



Politecnico di Milano
Facoltà di Ingegneria Industriale
Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aeronautica
Indirizzo Impianti e Avionica

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Relatore: professor Franco Bernelli Zazzera
Candidato: Matteo Luciano Vanelli, matricola 734425

Anno Accademico 2016-2017

INDICE GENERALE

INDICE GENERALE	4
INDICE DELLE FIGURE	6
INDICE DELLE TABELLE	9
ABSTRACT	10
INTRODUZIONE	11
i. FINALITÀ E CONTENUTI DELLA TESI	11
1. PROCESSI DI RAFFREDDAMENTO E CICLI FRIGORIFERI	13
1.1. STORIA DELLA REFRIGERAZIONE	13
1.2. TIPOLOGIE DI CICLO FRIGORIFERO	15
1.3. CICLO FRIGORIFERO A COMPRESSIONE DI VAPORE	16
i. Fluido refrigerante - caratteristiche	16
ii. Fluido refrigerante - passaggi di stato	18
iii. Compressore	22
iv. Condensatore	23
v. Valvola di espansione termostatica o tubo capillare	23
vi. Evaporatore	24
1.4. FRIGORIFERO SIDE BY SIDE	26
i. Compressore	27
ii. Condensatore	28
iii. Tubo anti-condensa	29
iv. Filtro disidratatore	29
v. Tubo capillare	30
vi. Evaporatore	31
vii. Damper	32
viii. Ventole	33
ix. Resistenza di sbrinamento	35
x. Sonde e termostato	36
xi. Inverter	38
xii. Distributore di acqua e ghiaccio	40
xiii. User Interface	40
xiv. Funzionalità aggiuntive	42
2. NORMATIVA DI PROVA SPERIMENTALE	43

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

2.1.	STRUMENTI DI MISURA	43
2.2.	CONDIZIONI DI PROVA.....	44
2.3.	SETTAGGI DI TEMPERATURA	44
3.	MODELLAZIONE VIRTUALE DEL SISTEMA FISICO	46
3.1.	PROGETTO DEL PROCESSO (PROCESS DESIGN).....	47
i.	Creazione del modello elettrico	47
ii.	Creazione del modello virtuale	57
iii.	Taratura del modello virtuale	67
3.2.	PROGETTO DEL SISTEMA DI CONTROLLO (CONTROL DESIGN).....	78
i.	Determinazione della struttura del sistema di controllo.....	78
ii.	Riproduzione software del controllo a isteresi.....	83
iii.	Presentazione del controllo in frequenza drop-in.....	94
iv.	Sviluppo della nuova legge di controllo in frequenza.....	95
v.	Taratura dei regolatori.....	113
4.	VALUTAZIONE DELLE PRESTAZIONI	121
4.1.	ANDAMENTO DELLE USCITE	121
4.2.	CORREZIONI PER ERRORI DI MODELLO	133
4.3.	EFFETTO DELLE SINGOLE FUNZIONALITÀ	135
4.4.	VELOCITÀ MINIMA DI ROTAZIONE	140
4.5.	EFFETTO DEL SETTAGGIO NELLA DICHIARAZIONE DEI CONSUMI	140
4.6.	VALIDAZIONE SPERIMENTALE DEI RISULTATI.....	142
5.	PROPOSTE DI SVILUPPO	144
6.	APPENDICE A.....	145
6.1.	DATI TECNICI COMPRESSORE ON-OFF EMBRACO EGYS90	145
6.2.	DATI TECNICI COMPRESSORE VCC EMBRACO VEGZ8H	148
6.3.	DATI TECNICI SONDE NTC	154
	RINGRAZIAMENTI	156
	BIBLIOGRAFIA	157

INDICE DELLE FIGURE

Figura 1: ghiaccio refrigerante	13
Figura 2: macchina frigorifera di Perkins (1834)	13
Figura 3: laboratorio per la produzione di ghiaccio a Piacenza (1907)	14
Figura 4: schema di un ciclo frigo a compressione di vapore.....	16
Figura 5: schema dettagliato di un ciclo frigo a compressione di vapore.....	18
Figura 6: schema teorico di una macchina frigorifera	19
Figura 7: diagrammi dei passaggi di fase di un ciclo Rankine inverso	20
Figura 8: diagrammi dei passaggi di fase di un ciclo di Carnot inverso.....	20
Figura 9: variazione di temperatura e pressione del refrigerante durante il ciclo	21
Figura 10: ciclo di Rankine inverso con surriscaldamento	22
Figura 11: frigorifero Whirlpool Side by Side	26
Figura 12: componenti interni di un frigorifero Side by Side	27
Figura 13: compressore	27
Figura 14: sezione del compressore	28
Figura 15: condensatore.....	28
Figura 16: sezione longitudinale di un filtro disidratatore	29
Figura 17: filtro disidratatore e tubo capillare	30
Figura 18: evaporatore	31
Figura 19: posizione dell'evaporatore all'interno dello scomparto freezer.....	32
Figura 20: damper.....	33
Figura 21: percorso del flusso d'aria convogliato dalla ventola dell'evaporatore	34
Figura 22: percorso del flusso d'aria convogliato dalla ventola del condensatore	34
Figura 23: hardware del sistema di controllo	37
Figura 24: posizionamento dell'hardware del sistema di controllo	37
Figura 25: posizionamento dell'hardware del sistema di controllo	37
Figura 26: differenti modalità di installazione della scheda inverter	38
Figura 27: cavi di collegamento di una scheda inverter	38
Figura 28: distributore di acqua e ghiaccio.....	40
Figura 29: funzionalità della user interface	41
Figura 30: diagramma di calcolo dei consumi interpolati	45
Figura 31: analogie nella conversione elettrica dello scambio termico non forzato.....	49
Figura 32: analogie nella conversione elettrica dello scambio termico forzato.....	50

Figura 33: modello elettrico con evaporatore e condensatore	52
Figura 34: modello elettrico con scomparto frigo e freezer	52
Figura 35: modello elettrico con differenze interne di temperatura	54
Figura 36: modello elettrico con scomparti caricati secondo normativa	55
Figura 37: modello elettrico completo del sistema termodinamico	56
Figura 38: modello virtuale del condensatore	58
Figura 39: superficie di livello della cooling capacity del compressore VEGZ8H.....	60
Figura 40: superficie di livello della potenza del compressore VEGZ8H.....	60
Figura 41: modello virtuale del compressore con look-up tables	61
Figura 42: modello virtuale del parametro cooling gain	63
Figura 43: ingressi e uscite del modello virtuale.....	65
Figura 44: modello virtuale completo del sistema fisico.....	66
Figura 45: conversione frequenza-velocità	68
Figura 46: modello virtuale del sistema in anello aperto	69
Figura 47: blocco di valutazione di un contributo all'errore e alla cifra di merito	71
Figura 48: interfaccia grafica del Model Tuner.....	72
Figura 49: forma d'onda delle uscite prima della taratura in anello aperto	76
Figura 50: forma d'onda delle uscite al termine della taratura in anello aperto	77
Figura 51: schema a blocchi del controllo a isteresi	84
Figura 52: ingressi e uscite del modello virtuale del controllo a isteresi	86
Figura 53: modello virtuale della ventola dell'evaporatore	87
Figura 54: modello virtuale della "Defrost State Machine"	88
Figura 55: modello virtuale del controllo a isteresi	89
Figura 56: forma d'onda delle uscite al termine della taratura in anello chiuso	93
Figura 57: schema a blocchi di un regolatore PID in configurazione interagente	98
Figura 58: schema a blocchi dell'architettura di disaccoppiamento inverso	99
Figura 59: modello virtuale del blocco "Controller"	102
Figura 60: modello virtuale del blocco "PID RC"	105
Figura 61: modello virtuale del blocco "PID FC"	107
Figura 62: modello virtuale del blocco "Supervisor"	111
Figura 63: modello virtuale del blocco "Delta speed"	113
Figura 64: schema a blocchi del controllo a relais	116
Figura 65: ingressi e uscite del sistema controllato con relais.....	116
Figura 66: risposta del sistema frigorifero controllato con relais	117

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Figura 67: risposta del sistema freezer controllato con relais.....	118
Figura 68: forma d'onda delle uscite con controllo a isteresi.....	127
Figura 69: forma d'onda delle uscite con controllo drop-in.....	128
Figura 70: forma d'onda delle uscite con controllo in frequenza (punto freddo)	129
Figura 71: forma d'onda delle uscite con controllo in frequenza (punto caldo).....	130
Figura 72: superficie di livello della cooling capacity del compressore VEGZ8H.....	131
Figura 73: superficie di livello della potenza del compressore VEGZ8H.....	132
Figura 74: superficie di livello del COP del compressore VEGZ8H.....	132
Figura 75: consumi interpolati scomparto frigorifero.....	141
Figura 76: consumi interpolati scomparto freezer	141

INDICE DELLE TABELLE

Tabella 1: specifica tecnica di un compressore secondo modalità ASHRAE	59
Tabella 2: conversione frequenza-velocità	68
Tabella 3: risultati di taratura in anello aperto	74
Tabella 4: risultati di taratura in anello chiuso	91
Tabella 5: costanti dei sistemi per il calcolo dei parametri dei regolatori PID.....	118
Tabella 6: parametri del controllore con metodo di Ziegler-Nichols close-loop	119
Tabella 7: dati sperimentali di test di consumo a 25°C non processati.....	122
Tabella 8: dati sperimentali processati con controllo a isteresi	123
Tabella 9: dati sperimentali processati con controllo drop-in	124
Tabella 10: risultati delle simulazioni con controllo in frequenza	125
Tabella 11: dati confronto risultati di consumo	134
Tabella 12: limiti delle classi energetiche	135
Tabella 13: effetto delle componenti del controllo	139
Tabella 14: effetto delle settaggi sulla dichiarazione dei consumi	142

ABSTRACT

La trattazione affronta il controllo di temperatura all'interno di un frigocongelatore combinato, con lo scopo di ridurre l'errore rispetto al set-point ed i consumi energetici dell'elettrodomestico agendo unicamente sulle funzionalità software del prodotto. L'obiettivo è stato perseguito mediante la realizzazione del controllo in frequenza di un compressore elettrico posto sotto inverter e degli attuatori discreti ad esso asserviti. L'analisi fisica del sistema controllato si è avvalsa di mezzi di simulazione numerica per amplificare le dinamiche reali ed evidenziarne di nascoste. Particolare attenzione è stata posta alla formalizzazione del problema per sistemi lineari multi-variabile a segnali campionati, per i quali sono state analizzate le proprietà di differenti tipologie di controllo e sperimentate le relative metodologie implementative.

The topic of temperature control within a refrigerator appliance has been treated in the present work, aiming minimal error versus set-point and energy consumption reduction through software optimization. The target has been pursued by controlling the input frequency of a variable capacity compressor and its related actuators. Simulation tools have been widely applied to the physical analysis, in order to detect and amplify the process dynamics. The mathematical description of a linear, multi-variable system with sampled signals has been equally deeply investigated, inquiring into different control architectures and their own implementation methods.

INTRODUZIONE

i. FINALITÀ E CONTENUTI DELLA TESI

Lo studio affrontato nella presente Tesi è il risultato di un progetto sviluppato presso Whirlpool Europe s.r.l, nella sua sede di Cassinetta di Biandronno (VA), all'interno della sezione di Ricerca e Sviluppo sulle tecnologie frigorifere.

L'analisi è incentrata sul controllo della temperatura all'interno di un frigocongelatore combinato, con lo scopo di minimizzare l'errore sul set-point e di ridurre i consumi energetici dell'elettrodomestico agendo unicamente sulle funzionalità software del prodotto.

Si è perseguito tale obiettivo mediante la realizzazione del controllo in frequenza di un compressore elettrico posto sotto inverter (nel seguito denominato *Variable Capacity Compressor* o *VCC*) e degli attuatori ad esso asserviti.

La finalità del lavoro svolto vuole essere duplice: da una parte s'intende approfondire l'analisi fisica del sistema controllato, avvalendosi di mezzi di simulazione numerica per amplificare le dinamiche reali ed evidenziarne di nascoste, dall'altra si vuole sviluppare e validare un efficace algoritmo di controllo in frequenza del compressore e degli attuatori collegati, che ottimizzi le prestazioni del ciclo frigorifero.

L'attenzione è stata perciò posta sulla formalizzazione del problema di controllo per sistemi lineari multi-variabile a segnali campionati, per i quali sono state analizzate le proprietà di differenti tipologie di controllo e sperimentate le relative metodologie di implementazione.

Alcuni elementi centrali del problema esaminato saranno:

- La creazione di un modello dinamico virtuale, in grado di riprodurre il comportamento dell'apparecchio reale.
- La modellazione in ambiente virtuale del controllo utilizzato dagli esemplari di produzione corrente all'inizio del progetto.
- Lo sviluppo di un nuovo sistema di controllo, in grado di migliorare le prestazioni del ciclo frigorifero.
- La validazione sperimentale dei risultati ottenuti.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Un limite imposto all'analisi è stato costituito dalla scarsità di riscontri sperimentali: trattando sistemi dalle dinamiche molto lente, i test di laboratorio richiedono un tempo di svolgimento troppo elevato rispetto alle finalità del progetto. Ciò ha comportato la necessità di fare ove possibile ricorso a dati sperimentali provenienti da precedenti campagne di test, affette tuttavia da un notevole rumore sulla tipologia di dato analizzato (i principali fattori non controllati sono la massa termica inerziale, i parametri ambientali e l'elemento umano costituito da operatori e tecnici, con conseguenze sui risultati non sempre valutabili se non per via statistica).

La necessità di implementare sull'hardware di un microprocessore la legge di controllo sviluppata su un calcolatore ha infine imposto l'introduzione di limitazioni sui tempi di campionamento, ed in generale sullo spazio di memoria utilizzabile dall'algoritmo. Ciò ha comportato l'impossibilità di risolvere il problema nella sua complessità ed interezza, imponendo l'adozione di ipotesi semplificative che permettessero di sviluppare un'analisi tecnicamente valida a fronte di uno sforzo di calcolo ragionevolmente contenuto.

Avendo tralasciato fin da principio la possibilità di sviluppare il software per mezzo di affinamenti sperimentali successivi, la metodologia di analisi più idonea si è rivelata quella della modellazione numerica. Tale scelta ha dovuto tenere in considerazione le metodologie di lavoro dell'azienda e dei suoi laboratori sperimentali, cui è stata affidato il riscontro empirico dei risultati ottenuti in simulazione.

Sulla base delle conoscenze acquisite al termine di questa analisi è stato possibile redigere una specifica di controllo con la quale indirizzare il lavoro di un tecnico softwarista e giungere all'implementazione del regolatore progettato sugli apparecchi di produzione seriale.

1. PROCESSI DI RAFFREDDAMENTO E CICLI FRIGORIFERI

1.1. STORIA DELLA REFRIGERAZIONE

L'uso di ghiaccio per la refrigerazione è documentato fin dalla Preistoria ed è rimasto molto diffuso fino al Primo Conflitto Mondiale, al termine del quale hanno iniziato a diffondersi i frigoriferi meccanici ed elettrici.

