engineering Proceedings*, vol. 4, ASME, New York, 1991, pp. 433 e 438.
12. D. Chisholm, A.S. Wanniarachchi, Plate heat exchangers: plate selection and arrangement, in: *Presented at AIChE Meeting*, Orlando, Florida, March 18-22, 1990.
13. D.H. Han, K.J. Lee, Y.H. Kim, The characteristics of condensation in brazed plate heat exchangers with different chevron angles, *Journal of the Korean Physical Society* 43 (2003).
14. D.L. O'Neal, D.R. Tree, Measurement of frost growth and density in a parallel plate geometry, *ASHRAE Transaction* 90 (2) (1984) 278–289.
15. Dietsberger, M. A., 1983, "Generalized Correlation of the Water Frost Thermal Conductivity", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 26, N. 4
16. E.R. Eckert, R.M. Drake, *Analysis of Heat and Mass Transfer*, McGraw-Hill, New York, 1972.
17. H. Chen, *Modelling and Measurements of Frost Characteristics on Heat Exchanger Surfaces*, Thesis of Doctor Philosophy in the Department of Mechanical Engineering, University of Saskatchewan, Saskatoon, 2000
18. Hayashi Y, Aoki A, Adachi S, Hori K. Study of frost properties correlating with frost formation types. *Journal of Heat Transfer* 1977;99:239–45.
19. I. Tokura, H. Saito, K. Kishinami, Study on properties and growth rate of frost layers on cold surfaces, *J. Heat Transfer* 105 (1983) 895–901.
20. J. P. Elson, S. W. Vehr, Horizontal scroll compressor for transport applications, *International Compressor Engineering Conference*, Purdue, July 17-20 (2006), C 156, Page 1
21. J.R. Garcia-Cascales, F. Vera-Garcia, J.M. Corberan-Salvador, J. Gonzalez-Macia, Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modelling of plate heat exchangers, *International Journal of Refrigeration* 30 (2007) 1029e1041
22. K.S. Lee, S. Jhee, D.K. Yang, Prediction of the frost formation on a cold flat surface, *Int. J. Heat Mass Transfer* 46 (20) (2003) 3789–3796.
23. K.S. Lee, S. Jhee, D.K. Yang, Prediction of the frost formation on a cold flat surface, *Int. J. Heat Mass Transfer* 46 (20) (2003) 3789–3796.
24. Kondepudi, S.N., O'Neal, D.L., 1990. Effects of different fin configuration on the performance of finned-tube heat exchanger under frosting conditions. *ASHRAE Transactions* 96 (2), 439–444.
25. Lee KS, Kim WS, Lee TH. A one-dimensional model for frost formation on a cold flat surface.
26. Liang Yang, Ling-Xiao Zhao, Chun-Lu Zhang, Bo Gu, Loss-efficiency model of single and variable-speed compressors using neural networks, *International Journal of Refrigeration* Volume 32, Issue 6, September (2009), Pages 1423-1432
27. M. B. Jacimovic, S. B. Genic, B. R. Latinovic, Research on the air pressure drop in plate finned tube heat exchangers, *Int. J. Refrigeration* 29 (2006) 1138-1143.
28. M.A. Madi, R.A. Johns, M.R. Heikal, Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers, *Int. J. Refrig.* 21 (7) (1998) 507–517.

29. Mei, Viung C., Domitrovic, Ronald E., Chen, Fang C., Kilpatrick, Joe K., 2002. A frost-less heat pump. ASHRAE Transactions, 452–459.
30. Nardotto, software FrostSIM 1.1, generated in Labview 8.2, DTG - University of Padua.
31. NIST, Refprop 7.0
32. Rin Yun, Yongchan Kim, and Man-ki Min, Modeling of frost growth and frost properties with airflow over a flat plate, International Journal of Refrigeration Volume 25, Issue 3, May 2002, Pages 362-371
33. S.N. Kondepudi, D.L. O’Neal, A simplified model of pin fin heat exchangers under frosting conditions, ASHRAE Transactions 99 (1) (1993) 754–761.
34. S.N. Kondepudi, D.L. O’Neal, Performance of finned tube heat exchangers under frosting conditions: Part I—simulation model, International Journal of Refrigeration 16 (3) (1993) 175–180.
35. Sami SM, Duong T. Mass and heat transfer during frost growth. ASHRAE Transactions 95 (1989)158–65.
36. Sanders,C.Th. 1974, The influence of frost formation and defrosting on the performance of air coolers, Ph. D. Dissertation, Technische Hogeschool, Delt University, Netherlands.
37. W. M. Kays, A. L. London, Compact Heat Exchanger, 3rd ed. Toronto: McGraw-Hill Book Company, 1984.
38. Wolverine Ltd, Wolverine Heat Transfer Engineering Data book III, www.wlv.com
39. Y. Hayashi, A. Aoki, S. Adachi, K. Hori, Study of frost properties correlating with frost formation types, Journal of Heat Transfer 99 (1977) 239– 245.
40. Y.S. Kim, An Experimental Study on Evaporation Heat Transfer Characteristics and Pressure Drop in Plate Heat Exchanger, M.S. thesis, Yonsei University, 1999.
41. Yang Yao, Yiqiang Jiang, Shiming Deng, Zuiliang Ma, A study on the performance of the airside heat exchanger under frosting in an air source heat pump water heater/chiller unit, International Journal of Heat and Mass Transfer 47 (2004) 3745–3756
42. Yonko JD, Sepsy CF., An investigation of the thermal conductivity of frost while forming on a flat horizontal plate. ASHRAE Transactions 1967.