Il ghiaccio deve la sua efficacia come refrigerante al fatto di avere una temperatura costante di fusione, pari a 0°C ; per fondersi, il ghiaccio deve assorbire calore per $333,1 \text{ kJ/kg}$, ma in presenza di un soluto disciolto la temperatura criogenica si abbassa di diversi gradi, consentendo di mantenere più a lungo le derrate alimentari.



Figura 1: ghiaccio refrigerante

Sebbene il coltivatore Thomas Moore del Maryland abbia introdotto per primo il termine *frigorifero* nel 1803, l'apparecchio nella sua concezione moderna è comparso solamente nel ventesimo secolo. Le principali tappe della sua evoluzione sono di seguito riassunte:

- 1824: Michel Faraday inventa il processo di assorbimento.
- 1834: Jacobs Perkins sviluppa la prima macchina frigorifera a compressione di vapore.

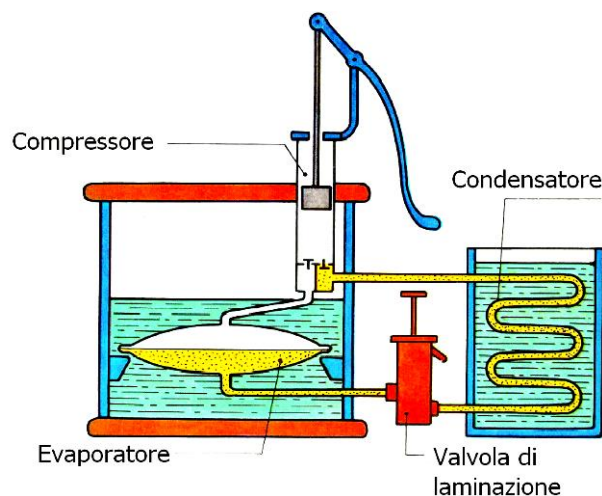


Figura 2: macchina frigorifera di Perkins (1834)

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

- 1844: John Korrie costruisce una macchina per produrre il ghiaccio per la distribuzione commerciale.

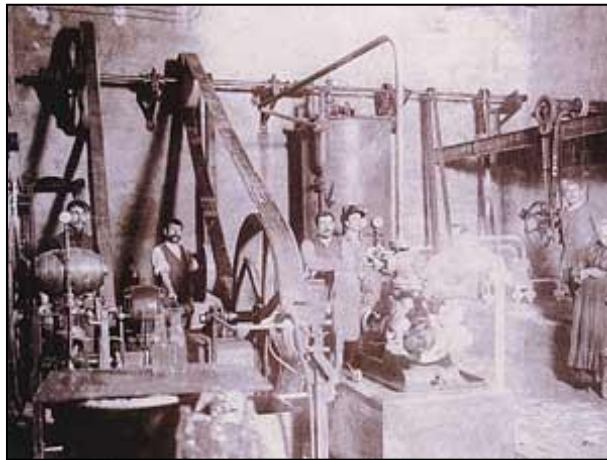


Figura 3: laboratorio per la produzione di ghiaccio a Piacenza (1907)

- 1850: Fernand Carré sviluppa una macchina ad ammoniaca con processo ad assorbimento.
- 1895: Karl von Linde avvia la produzione commerciale di un frigorifero a compressione di vapore.
- 1900: diversi costruttori sviluppano frigoriferi domestici primitivi e di difficile manutenzione.
- 1913: primo frigorifero ad alimentazione elettrica.
- 1918: Kelvinator sviluppa il primo frigorifero domestico moderno.
- 1919: i frigoriferi vengono messi ufficialmente in vendita al pubblico.
- 1928: General Electric produce la prima unità di refrigerazione di tipo ermetico.
- 1930: esplosione dell'industria del freddo, con l'invenzione e lo sviluppo dei gas *Freon* da parte di Frigidaire.
- 1939: Joseph Numero e Frederick Jones brevettano la prima unità di refrigerazione da trasporto.
- 1950: diffusione capillare degli apparecchi domestici.
- 1987: il Protocollo di Montreal mette al bando l'utilizzo dei gas CFC e HCFC, responsabili dell'effetto serra.
- 1998: la Conferenza di Kyoto include anche i refrigeranti HFC tra le sostanze responsabili dell'effetto serra.

1.2. TIPOLOGIE DI CICLO FRIGORIFERO

Un ciclo frigorifero è un processo termodinamico durante il quale si trasferisce calore da un ambiente a bassa temperatura ad uno a temperatura superiore.

La macchina che compie il ciclo frigorifero può essere interpretata, e utilizzata, in due differenti modalità:

- Macchina frigorifera: ha lo scopo di sottrarre calore da un ambiente, raffreddandolo rispetto alla condizione di equilibrio termico.
- Pompa di calore: ha lo scopo di fornire calore ad un ambiente, riscaldandolo rispetto alla condizione di equilibrio termico.

Con un ciclo frigorifero si trasferisce quindi calore da un luogo dove esso risulta in eccesso ad un altro in cui può essere smaltito.

Esistono numerose tipologie di ciclo, utilizzate per generare raffreddamento o ancora in fase di studio:

- A compressione di vapore.
- Ad assorbimento.
- Ad eiettori.
- Termoelettrico ad effetto Peltier.
- Termoacustico.
- Magnetico.
- Stirling.
- A trasferimento di calore.

La tipologia più utilizzata è quella a raffreddamento mediante compressione di vapore. Gli altri cicli presentano un impiego molto più limitato e collegato a particolari esigenze operative e non verranno analizzati nella presente trattazione.

Le principali classificazioni normative delle macchine frigorifere si basano sul consumo di energia (da cui la definizione di *classe energetica*) e sul range di temperature esterne supportate (da cui la definizione della *classe climatica*). Le quattro classi climatiche di frigoriferi e congelatori sono:

- SN o classe temperata estesa (temperatura ambiente da 10°C a 32°C);
- N o classe temperata (temperatura ambiente da 16°C a 32°C);

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

- ST o classe subtropicale (temperatura ambiente da 18°C a 38°C);
- T o classe tropicale (temperatura ambiente da 18°C a 43°C).

1.3. CICLO FRIGORIFERO A COMPRESSIONE DI VAPORE

La macchina frigorifera a compressione è composta da quattro sistemi aperti principali attraverso i quali vi è scambio di energia e materia, che collegati fra loro generano un sistema chiuso, in cui soltanto l'energia può essere scambiata con l'esterno, mentre il sistema complessivo non è permeabile a passaggi di materia. Essi sono rappresentati da compressore, condensatore, organo di laminazione ed evaporatore.

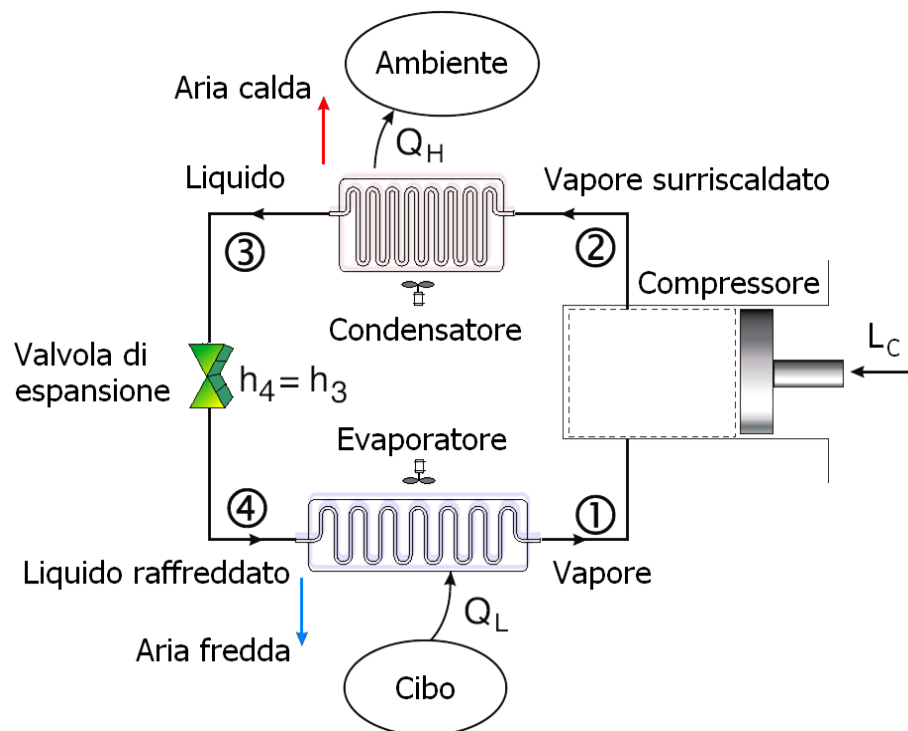


Figura 4: schema di un ciclo frigo a compressione di vapore

i. Fluido refrigerante - caratteristiche

Il funzionamento dell'impianto frigorifero si basa su variazioni cicliche di stato di una massa fluida con particolari proprietà chimico-fisiche, che ha il compito di trasferire il calore da un ambiente all'altro. Essa è chiamata *refrigerante* o *fluido frigorigeno*.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Per effettuare il trasferimento di calore tra scomparto da raffreddare ed ambiente esterno, il fluido frigorifero deve eseguire un ciclo termodinamico all'interno del circuito della macchina: nell'attraversare i vari organi che la costituiscono il fluido cambia periodicamente le proprie condizioni di:

- Stato fisico.
- Pressione.
- Temperatura.
- Entalpia.
- Densità.

Di notevole importanza è il fatto che il fluido frigorifero cambi di stato fisico, passando ciclicamente dalla fase liquida a quella di vapore: si liberano così grandi quantità di energia per la rottura dei legami tra le molecole, che vengono nuovamente assorbite al momento della condensazione.

La scelta del tipo di fluido è essenziale per conciliare adeguatamente la temperatura del corpo freddo con quella della sorgente calda. Tra i primi fluidi di ciclo utilizzati vi fu l'ammoniaca, che ha il vantaggio di avere un calore latente particolarmente alto, ma è corrosiva e tossica. Contemporaneamente furono eseguite sperimentazioni con altri fluidi naturali: acqua, anidride solforosa, anidride carbonica ed eteri. Nel 1912 Karl von Linde propose il protossido d'azoto e, nel 1920, un impianto frigorifero funzionante a etano e propano.

La pericolosità dell'utilizzo di tali fluidi spinse alcune aziende, negli anni Trenta, a proporre sul mercato nuovi refrigeranti che consentissero una maggiore sicurezza d'uso: dal 1931 e per molti anni sono stati utilizzati gli idrocarburi alogenati CFC (*Chloro-fluoro-carbons*) e HCFC (*Hydro-chloro-fluoro-carbons*), denominati commercialmente *Freon*: essi sono chimicamente stabili, dotati di buone proprietà termodinamiche, non tossici e non infiammabili. La presenza del cloro rende però i CFC e gli HCFC dannosi per la fascia di ozono stratosferico, motivo che ha portato la Comunità Europea a bandirli dal commercio nel 1990.

I gas CFC e HCFC sono stati perciò sostituiti dai cosiddetti HFC (*Hydro-fluoro-carbons*) meno nocivi, anche se più costosi (in quanto coperti da brevetto, a differenza del *Freon*). I produttori di impianti frigoriferi hanno riprogettato i propri sistemi per funzionare con i nuovi fluidi refrigeranti, tra cui il più diffuso risulta essere l'R134a.

Tuttavia, la Conferenza di Kyoto del 1998 ha incluso anche i gas HFC tra i responsabili dell'effetto serra. È perciò tuttora in corso la ricerca di nuovi fluidi di ciclo, che presentino adeguate proprietà termodinamiche e ridotto impatto ambientale. Gli studi si stanno incentrando sulla miscela di HFC e idrocarburi HC (*Hydro-carbons*, tra cui l'R600a) e sulla riscoperta dei fluidi naturali.

ii. Fluido refrigerante - passaggi di stato

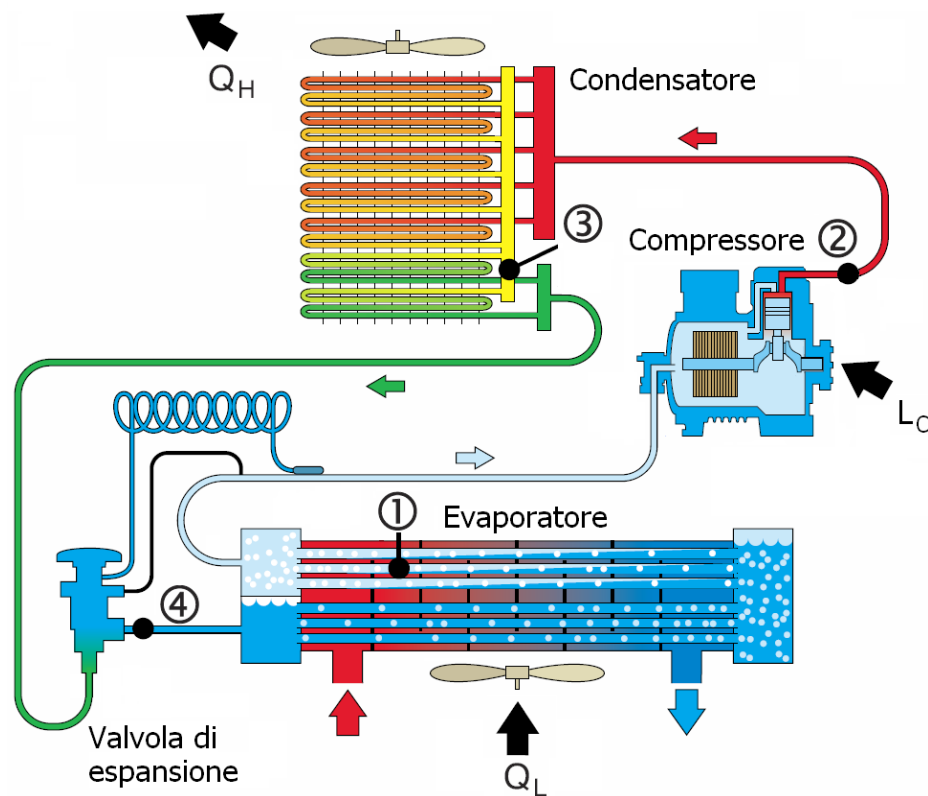


Figura 5: schema dettagliato di un ciclo frigo a compressione di vapore

L'analisi di un circuito frigorifero può prendere le mosse dall' evaporatore, nel quale circola un liquido refrigerante, con la proprietà di evaporare a temperature molto basse (fino a -40°C). Per passare dallo stato liquido a quello di vapore, tale liquido ha bisogno di calore (il cosiddetto *calore latente di evaporazione*), che sottrae all'aria presente all'esterno dell'evaporatore, nella cella frigorifera (punto 1 di Figura 5). In seguito alla sottrazione di calore, l'aria della cella si raffredda.

Il refrigerante, una volta evaporato, viene aspirato allo stato di vapore dal compressore (punto 2), che lo comprime e lo spinge verso il condensatore (punto 3), abitualmente posizionato nella parte posteriore del frigorifero.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Qui il refrigerante cede il calore posseduto (acquistato durante lo scorrimento all'interno dell'evaporatore) all'aria che lambisce esternamente il condensatore. Conseguentemente il gas condensa, passando in fase liquida.

Per chiudere il ciclo e riportarsi alle condizioni iniziali, il liquido è forzato a scorrere all'interno di una valvola di espansione termostatica o di un sottile condotto capillare (punto 4), ove diminuisce fortemente la sua pressione e risulta così pronto per transitare nuovamente nell'evaporatore.

Il funzionamento di un frigorifero esprime empiricamente i due principi della termodinamica, che affermano rispettivamente:

- Primo principio: in ogni macchina termica possono avvenire unicamente trasformazioni di calore in lavoro e viceversa: non può esistere nessuna macchina che produca lavoro senza consumare energia.
- Secondo principio: non è possibile, nemmeno in linea teorica, realizzare una macchina termica il cui rendimento sia pari al 100%. Nella fisica moderna la formulazione più usata è quella per cui in un sistema isolato l'entropia è una funzione non decrescente nel tempo. Tale principio non è valido a livello microscopico (ne sono un esempio i moti browniani).

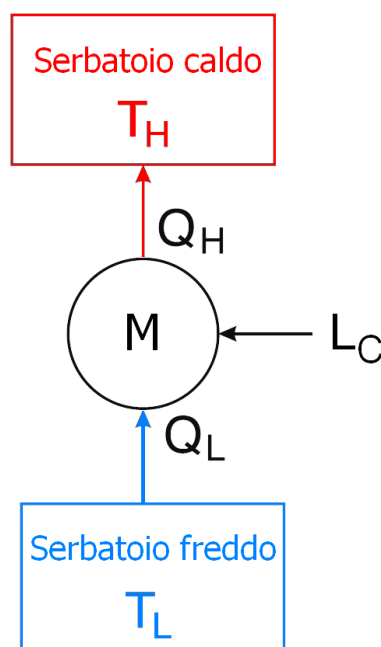


Figura 6: schema teorico di una macchina frigorifera

Nel caso di una macchina frigorifera, il serbatoio freddo schematizzato in Figura 6 è costituito dagli scomparti da raffreddare, mentre il serbatoio caldo è

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

rappresentato dall'ambiente esterno.

I metodi più usuali per esaminare il ciclo di un fluido frigorifero sono quelli offerti dai diagrammi temperatura-entropia e pressione-entalpia (quest'ultima è definita come la quantità di energia che un sistema termodinamico può scambiare con l'ambiente), entrambi rappresentati in Figura 7.

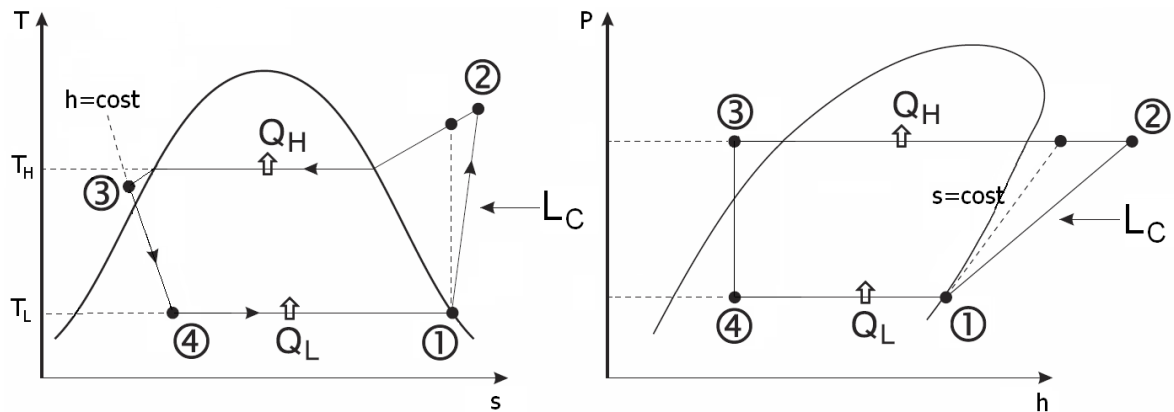


Figura 7: diagrammi dei passaggi di fase di un ciclo Rankine inverso

Il ciclo Rankine inverso realizzato dall'impianto frigorifero rappresenta un'approssimazione reale di un ciclo di Carnot ideale, di cui è la versione realizzabile con più alta efficienza relativa.

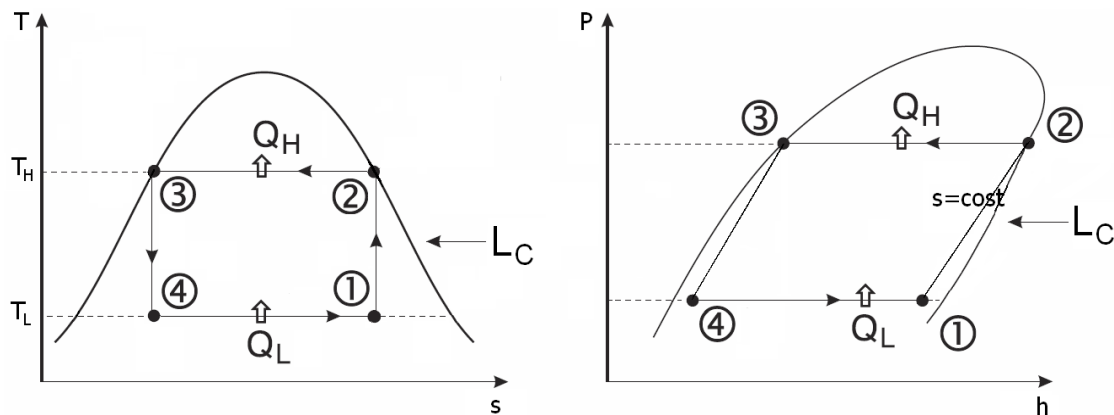


Figura 8: diagrammi dei passaggi di fase di un ciclo di Carnot inverso

Il rendimento COP (*Coefficient Of Performance*) di una macchina frigorifera ideale di Carnot può essere espresso come:

$$\text{COP} = \frac{Q_L}{L_C} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{T_L(s_1 - s_4)}{T_H(s_2 - s_3) - T_L(s_1 - s_4)} = \frac{T_L}{T_H - T_L}$$

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Ove le temperature sono espresse in gradi Kelvin. Da tale relazione si nota come il rendimento possa essere incrementato riducendo la differenza di temperatura tra le due sorgenti (condizione che si verifica all'avviamento) e mantenendo la temperatura T_L (nel caso in esame, la temperatura dello scomparto freezer) il più elevata possibile. L'effetto frigorifero netto Q_L è dato dalla differenza di entalpia rappresentata dal tratto 4-1.

L'efficienza termica η di un ciclo Rankine inverso viene espressa in percentuale rispetto al rendimento di una macchina di Carnot che operi fra le medesime temperature.

I parametri dell'intero ciclo (pressioni e temperature di condensazione ed evaporazione) dipendono dalla temperatura esterna, dall'inerzia termica dell'ambiente da raffreddare (variabile a seconda del contenuto degli scomparti frigo e freezer), dalla temperatura desiderata negli scomparti e da condizioni occasionali (come l'apertura delle porte).

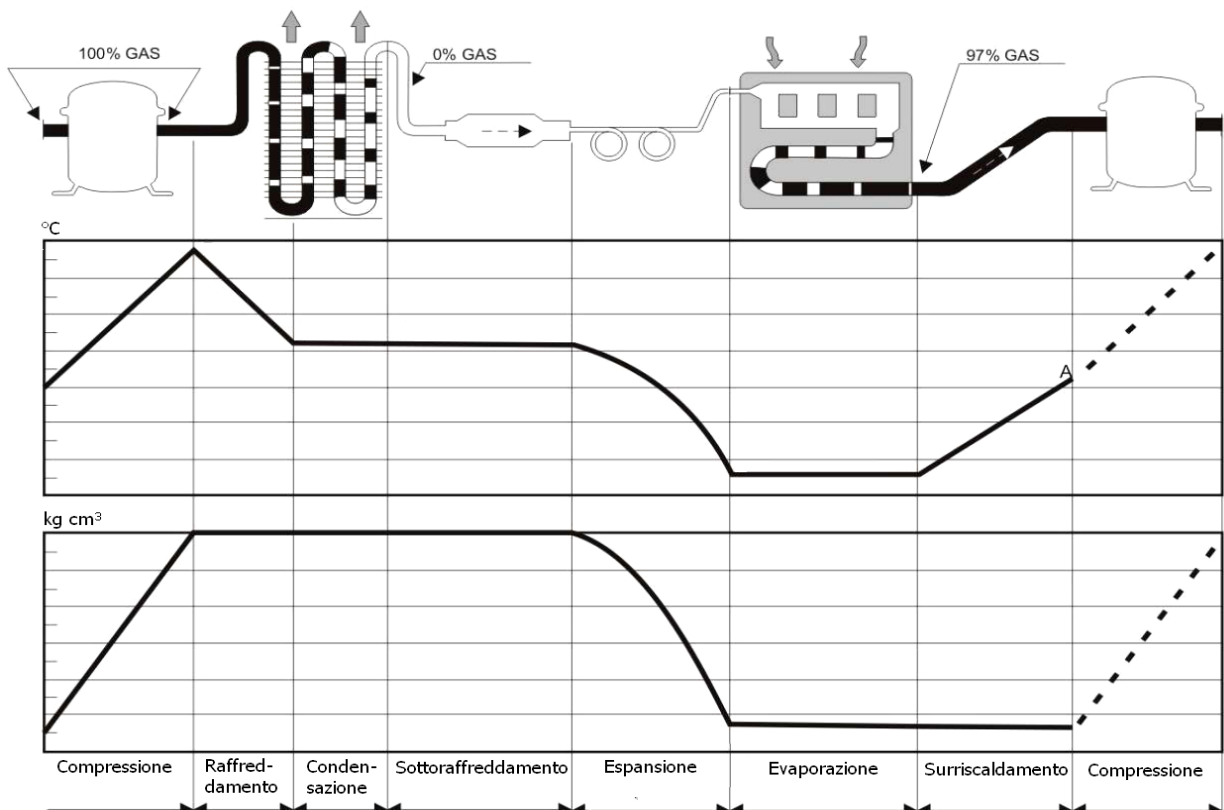


Figura 9: variazione di temperatura e pressione del refrigerante durante il ciclo

iii. Compressore

All'inizio del ciclo (punto 1 di Figura 7) il refrigerante allo stato di vapore saturo viene compresso adiabaticamente nel compressore, che necessita di energia esterna L_C per essere mosso: questo azionamento è effettuato nella maggior parte dei casi tramite motori elettrici, anche se non mancano esempi di accoppiamento con motori a combustione interna o macchine alternative a vapore. L_C vale:

$$L_C = h_2 - h_1 = T_H(s_2 - s_3) - T_L(s_1 - s_4)$$

Il fluido si trova inizialmente nelle condizioni di vapore surriscaldato, poiché è assolutamente da evitare che entri nel compressore fluido refrigerante allo stato liquido che, essendo incompressibile, provocherebbe la rottura degli organi meccanici. Si impone perciò un surriscaldamento del fluido oltre il punto di saturazione (nella pratica progettuale tale surriscaldamento si attesta intorno ai 3°C), rappresentato dal tratto 1-1' di Figura 10.

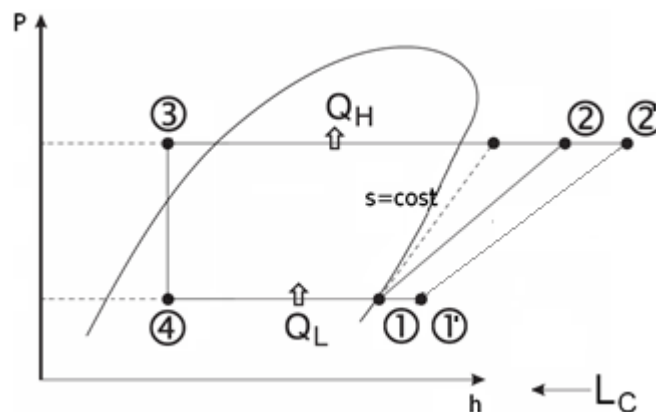


Figura 10: ciclo di Rankine inverso con surriscaldamento

Come si evince dal ciclo termodinamico, l'energia spesa dal compressore si trasferisce nel gas frigorifero che, per effetto di questo lavoro, si surriscalda rispetto alla temperatura di saturazione relativa alla pressione raggiunta (punto 2').

La fase di compressione si allontana dalla condizione isoentropica reale a causa degli attriti interni del compressore stesso.

iv. Condensatore

All'interno del condensatore il refrigerante è assoggettato ad una trasformazione suddivisa in tre fasi distinte:

- De-surriscaldamento del gas: entrando in contatto con un fluido a temperatura inferiore (l'aria di raffreddamento presente nel vano condensatore), il gas ad alta pressione riduce la propria temperatura, spostandosi lungo l'isobara fino a raggiungere il punto di saturazione. In questa fase non si ha alcun cambiamento di stato, ma unicamente rimozione di calore sensibile.
- Condensazione: una volta raggiunta la temperatura di saturazione, inizia una trasformazione isobara e isoterma in cui si ha il passaggio dallo stato di vapore a quello liquido. Anche questa trasformazione è svolta grazie al raffreddamento dovuto all'aria, cui viene ceduto calore latente di condensazione.
- Sotto-raffreddamento: il frigorifero allo stato liquido subisce un ulteriore raffreddamento (portandosi al punto 3). Si forma così un liquido sottoraffreddato, senza che vi sia alcun ulteriore cambiamento di stato ma unicamente rimozione di calore sensibile.

In totale, durante l'attraversamento del condensatore si ha una cessione di calore pari a Q_H verso l'ambiente esterno.

v. Valvola di espansione termostatica o tubo capillare

Il frigorifero nel condensatore, in condizioni di pressione elevata, tende a portarsi spontaneamente verso l'evaporatore, che si trova a pressione inferiore: allo scopo di dosarne la quantità si utilizza comunemente un tubo capillare o una valvola di espansione.

Nella valvola il fluido refrigerante effettua una espansione isoentalpica dal punto 3 al punto 4, che però non si svolge in un organo meccanico capace di scambiare lavoro con l'esterno (al contrario di quanto avviene nelle turbomacchine). Infatti, a causa del ridotto volume specifico che il fluido ha durante la sua

trasformazione, il lavoro ottenibile nell'espansione sarebbe solamente una piccola frazione di quello speso nel compressore e non giustificerebbe l'uso di un espansore meccanico, delicato e costoso. Per questi motivi è favorito l'impiego di un organo di laminazione statico, che può essere costituito da una valvola a controllo termostatico, elettronico con foro calibrato o da un tubo capillare. Da questo deriva l'irreversibilità di questa espansione anche nella trattazione teorica dei cicli inversi.

L'organo di espansione introduce una notevole perdita di carico nel fluido, causando un raffreddamento fino alla temperatura di saturazione corrispondente alla pressione raggiunta. Per rendere possibile tale raffreddamento il liquido refrigerante cede calore alle proprie molecole più prossime: si genera così la vaporizzazione di una parte di refrigerante mentre la trasformazione si mantiene adiabatica, in quanto non vi è scambio di calore con l'esterno. Il vapore risultante è detto *flash gas* e non compie lavoro utile ai fini dell'effetto frigorifero: la sua presenza riduce l'efficienza del sistema e deve essere limitata, scegliendo un fluido refrigerante con calore specifico sufficientemente ridotto.

vi. Evaporatore

Durante la trasformazione da 4 a 1 viene prodotto l'effetto utile del ciclo frigorifero, che è quello di sottrarre calore ad un ambiente. La cessione di calore dall'aria da raffreddare al refrigerante può avvenire solo se la temperatura del secondo mezzo è inferiore a quella del primo.

Il refrigerante in condizione bifase liquido-vapore percorre l'evaporatore, entrando in contatto indiretto con l'aria da raffreddare (quella della cella evaporatore o quella dello scomparto). Durante il percorso il fluido completa il cambiamento di fase, vaporizzando completamente.

La vaporizzazione è idealmente isobara (nei cicli reali esiste una differenza di pressione tra ingresso e uscita dell'evaporatore) e isoterma e il refrigerante assorbe una grande quantità di calore Q_L dall'ambiente circostante, raffreddandolo. Q_L rappresenta l'effetto frigorifero netto e vale:

$$Q_L = h_1 - h_4 = T_L (s_1 - s_4)$$

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Ove T_L rappresenta la temperatura dell'aria nello scomparto freezer.

Per massimizzare il carico termico e l'effetto frigorifero il fluido refrigerante deve evaporare totalmente prima di lasciare lo scambiatore. Negli evaporatori ad espansione diretta, controllati da un capillare o una valvola di espansione termostatica, viene fornito al fluido un quantitativo addizionale di calore, generando vapore surriscaldato. Tale accorgimento svolge anche la funzione precauzionale di assicurare la completa vaporizzazione di tutte le gocce di liquido per evitarne l'ingresso nel compressore. Il surriscaldamento del vapore è ottenuto tramite l'aumento della superficie di scambio termico, considerando che il coefficiente di scambio del vapore surriscaldato è inferiore a quello del vapore saturo.

In molti cicli frigoriferi vengono utilizzati evaporatori separati per il raffreddamento dello scomparto frigorifero e freezer, con varie tipologie di connessione reciproca e caratterizzati da differenti valori di temperatura, pressione ed efficienza.

1.4. FRIGORIFERO SIDE BY SIDE

Il Side by Side, spesso denominato *frigorifero americano*, rappresenta la più grande e complessa tra le macchine frigorifere di uso domestico.

È caratterizzato, sin da prima vista, da due imponenti scomparti verticali affiancati (da cui il nome): da un lato il vano congelatore, dall'altro lo scomparto frigorifero.

Le dimensioni notevoli fanno sì che i flussi d'aria interni siano caratterizzati da una notevole variabilità (influenzata dalle condizioni di carico e dei settaggi impostati), rendendolo oggetto di studi termodinamici e fluidodinamici approfonditi.

Poiché lo scopo finale del progetto è rappresentato dal mantenimento di temperature quanto più possibile prossime al set-point in ogni ambiente, il dimensionamento di organi strutturali e superfici aerodinamiche appare fondamentale per una corretta distribuzione dei flussi d'aria.

Lo scambio di calore, disponendo di superfici particolarmente estese, viene effettuato sia per convezione che per conduzione e irraggiamento: tutti questi aspetti vengono considerati e bilanciati in sede di progetto termodinamico e sono oggetto di continui affinamenti durante l'evoluzione del prodotto di serie.

Altrettanto elaborato risulta essere il sistema di controllo, che rappresenta l'oggetto della presente trattazione: esso gestisce un elevato numero di attuatori e sensori (tra cui ventole, paratie, motori elettrici, resistenze e sonde termiche) e regola le loro reciproche interazioni.



Figura 11: frigorifero Whirlpool Side by Side

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi



Figura 12: componenti interni di un frigorifero Side by Side

i. Compressore



Figura 13: compressore

Il compressore ermetico è posizionato nella zona inferiore del mobile, sul lato posteriore, ed è protetto da una paratia che convoglia il flusso d'aria generato dalla ventola del condensatore. È realizzato con tecnologia a singolo pistone pompante, movimentato da un motore sincrono in corrente alternata. La velocità di rotazione, in un motore elettrico di questo tipo, risulta direttamente proporzionale alla frequenza di

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

alimentazione.

Il compressore è collegato al circuito refrigerante tramite due tubazioni: quella di mandata, attraverso la quale il compressore stesso pompa il fluido frigorifero all'interno del circuito, e quella di ritorno, tramite il quale il gas ritorna al compressore. È presente un ulteriore spezzone cieco, il tubo di servizio, mediante il quale viene effettuata la carica di gas durante l'assemblaggio dell'apparecchio e in successive eventuali operazioni di ricarica.



Figura 14: sezione del compressore

All'accensione dell'elettrodomestico viene alimentata l'unità elettronica di interfaccia collegata al compressore, dotata di inverter per effettuare una regolazione della velocità di rotazione proporzionale alla frequenza del segnale di comando.

Le caratteristiche tecniche divulgabili relative ai vari modelli di compressore analizzati nel seguito sono riportate in

APPENDICE **A**.

ii. Condensatore

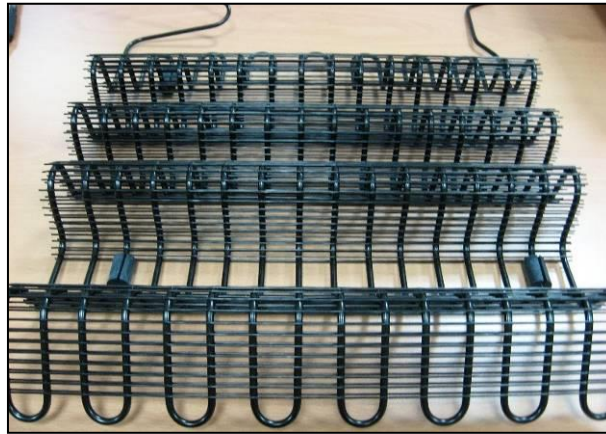


Figura 15: condensatore

Il condensatore utilizzato sul Side by Side Whirlpool è del tipo a convezione forzata, con superficie secondaria di scambio a fili metallici. Posizionato nella zona inferiore del mobile, è caratterizzato da una geometria ottimizzata per favorire la circolazione dell'aria di raffreddamento.

A causa della sua collocazione risulterebbe rilevante l'effetto dell'accumulo di polvere che, agendo da isolante, causerebbe una riduzione dello scambio termico con l'aria di raffreddamento. Le conseguenze principali sarebbero l'aumento dei consumi e della rumorosità e il conseguente sovraccarico del compressore, con riduzione della sua vita utile. La soluzione adottata è perciò quella di conformare adeguatamente la griglia di copertura dello scomparto in maniera da ridurre le infiltrazioni di pulviscolo.

iii. Tubo anti-condensa

Il tubo anticondensa è costituito da una spira finale del condensatore immersa nella schiumatura isolante del mobile, lungo il bordo di contatto tra questa e la porta del congelatore. Tale particolare posizione fa sì che la battuta della guarnizione magnetica della porta venga riscaldata, impedendo la formazione di condensa e di ghiaccio, con riduzione dell'effetto isolante.

iv. Filtro disidratatore

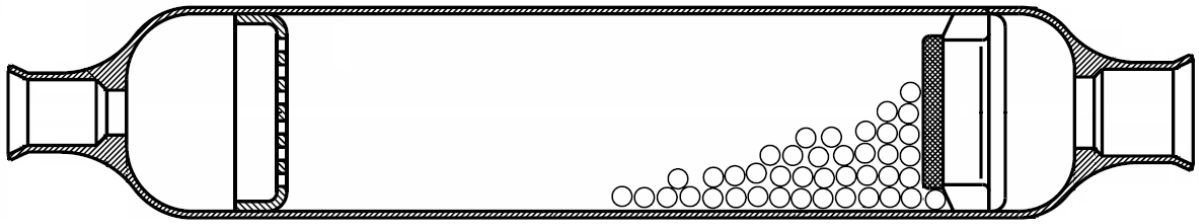


Figura 16: sezione longitudinale di un filtro disidratatore

Il filtro disidratatore, posizionato a valle della spira anti-condensa e appena a monte del capillare, è composto da centinaia di micro-elementi di materiale igroscopico, raccolti in un setaccio molecolare, che assorbono l'umidità residua del gas refrigerante.

Questo accorgimento risulta fondamentale nell'evitare che l'acqua, ghiacciando all'interno del circuito, provochi l'otturazione dello stesso, impedendo la circolazione del fluido.

v. Tubo capillare

Quando il refrigerante scorre attraverso il tubo capillare il suo flusso è contrastato dall'elevato attrito fra il fluido e le pareti del tubo, che contribuisce a generare elevate perdite di carico.

Il calo di pressione viene generato anche per via dinamica, dal momento che lo sviluppo progressivo dello strato limite



Figura 17: filtro disidratatore e tubo capillare

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

causa una riduzione lineare dell'effettivo diametro del condotto e conseguentemente l'aumento della velocità del flusso e la diminuzione della sua pressione statica. All'interno del capillare a sezione costante si instaurano così condizioni modellabili in prima approssimazione con la trattazione del flusso di Fanno

Il diametro e la lunghezza del tubo utilizzato sono quindi i parametri dimensionati in sede di progetto per determinare il salto di pressione.

vi. Evaporatore

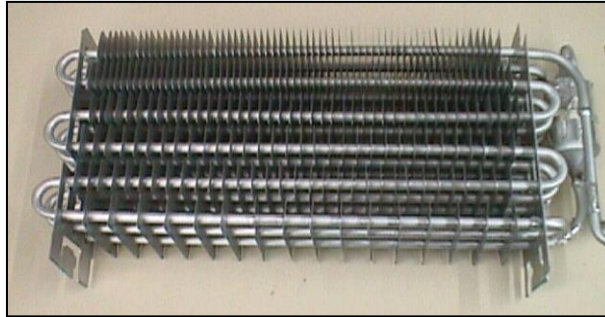


Figura 18: evaporatore

Il circuito frigorifero analizzato prevede un unico evaporatore, col compito di rimuovere calore dallo scomparto congelatore. La cella frigorifera viene raffreddata tramite il convogliamento di aria fredda proveniente dal freezer stesso.

L'evaporatore utilizzato è di tipologia *brazeway* a convezione forzata, caratterizzato da una serie di lamelle volte ad aumentare la superficie di scambio secondaria, inserite ad incastro sulle anse del condotto. Diametro dei tubi, geometria e distanza delle lamelle sono ottimizzate per garantire il massimo scambio termico possibile ed evitare l'ostruzione per accumulo di ghiaccio sulle superfici.

A differenza degli evaporatori di tipo statico, questo elemento è ottimizzato per un'applicazione *no frost*, con operazione di scioglimento automatico del ghiaccio formatosi. Ciò comporta il fatto che esso non sia inserito direttamente nella cella del congelatore ma scambi calore con l'aria contenuta in un vano apposito, la quale è poi convogliata nello scomparto refrigerato da una ventola (visibile nella zona superiore della Figura 19).

In Figura 19 è ben visibile il vassoio di drenaggio, che convoglia la condensa formatasi durante lo sbrinamento verso il compressore, dove evapora per effetto della temperatura elevata.



Figura 19: posizione dell'evaporatore all'interno dello scomparto freezer

vii. Damper

Il damper è una paratia mobile con il compito di gestire l'apertura e la chiusura del condotto che, passando attraverso la parete divisoria tra i due scomparti, convoglia l'aria fredda dal freezer alla cella frigorifera. La luce di tale condotto può essere regolata con tecniche diverse:

- Condotto fisso: sempre aperto, permette una scarsa regolazione di temperatura e presenta problemi relativi alla velocità di raffreddamento durante l'utilizzo intensivo (sconsigliato per prodotti di classe climatica tropicale).
- Damper manuale: controllo dell'apertura del condotto da parte dell'utente. Scarsa regolazione di temperatura, richiede interventi frequenti da parte del consumatore.
- Damper automatico a doppio stato: controllato elettronicamente, prevede solamente posizioni di apertura e chiusura complete e fornisce un'efficace regolazione di temperatura anche in condizioni di utilizzo intensive.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

- Damper automatico proporzionale: con controllo di tipo meccanico o elettronico, offre un'efficace regolazione di temperatura anche in condizioni di utilizzo intensive.

L'elettrodomestico analizzato presenta un damper automatico a doppio stato controllato elettronicamente. Ne sono allo studio differenti versioni, con paratie pivotanti o a scorrimento: il modello in esame adotta una versione a scorrimento, caratterizzata da transistori di apertura e chiusura della durata di 30 secondi. La circolazione dell'aria in cella frigo è garantita dall'azione della ventola dell'evaporatore, che spinge il flusso freddo proveniente dal congelatore e impone il ritorno dell'aria calda nel freezer attraverso una griglia posizionata nello scomparto frigorifero. In questo modo non si creano scambi di aria con l'ambiente esterno, evitando l'ingresso di umidità, batteri e agenti patogeni.



Figura 20: damper

viii. Ventole

Sono presenti due ventole che convogliano i flussi d'aria e alimentano il fenomeno della convezione forzata.

- Ventola dell'evaporatore: forza la circolazione dell'aria nella cella freezer e da questa in quella frigo. La sua accensione avviene sia in occasione dell'accensione del compressore (raffreddamento del freezer) che dell'apertura del damper (raffreddamento del frigo), in quanto è incaricata di generare l'intera flusso all'interno degli scomparti.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi



Figura 21: percorso del flusso d'aria convogliato dalla ventola dell'evaporatore

- Ventola del condensatore: posizionata nello scomparto posteriore, ad ogni accensione del compressore forza su di esso e sul condensatore un flusso di aria fresca aspirato dal lato anteriore dell'elettrodomestico. Esso raffredda gli elementi surriscaldati e consente l'evaporazione dell'acqua di sbrinamento presente nella vaschetta di drenaggio, prima di essere espulso nuovamente dal lato anteriore.

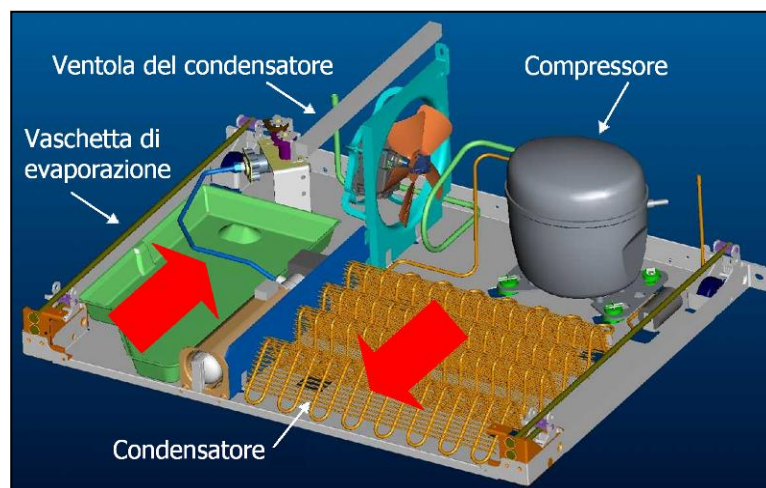


Figura 22: percorso del flusso d'aria convogliato dalla ventola del condensatore

La posizione delle ventole rispetto agli elementi strutturali e ai condotti di convogliamento, nonché l'effetto evolutivo imposto dal moto rotatorio delle pale,

introducono disturbi nella distribuzione dell'aria che inficiano l'omogenea distribuzione di temperatura e l'ottimale inseguimento del set-point. Per limitare questo effetto vengono introdotti deflettori aerodinamici, col compito di introdurre le necessarie correzioni di traiettoria.

ix. Resistenza di sbrinamento

Nello sbrinamento automatico utilizzato dal Side by Side il sistema di controllo stabilisce quando forzare l'arresto del ciclo di raffreddamento ed attivare la modalità di sbrinamento. Durante tale fase una resistenza elettrica posta nella parte retrostante dell'evaporatore produce il calore necessario per sciogliere la brina formatasi su di esso, evitandone la riduzione di prestazioni.

Nel prodotto esaminato l'accensione della resistenza avviene con tecnica di *Pulse Width Modulation*, per successivi impulsi di durata variabile, generando un riscaldamento progressivo dell'evaporatore fino all'apertura a scatto di un termostato bimetallico posizionato a contatto con esso ed inserito nel circuito di alimentazione della resistenza.

Il bimetallo è costituito da un lamierino formato da due sottili bande metalliche unite per laminazione, ciascuna con differenti proprietà chimico-fisiche: i due metalli presentano coefficienti di dilatazione lineare molto diversi fra loro e per effetto della variazione di temperatura il lamierino si flette, provocando l'apertura del circuito e l'interruzione dell'alimentazione della resistenza. La chiusura del circuito (che abilita il successivo sbrinamento, qualora il sistema di controllo lo richieda) avviene per isteresi, al raggiungimento di una temperatura inferiore a quella di apertura. Entrambe le temperature di intervento sono proporzionali alla corrente assorbita, cosicché il range di lavoro viene stabilito scegliendo la coppia dei metalli, mentre la taratura fine avviene regolando le distanze dei contatti.

Il termostato bimetallico presenta costi ridotti ma tempi di risposta lenti e precisione e ripetibilità della misura di temperatura non elevate. Le prestazioni fornite risultano tuttavia in grado di pilotare efficacemente un sistema dalle dinamiche lente come quello esaminate.

L'acqua che si produce durante lo sbrinamento viene raccolta da un convogliatore, posto sulla parete opposta a quella di apertura del frigorifero, e

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

trasportata in una vaschetta posta nei pressi del compressore, che con il suo calore la fa successivamente evaporare.

x. Sonde e termostato

I comandi di accensione e lo spegnimento del compressore sono generati sulla base del segnale fornito al termostato del sistema di controllo. Esso elabora i dati di temperatura rilevati all'interno degli scomparti tramite sonde NTC (*Negative Temperature Coefficient*), processandoli in base al settaggio impostato dall'utente sul pannello operatore (nel seguito denominato *User Interface*), situato sulla porta dello scomparto freezer.

Le sonde NTC sono dei termistori caratterizzati da resistenza variabile al mutare della temperatura. Con il valore assoluto di resistenza si modifica anche l'accuratezza, il cui valore limite per ogni temperatura è definito dalle specifiche riportate in

APPENDICE **A**.

Il termostato elettronico include il microprocessore sul quale verrà implementato l'algoritmo oggetto della presente Tesi. È posizionato anch'esso nello scomparto inferiore del frigorifero, come visibile in Figura 24, ove il vano condensatore è rappresentato per comodità privo della paratia di convogliamento dell'aria.

Nel termostato il dato fornito dall'elemento sensibile (il termistore NTC) è processato da un circuito elettronico e comanda lo stato on-off di un relais. Questo tipo di termostato è caratterizzato da affidabilità e modulabilità, consentendo la memorizzazione di dati misurati (informazione fondamentale in vista dell'implementazione di un controllo integrale) e del set-point.

La regolazione della temperatura può essere effettuata in maniera alternativa tramite il circuito digitale, creando una curva ottimale per il raggiungimento del set-point. A tal fine, il termostato è predisposto con un terminale di uscita abilitato all'invio di un segnale di controllo in frequenza variabile, ad ora non utilizzato sugli apparecchi di produzione seriale.



Figura 23: hardware del sistema di controllo

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi



Figura 24: posizionamento dell'hardware del sistema di controllo



Figura 25: posizionamento dell'hardware del sistema di controllo

xi. Inverter



Figura 26: differenti modalità di installazione della scheda inverter

L'inverter è realizzato tramite una scheda stampata PCB e provvede a trasformare l'ingresso in corrente alternata proveniente dalla rete elettrica nel corretto segnale di alimentazione per il compressore, in funzione della ciclatura prevista dal termostato.

La scheda presenta quindi due cavi di input (l'alimentazione ed il segnale di controllo del termostato), uno di output (l'alimentazione di potenza del compressore) ed uno di messa a massa delle interferenze EMI (*Electro Magnetic Interferences*).

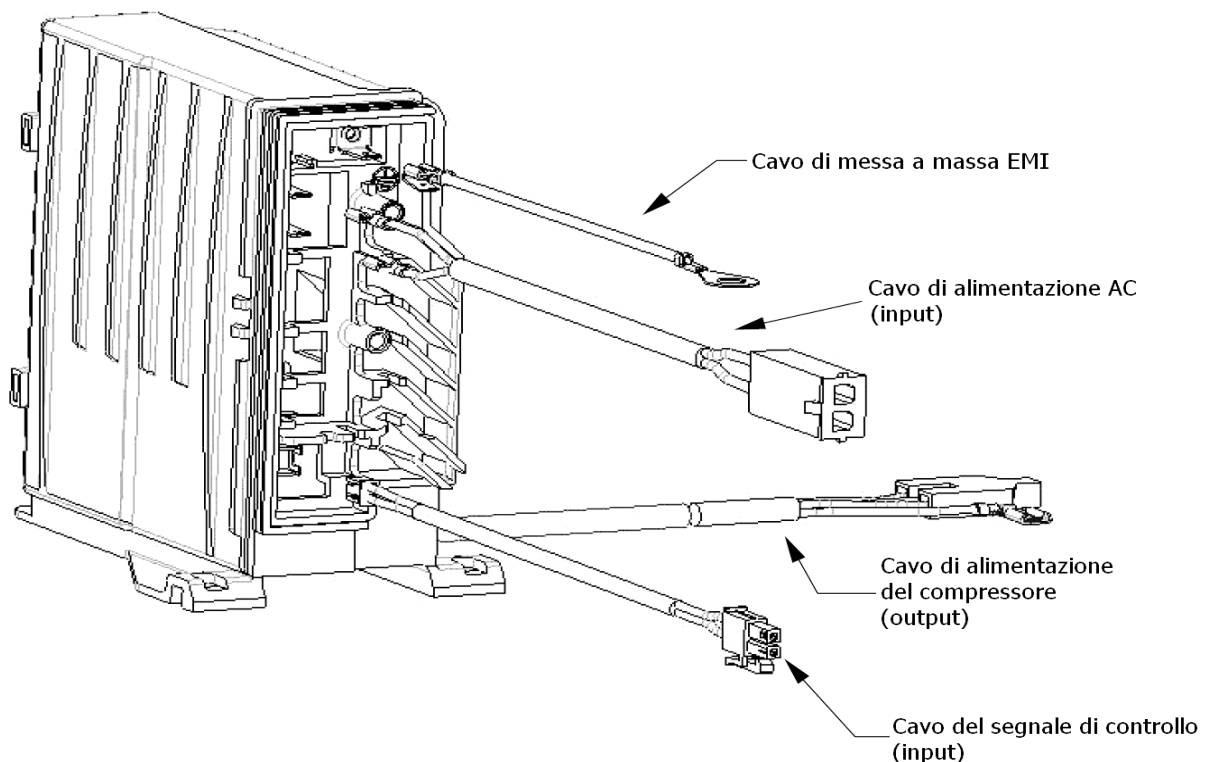


Figura 27: cavi di collegamento di una scheda inverter

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Il circuito interno è dotato di un raddrizzatore di corrente con ponte a diodi (utilizzato per eliminare la frequenza di rete) e di un ponte ad H con transistor MOSFET (*Metal Oxide Semiconductor Field Effect Transistor*) che genera un'uscita in corrente alternata, modulata con il segnale di controllo e svincolata dalla frequenza di rete.

La tipologia di controllo scelta genera differenti allestimenti dell'elettronica, in quanto risulta necessario provvedere un sistema hardware adeguato alle esigenze di attuazione.

In caso di controllo di un compressore a giri fissi non è presente l'inverter, si ha unicamente elettronica di potenza che converte l'alimentazione in un segnale a frequenza costante, corrispondente all'unica velocità di rotazione utilizzata dal compressore. Il motore elettrico brushless a 2 coppie di poli presenta una legge di controllo delle bobine pari a:

$$V_{\text{compressore}} [\text{rpm}] = 30 \cdot f_{\text{input}} [\text{Hz}]$$

Ove f_{input} rappresenta il segnale in frequenza in ingresso al compressore.

Il controllo proveniente dal termostato elettronico si comporta quindi come un interruttore, abilitando o meno l'alimentazione del compressore.

Nel caso di controllo a velocità di rotazione variabile, il segnale di controllo proveniente dal termostato può essere di due tipi:

- Termostato on-off: il segnale di controllo fornisce unicamente l'abilitazione all'alimentazione del compressore. È la scheda elettronica abbinata all'inverter a gestire le variazioni di velocità in modalità *drop-in* (Vedi Paragrafo iii).
- Termostato con controllo in frequenza: il segnale di controllo presenta un andamento in frequenza variabile che l'elettronica converte nel segnale di potenza che alimenta il compressore, anch'esso a frequenza variabile secondo la legge di controllo sviluppata.

Tutte le tipologie di controllo citate saranno affrontate dettagliatamente nella trattazione seguente.

xii. Distributore di acqua e ghiaccio

L'apparecchio, connesso alla rete idrica, è in grado di fornire acqua potabile filtrata per il consumo quotidiano e ghiaccio tritato.



Figura 28: distributore di acqua e ghiaccio

xiii. User Interface

L'interfaccia con l'utente è realizzata tramite un pannello di controllo, sul quale l'utente può selezionare la modalità operativa prescelta. Ulteriori funzioni di input sono a disposizione dei tecnici di manutenzione, dei commercianti per la presentazione delle funzionalità. Sono implementati inoltre messaggi di output per la segnalazione di guasti e disfunzioni, attivati automaticamente al rilevamento del problema.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

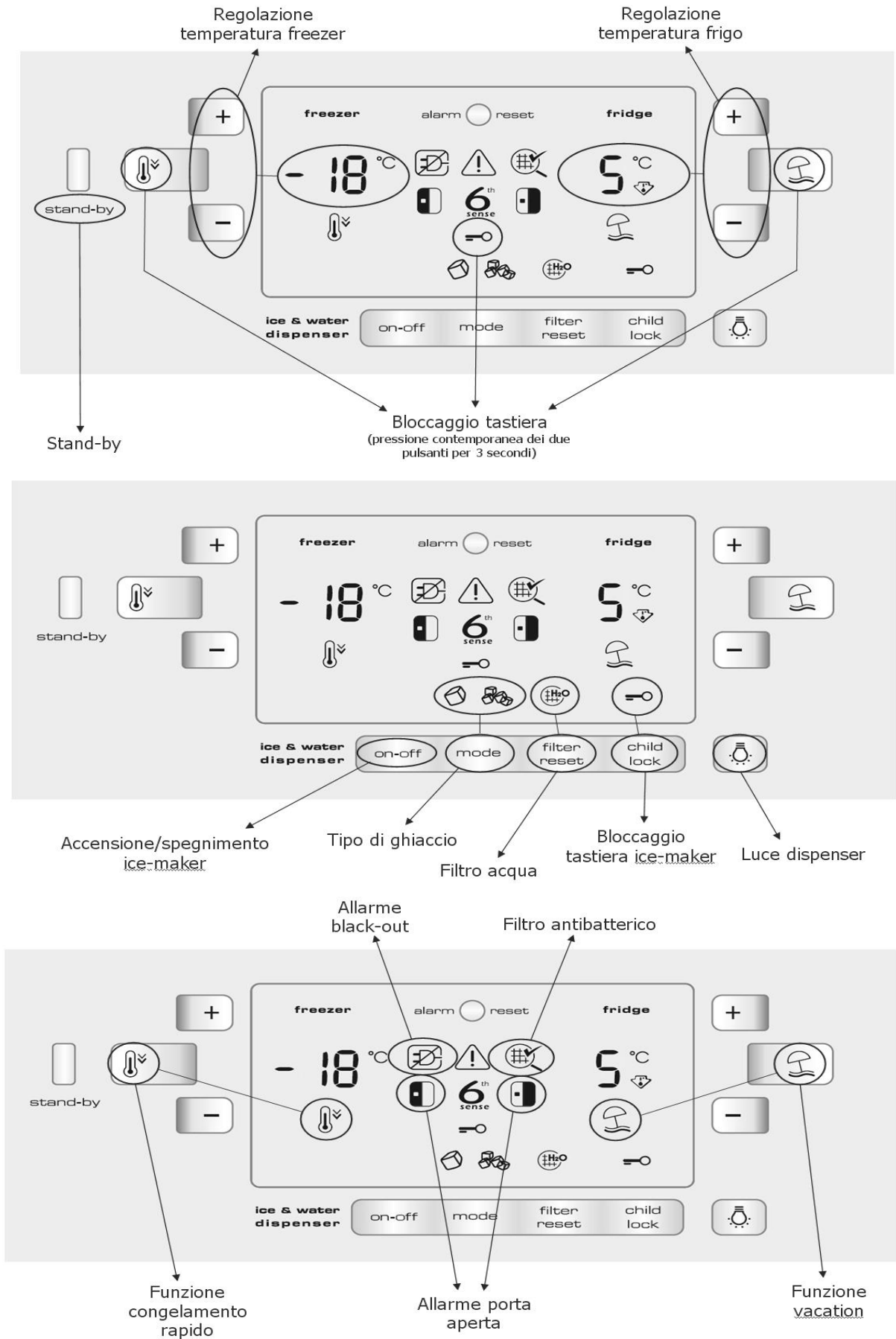


Figura 29: funzionalità della user interface

xiv. Funzionalità aggiuntive

I modelli Side by Side Whirlpool sfruttano il sistema di controllo denominato commercialmente *6° Senso*, evoluzione del tradizionale regolatore che implementa largamente l'uso di osservatori degli stati per creare leggi di controllo volte a monitorare e ottimizzare le variazioni di temperatura e di umidità e ridurre l'effetto dei disturbi, assicurando una migliore conservazione del cibo (dettagli e specifiche non sono divulgabili).

Le funzionalità ausiliarie garantite dal sistema di controllo contemplano il *Vacation Mode* (funzionamento in anello aperto, con esclusione dei sistemi periferici e prestazioni ridotte per minimizzare i consumi durante periodi di scarso utilizzo), un cassetto a zero gradi con umidità controllata e servizi come *Child Lock*, *Fast-Cooling Mode*, *Party Mode*, *Long Black-Out Mode*, *Show Room Manager* (utilizzato unicamente per l'esposizione delle funzionalità del prodotto), *Failure Mode* (funzionamento in anello aperto fino alla riparazione dell'avaria) e *Over Temperature Alarm*.

Per mantenere un elevato livello igienico, il circuito dell'aria che raffredda il frigorifero è dotato di un filtro anti-batterico.

Sono presenti lampadine per l'illuminazione delle celle, comandate dai sensori di apertura porta.

2. **NORMATIVA DI PROVA SPERIMENTALE**

I consumi di un apparecchio frigorifero domestico sono valutati a seguito di prove sperimentali, regolamentate dalle normative vigenti.

Le condizioni e le modalità di prova sono definite dalla ISO (*International Standardization Organization*), un ente mondiale composto da organizzazioni nazionali. La normativa di riferimento per le prove di consumo è la ISO/FDIS 15502, non riproducibile liberamente. Verranno di seguito indicati gli aspetti fondamentali che hanno impattato lo sviluppo del controllore.

2.1. **STRUMENTI DI MISURA**

- Lo scomparto frigorifero deve essere vuoto, contenente unicamente le tre termocoppie di misura (di tipo T), i cui sensori sono posizionati al centro di cilindri di ottone o rame ricoperto di stagno, con massa e diametro stabiliti con relative tolleranze. Il loro posizionamento nello scomparto è stabilito in base alle dimensioni geometriche nominali. La temperatura di riferimento per lo scomparto frigorifero t_{ma} è data dalla media dei tre valori misurati.
- Lo scomparto freezer deve essere caricato, secondo la disposizione vincolante indicata dalla normativa, con pacchi in tilosa (materiale sintetico in grado di riprodurre il comportamento termodinamico della carne cruda) di dimensione fissata. In posizioni stabilite vengono posizionati i dodici pacchi di misura (*M-packages*), in cui sono annegati i sensori delle termocoppie di tipo T. La temperatura di riferimento per lo scomparto freezer t_{max}^{***} è data dalla temperatura massima tra quelle rilevate.
- L'accuratezza della misura dei singoli sensori (di temperatura, potenza, umidità) e i relativi metodi di calibrazione sono rigidamente indicati dalla normativa.

2.2. CONDIZIONI DI PROVA

- Le funzionalità aggiuntive attivabili dall'utente (filtro dell'acqua, produzione di ghiaccio) non sono abilitate durante la prova di consumo.
- Le porte del prodotto devono rimanere chiuse per tutto il periodo di prova.
- La temperatura esterna della cabina di prova è indicata a seconda della classe climatica di appartenenza. Per un Side by Side di classe temperata la temperatura esterna risulta imposta a 25°C.
- Prima dell'inizio della prova il prodotto deve essere stabilizzato per un periodo di almeno 48 ore, rilevando scostamenti massimi inferiori ai valori limite imposti.
- Al termine della stabilizzazione il periodo di prova inizia con l'avvio di un ciclo operativo. Nel caso del frigorifero Side by Side, questa condizione indica l'inizio di uno sbrinamento automatico.
- La durata della prova normativa è pari a quella di un ciclo operativo completo. Questo deve completarsi in un periodo minimo di 24 ore: qualora il ciclo operativo non fosse completo al termine delle 24 ore, il test proseguirebbe fino al termine del ciclo o al raggiungimento delle 48 ore. Per un Side by Side, il ciclo operativo inizia e finisce con l'avvio di una procedura di sbrinamento.

2.3. SETTAGGI DI TEMPERATURA

- I set-point di temperatura utilizzati per la dichiarazione dei consumi sono:
 - $t_{ma} = 5^{\circ}\text{C}$
 - $t_{max}^{***} = -18^{\circ}\text{C}$
- Poiché le due condizioni di temperatura non possono generalmente essere ottenute simultaneamente con precisione, è possibile ricorrere ad un'interpolazione lineare dei risultati di due differenti test, uno con entrambe le temperature superiori ed uno con entrambe le temperature inferiori rispetto ai valori nominali previsti.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

- Nel caso dello svolgimento di due test, i risultati devono essere interpolati separatamente per i due scomparti, al fine di ottenere i consumi con frigorifero a 5°C e i consumi con freezer a -18°C. Il consumo totale dell'apparecchio è dato dalla media dei due valori.

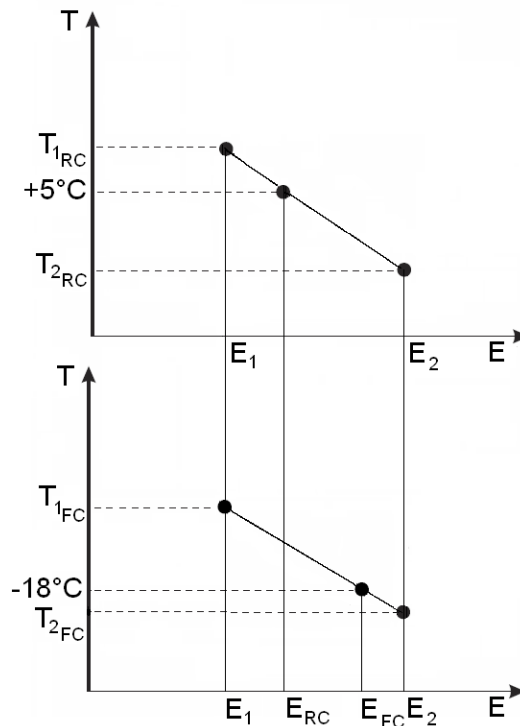


Figura 30: diagramma di calcolo dei consumi interpolati

Il consumo energetico finale E vale quindi:

$$E = \frac{E_{RC} + E_{FC}}{2}$$

- La differenza fra le due temperature utilizzate come estremi di interpolazione non può superare i 4°C.
- Come conseguenza di uno sbrinamento è consentito che la temperatura massima del pacco di misura più caldo aumenti di non oltre 3°C per un periodo non superiore al valore inferiore fra 4 ore e il 20% della durata del ciclo operativo.
- Il consumo misurato al termine della prova viene scalato proporzionalmente sulle 24 ore ed espresso in Wh/24h.

3. **MODELLAZIONE VIRTUALE DEL SISTEMA FISICO**

L'obiettivo di migliorare le prestazioni del frigorifero Side by Side agendo unicamente sul sistema di controllo viene raggiunto tramite un percorso pianificato, che prevede i seguenti livelli:

- Progetto del processo (*Process Design*)
 - Creazione di un modello dinamico virtuale del sistema fisico.
 - Taratura del modello dinamico.
- Progetto del sistema di controllo sul modello virtuale (*Control Design*).
 - Determinazione della struttura del sistema di controllo (individuazione dei parametri del processo da controllare, delle variabili manipolabili, degli accoppiamenti, della posizione dei dispositivi di misura e di comando).
 - Riproduzione software della legge di controllo a isteresi (utilizzata per completare la taratura in anello chiuso).
 - Analisi della legge di controllo in frequenza *drop-in*.
 - Sviluppo della nuova legge di controllo in frequenza (definizione degli algoritmi da adottare, tra cui P, PI, PID, controllo predittivo).
 - Taratura dei controllori.
- Validazione sperimentale dei risultati ottenuti in simulazione.

Di fondamentale importanza risulta la creazione di un modello affidabile e preciso del sistema fisico, su cui eseguire con elevato livello di confidenza gli affinamenti progettuali del software studiato.

La modellazione virtuale rappresenta un approccio sempre più diffuso in ambito progettuale. Nella valutazione dei risultati ottenuti va sempre considerata la differenza tra il sistema simulato e quello reale insita nel differente ordine di grandezza assegnato alla variabile temporale. Ulteriori differenze, al di là degli inevitabili limiti dell'approssimazione, si manifestano nella realizzazione empirica dei circuiti progettati in ambiente virtuale, non sempre riproducibili con componenti elettronici classici.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

I maggiori benefici introdotti da un approccio tramite modello virtuale al problema progettuale sono i seguenti:

- Riduzione dei tempi di progetto: l'utilizzo della simulazione in fase di sviluppo del controllo riduce il numero dei test sperimentali necessari.
- Riduzione dei tempi di aggiornamento e sviluppo: l'architettura modulare utilizzata consente facili aggiornamenti del controllo, minimizzando l'impatto delle modifiche hardware e software.
- Aumento della qualità del prodotto: pregi e difetti del sistema possono essere previsti prima della loro realizzazione, consentendo un loro capillare debug.
- Accrescimento delle possibilità di sinergia e riutilizzo: le librerie dei blocchi di modellazione e controllo possono essere condivise e riutilizzate per lo studio di problemi affini.
- Archiviazione di conoscenze: i modelli simulati possono essere archiviati per garantire il mantenimento del *know-how* relativo alle soluzioni di controllo.
- Conoscenza dettagliata delle dinamiche del sistema: il modello consente di conoscere, in ogni istante di tempo, l'andamento di tutte le variabili di ingresso, di stato e di uscita. La possibilità di imporre variazioni degli stessi in misura maggiore del caso reale consente di evidenziare eventuali dinamiche nascoste e di predisporre una più efficace gestione.

3.1. PROGETTO DEL PROCESSO (*PROCESS DESIGN*)

i. Creazione del modello elettrico

Al fine di implementare con maggior facilità le leggi fisiche in ambiente elettronico è parso opportuno passare attraverso la conversione del sistema termodinamico in un equivalente modello elettrico, sfruttando le seguenti analogie:

- Temperatura $T \rightarrow$ Tensione elettrica V
- Variazione di temperatura $\Delta T \rightarrow$ Differenza di potenziale ΔV

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

- Calore $Q \rightarrow$ Carica elettrica q
- Flusso di calore $\partial Q/dt \rightarrow$ Corrente elettrica i
- Capacità termica $H \rightarrow$ Capacità elettrica C

Da tali relazioni derivano le seguenti conversioni nel modello elettrico:

- Generatore di flusso di calore (compressore, resistenza di sbrinamento) \rightarrow Generatore di corrente
- Serbatoio termico a temperatura costante (ambiente esterno) \rightarrow Generatore di tensione
- Corpo dotato di inerzia termica coinvolto nello scambio termico (evaporatore, condensatore, aria dello scomparto, alimenti) \rightarrow Condensatore elettrico

Le leggi termodinamiche possono essere adeguatamente riscritte sfruttando le variabili elettriche:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial Q}{dt} = g(T_L - T_H) \\ \frac{\partial Q}{dt} = m \cdot c_p \frac{\partial(T - T_{RIF})}{dt} \end{array} \right. \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} i = \frac{1}{R}(V_L - V_H) \quad (\text{scambio di calore tra due corpi}) \\ i = C \frac{\partial(V - V_{RIF})}{dt} \quad (\text{variazioni di temperatura del corpo}) \end{array} \right.$$

Ove si distinguono i termini:

- g : coefficiente di scambio termico (costante dipendente dal materiale, dalla velocità dell'aria e dalla geometria dei corpi che scambiano calore).
- m : massa del corpo coinvolto nello scambio termico.
- c_p : calore specifico a pressione costante del corpo coinvolto nello scambio termico.
- T_{RIF} : pari a 0°C (273.15 K).
- V_{RIF} : pari a 0 V (circuito messo a terra).
- R : resistenza elettrica. Si utilizza normalmente la notazione espressa tramite il suo inverso, la conduttanza elettrica G .

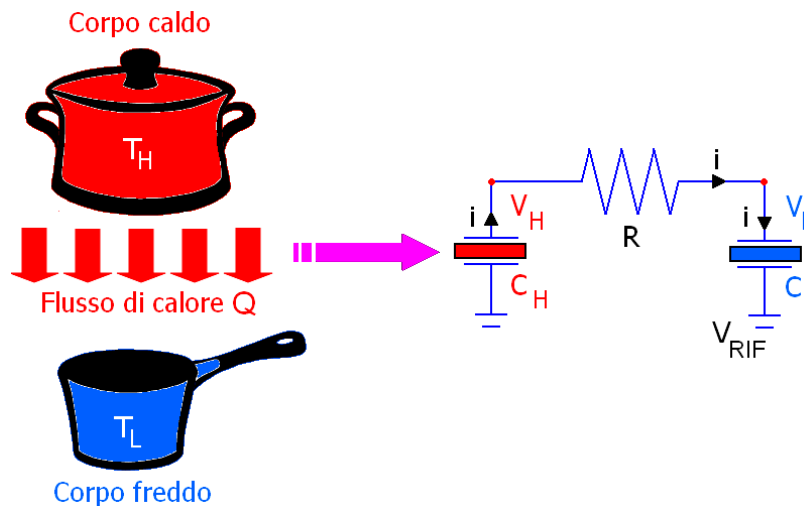


Figura 31: analogie nella conversione elettrica dello scambio termico non forzato

Appare evidente come la corrente elettrica scorra nel circuito dal punto a potenziale maggiore a quello a potenziale minore, così come il flusso di calore transita dal corpo caldo al corpo freddo.

Quando la sottrazione di calore dalla sorgente fredda segue un ciclo termodinamico di Rankine inverso si genera un flusso termico forzato. Si può considerare inizialmente, con approccio macroscopico, l'intero frigorifero come un unico corpo da raffreddare: si giunge alla più semplice modellazione elettrica del sistema reale, espressa analiticamente tramite le due relazioni precedentemente presentate. In particolare, la seconda può essere riscritta come:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = m \cdot c_p \frac{\partial(T_L - T_{RIF})}{\partial t} \rightarrow i = C_L \frac{\partial(V_L - V_{RIF})}{\partial t} \quad (\text{variazioni di temperatura del corpo})$$

In cui:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = \frac{\partial(Q_{CC} + Q_{HL})}{\partial t}$$

Si distinguono i seguenti termini:

- $\partial Q_{CC}/\partial t \leq 0$: *cooling capacity*, rappresenta il calore assorbito dal fluido refrigerante, sottratto al corpo da raffreddare. Corrisponde a Q_L .
- $\partial Q_{HL}/\partial t > 0$: *heat load*, rappresenta il calore scambiato tra il corpo da raffreddare e l'ambiente caldo esterno (dispersioni).

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

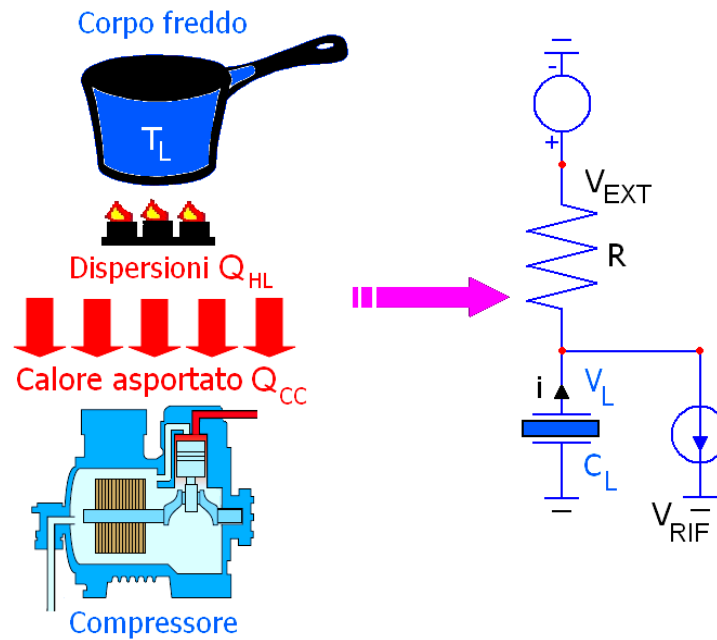


Figura 32: analogie nella conversione elettrica dello scambio termico forzato

Nella condizione di equivalenza di Q_{CC} e Q_{HL} la derivata del calore è nulla e la temperatura del corpo da raffreddare (il frigorifero con tutto il suo contenuto) non varia nel tempo.

Per descrivere adeguatamente il comportamento di una macchina frigorifera risulta indispensabile espandere la rete elettrica, aggiungendo ulteriori rami simili a quelli sinora descritti. Ciò rende possibile la caratterizzazione dei differenti materiali presenti negli scomparti (aria e pacchi di prova normativa) tramite la variazione dei termini di massa e di calore specifico e dei coefficienti di scambio termico, relativi alle varie combinazioni di trasmissione di calore tra materiali. All'interno del modello elettrico questa operazione si traduce nel dimensionamento rispettivamente dei condensatori e delle resistenze della rete.

Lo sviluppo di un efficace modello equivalente necessita di un continuo processo di affinamento che, partendo dal sistema base precedentemente analizzato, fornisca un simulatore caratterizzato da prestazioni sufficientemente raffinate a fronte di capacità di calcolo contenute. Per tale ragione lo sviluppo del sistema è stato condotto tramite un continuo raffronto tra i dati ottenuti in simulazione e quelli forniti da test sperimentali, caratterizzati dal medesimo andamento degli attuatori, verificando l'evoluzione delle dinamiche al variare dei componenti del circuito.

Verranno presentate di seguito le tappe di sviluppo progressivo del modello

elettrico, per meglio comprendere il significato di ogni elemento utilizzato.

- Creazione dei modelli di evaporatore e condensatore: si rappresenta inizialmente il ciclo termodinamico nella sua interezza, utilizzando due differenti reti elettriche, rappresentanti rispettivamente il condensatore e l'evaporatore.

Dalla termodinamica è noto come nell'evaporatore venga sottratta una quantità di calore pari a Q_{CC} , (Q_L nei grafici del Paragrafo ii), che dal punto di vista elettrico è rappresentata come una corrente uscente dal sistema. Il flusso si inverte all'accensione della resistenza di sbrinamento, quando l'evaporatore viene riscaldato per sciogliere la brina. L'ambiente esterno, a temperatura superiore, è rappresentato come un generatore di tensione che, mantenendo il morsetto ad esso collegato ad una tensione superiore a quella del circuito, genera un flusso di corrente in ingresso.

Il condensatore, come schematizzato in Figura 6 e nei diagrammi seguenti, vede un flusso di energia in ingresso pari a:

$$Q_H = Q_{CC} + L_C$$

Anche in tal caso questa condizione viene riprodotta tramite un generatore di corrente. L'aria dello scomparto condensatore, a temperatura inferiore, è rappresentata da un generatore di tensione, in cui fluisce la corrente proveniente dalla rete. Nello schema di Figura 33 e nel seguito della trattazione la resistenza elettrica R verrà sempre sostituita dal suo inverso, la conduttanza elettrica G , che si presta maggiormente all'analogia con il modello termodinamico (di cui rappresenta il coefficiente di scambio termico g).

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

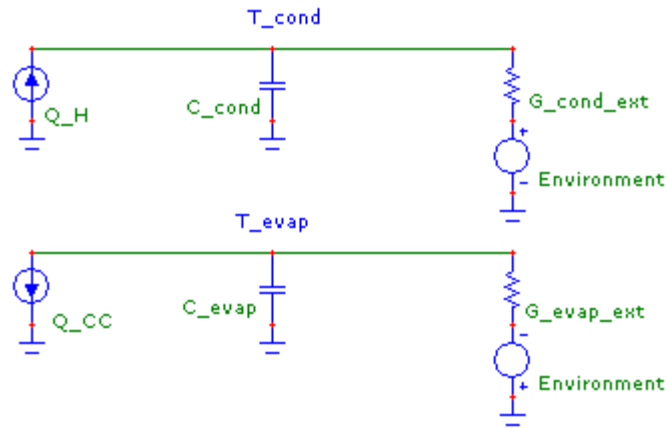


Figura 33: modello elettrico con evaporatore e condensatore

- Creazione degli scomparti frigo e freezer: il circuito dell'evaporatore viene espanso così da comprendere tutto il carico che il ciclo termodinamico è chiamato a raffreddare. Esso è rappresentato tramite due rami principali, posti in parallelo al condensatore elettrico che identifica il fluido refrigerante, che permettono di caratterizzare i due scomparti con differenti valori di potenziale elettrico (le diverse temperature nelle due cabine). Un terzo ramo rappresenta la variazione di temperatura nel bimetallo, consentendo di generare il necessario parametro di isteresi termica in input al sistema di controllo.

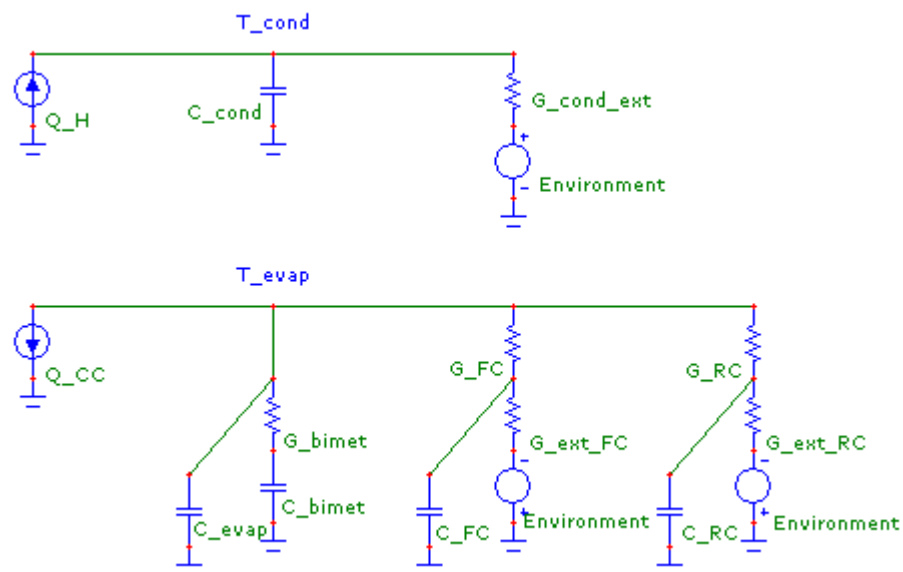


Figura 34: modello elettrico con scomparto frigo e freezer

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

- Rappresentazione delle differenze di temperatura negli scomparti: nel sistema reale gli scambi di calore sono affidati principalmente alla convezione d'aria forzata. Ne deriva che tra l'aria presente nello scomparto e i vari solidi da essa raffreddati esistono significative differenze di temperatura. Al fine di riprodurre correttamente questa situazione si rappresenta ogni scomparto tramite due rami elettrici a potenziale differente, che identificano gli elementi di interesse primario dal punto di vista del controllo: la sonda NTC ed il valore medio di temperatura delle tre termocoppie (posizionate all'interno dei cilindri di ottone) per il frigorifero, la sonda NTC e il pacco di misura più caldo nel caso del freezer. Nello scomparto frigorifero, la sonda NTC (che fornisce il segnale di lettura necessario per il controllo) presenta sempre una temperatura superiore alle termocoppie di riferimento, posizionandosi perciò sul ramo caldo. Al contrario, nel freezer è il pacco di misura più caldo a presentare sempre una temperatura più elevata della sonda NTC, facendo sì che quest'ultima sia rappresentata dal ramo freddo della rete elettrica.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

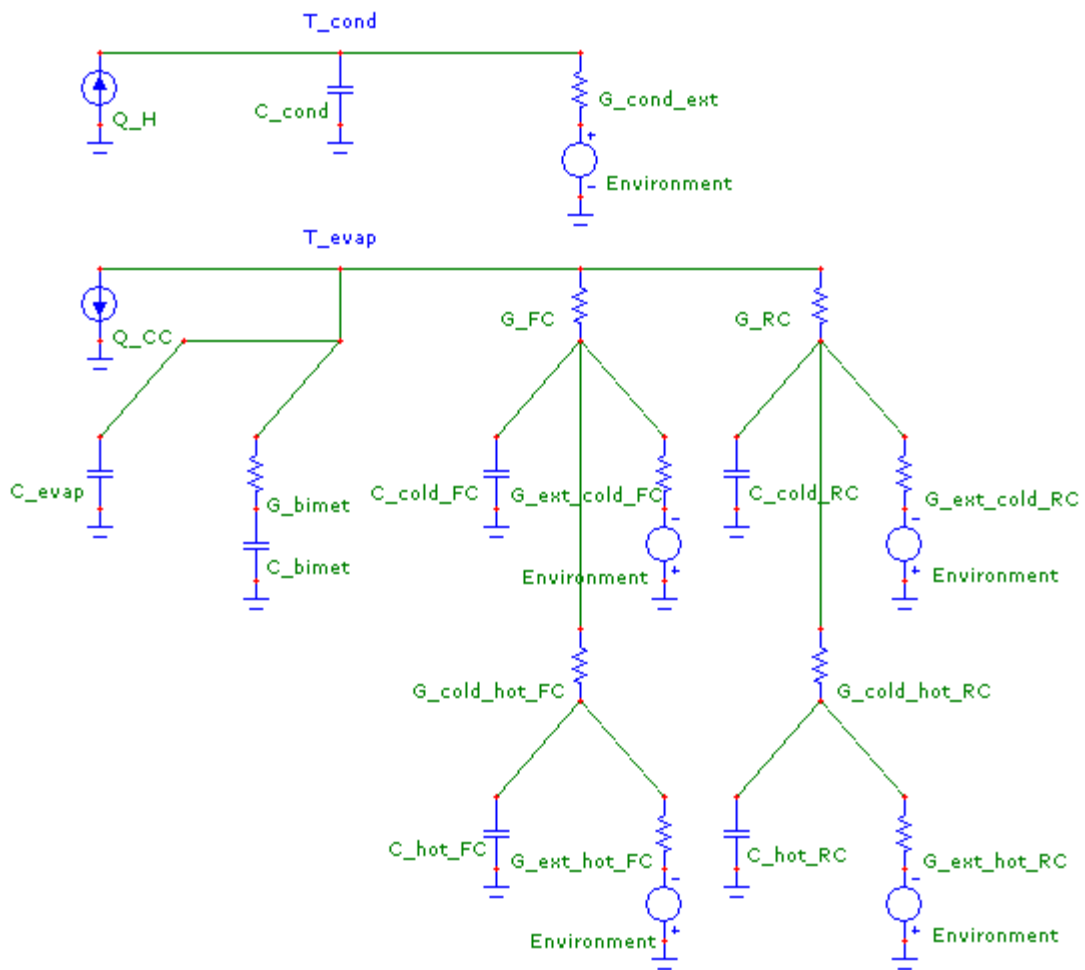


Figura 35: modello elettrico con differenze interne di temperatura

- Riempimento degli scomparti con i carichi normativi: la corretta modellazione della dinamica dei pacchi di misura e delle sonde richiede un affinamento ulteriore del modello, ottenuto tramite l'introduzione di nuovi parametri. La rete viene perciò espansa e gli elementi introdotti permettono di rappresentare adeguatamente la temperatura e l'inerzia termica dei singoli componenti modellati (sonde NTC, pacchi misura, termocoppie nei cilindri di ottone).

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

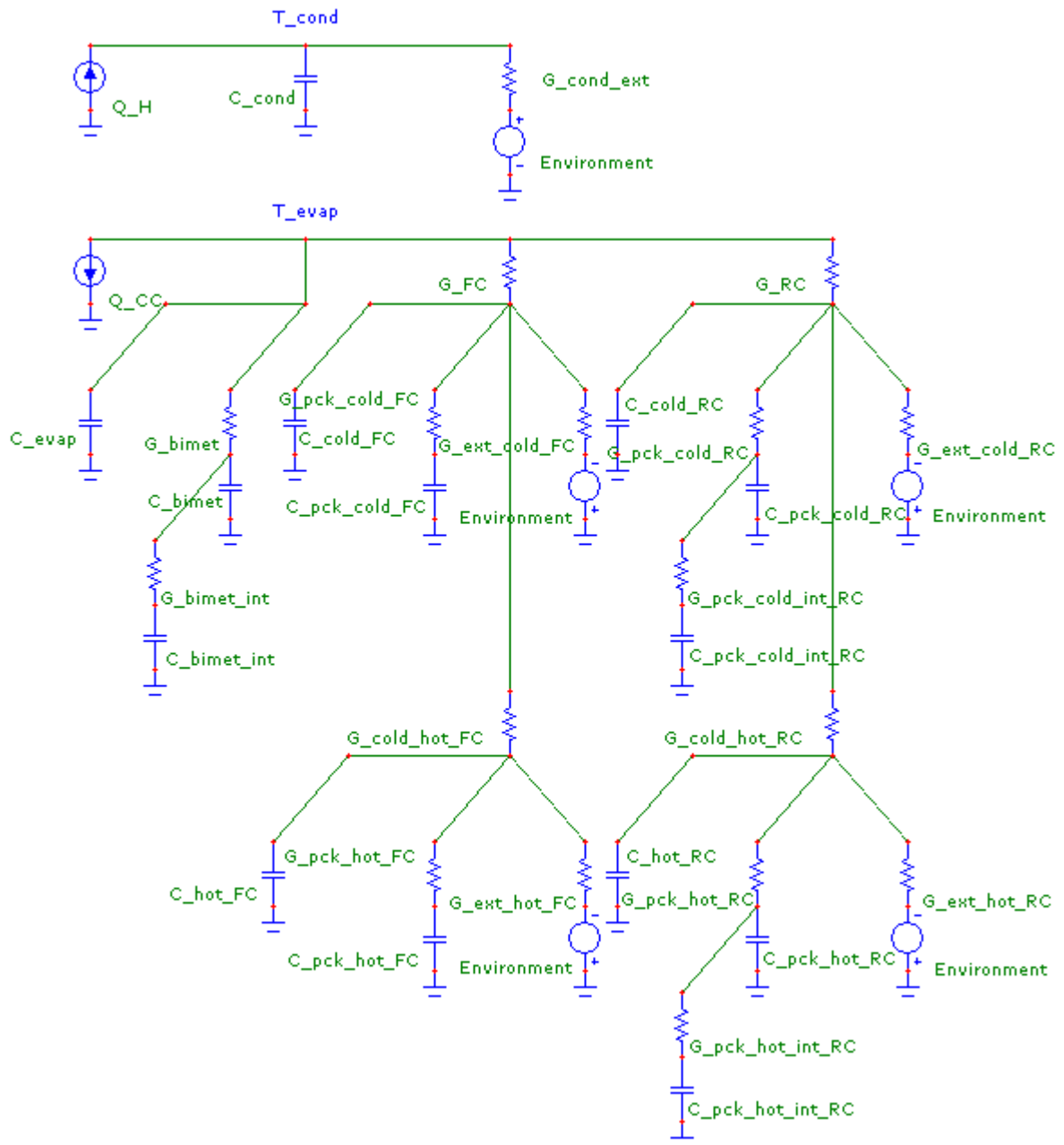


Figura 36: modello elettrico con scomparti caricati secondo normativa

- Introduzione dell'effetto delle variabili di ingresso: la ciclatura degli attuatori (compressore, damper, ventole, resistenza di sbrinamento) e l'apertura delle porte del frigorifero (che tuttavia non si verifica durante la prova normativa di consumo) introducono variazioni nel flusso di calore tra gli scomparti. Per tale motivo il modello finale prevede l'introduzione di interruttori che commutando tra diverse resistenze modificano la differenza di potenziale, simulando le variazioni di temperatura.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

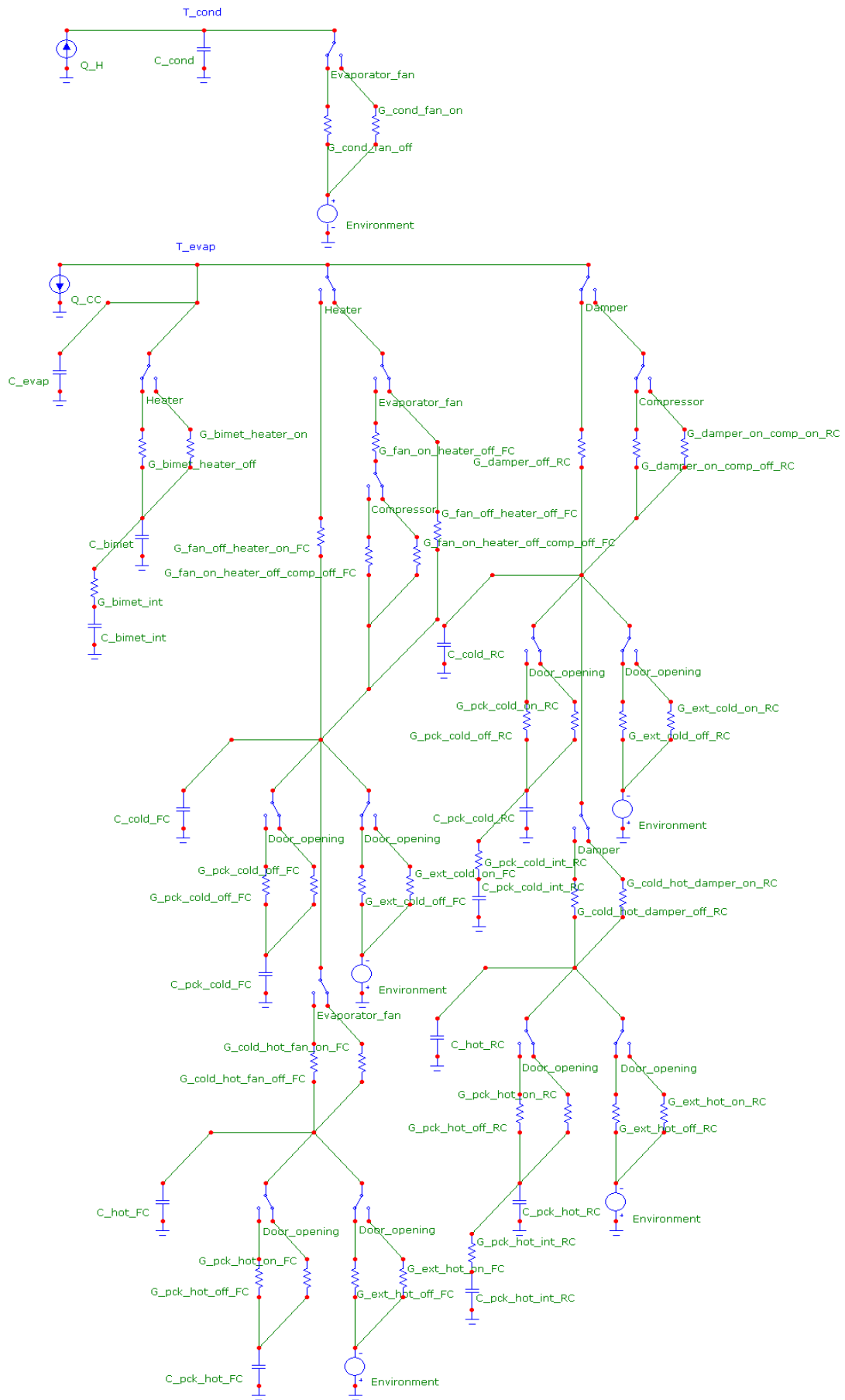


Figura 37: modello elettrico completo del sistema termodinamico

ii. Creazione del modello virtuale

Le rete elettrica ottenuta durante la prima fase di modellazione viene in seguito riprodotta in ambiente di simulazione Simulink™, un software di modello particolarmente adatto allo studio di sistemi di controllo. L'interfaccia proposta risulta di particolare efficacia, in quanto il modello viene rappresentato sotto forma di schema a blocchi, rendendo immediata e intuitiva la visualizzazione dello schema di controllo.

Il software si appoggia al programma di calcolo numerico Matlab™, dal quale acquisisce il valore dei parametri e le leggi di interazione fra di essi. Una prima scelta del progettista riguarda proprio la modalità di realizzazione delle connessioni fra i blocchi: sebbene Matlab™ consenta di definire le leggi costitutive del modello elettrico in maniera efficace ed agevole, sfruttando le finestre di programmazione (*editor*) ed utilizzando una scrittura analitica, si è optato per la realizzazione di un modello interamente sviluppato in ambiente Simulink™, in cui la scrittura delle equazioni è stata effettuata sfruttando le librerie simboliche a disposizione.

Per maggiore chiarezza si richiama la relazione fondamentale della rete elettrica, ricavata nel Paragrafo i, su cui è basata l'intera modellazione virtuale:

$$\begin{cases} i = \frac{1}{R}(V_2 - V_1) \\ i = C \frac{\partial V_1}{\partial t} \end{cases} \Rightarrow C \frac{\partial V_1}{\partial t} = G(V_2 - V_1) \Rightarrow V_1 = \int_0^t \frac{G(V_2 - V_1)}{C} dt$$

Il segno di V_1 e V_2 va naturalmente riconsiderato a seconda che si applichi la legge al ramo dell'evaporatore o del condensatore, dal momento le relative correnti hanno verso di circolazione opposto.

L'intero modello si regge perciò sull'interazione di blocchi che possono essere ascritti a due tipologie principali: calcolatori di correnti e calcolatori di tensioni. Per esemplificare questo concetto, viene di seguito riportato il sotto-sistema del condensatore, che rappresenta la corrispondente sezione di rete elettrica di Figura 37.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

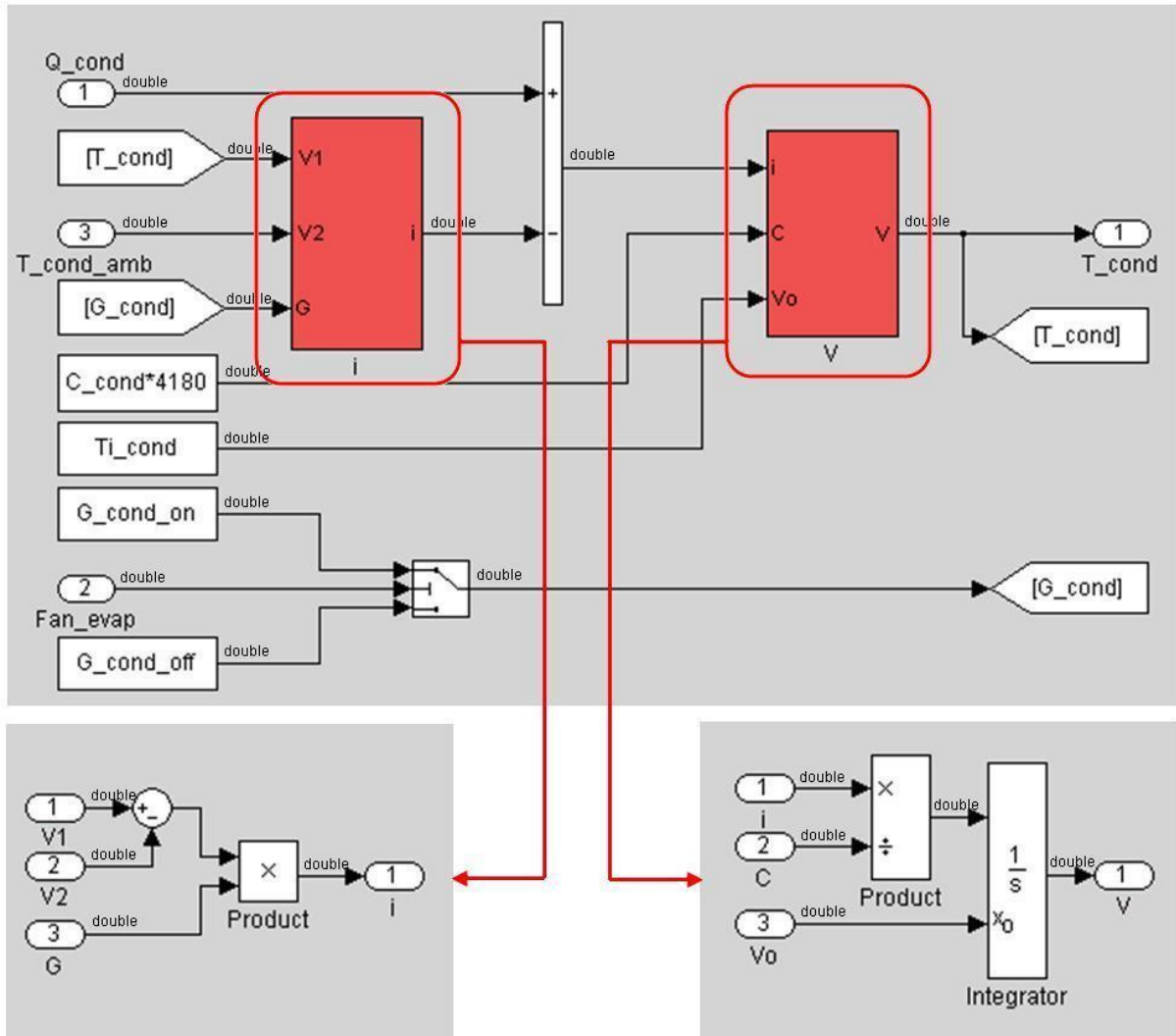


Figura 38: modello virtuale del condensatore

La corrente in ingresso nel condensatore elettrico “C_cond” (cioè il flusso di calore $\partial Q_H/dt$) è rappresentata dall’input “Q_cond”, cui si sottrae la frazione di corrente che fluisce al ramo elettrico collegato all’ambiente. Tale valore è fornito dal blocco calcolatore di corrente “i”, il cui contenuto è rappresentato in calce all’immagine, con una retroazione che utilizza il valore precedente di “T_cond” (temperatura del centro del condensatore). Esso è a sua volta calcolato dal blocco calcolatore di tensione “V”, che necessita di essere inizializzato al primo passo di iterazione con la costante di integrazione “Ti_cond”.

L’interruttore presente nel blocco condensatore commuta automaticamente il valore della conduttanza “G_cond” al variare dello stato (on-off) della ventola dell’evaporatore, la cui ciclatura fa variare lo scambio termico con il vano condensatore (“T_cond_amb” nel modello).

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

L'intero modello è costruito utilizzando una serie di blocchi annidati analoghi a quello sopra descritto, adattando le equazioni e la loro rappresentazione alle particolarità locali della rete elettrica.

Un discorso a parte merita la modellazione degli scambi di potenza del sistema termodinamico reale, riprodotti tramite generatori di corrente. Le quantità in gioco di cui è necessario ricavare l'equivalente elettrico sono le derivate rispetto al tempo del lavoro del compressore ($\partial L_C/dt$, "Power_comp" nel modello) e degli scambi termici dell'evaporatore ($\partial Q_{CC}/dt$) e del condensatore ($\partial Q_H/dt$, "Q_cond" nel modello), legate dalla relazione:

$$Q_H - Q_{CC} = L_C \Rightarrow \frac{\partial Q_H}{dt} - \frac{\partial Q_{CC}}{dt} = \frac{\partial L_C}{dt}$$

In particolare, $\partial Q_{CC}/dt$ rappresenta la capacità frigorifera (*cooling capacity*) del compressore ed è fornito dalle specifiche del produttore insieme al consumo di energia $\partial L_C/dt$. Entrambi sono riportati nelle specifiche tecniche del compressore, secondo modalità elaborate dall'ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers*), in funzione della velocità istantanea di rotazione e delle temperature di lavoro del fluido frigorifero operante in ciclo Rankine inverso (con un livello accettabile di approssimazione, considerate rispettivamente pari a quelle nominali di evaporazione e condensazione del refrigerante per il quale il compressore è ottimizzato). Un esempio di specifica tecnica è riportato in Tabella 1, che rappresenta uno degli schemi a temperatura di condensazione fissata interpolato in Simulink™ come in Figura 39 e in Figura 40 (vedi

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

APPENDICE **A** per la specifica tecnica completa):

TEST CONDITIONS: @220V50Hz		ASHRAE32 Static			(Condensing temperature 45°C (+113°F))					
Evaporating temperature		Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%		
°C	(°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
-35	(-31)	405	102	119	89	0.62	2.29	4.51	1.14	1.32
-30	(-22)	572	144	167	106	0.73	3.24	5.35	1.35	1.57
-25	(-13)	758	191	222	125	0.85	4.30	6.10	1.54	1.79
-20	(- 4)	977	246	286	143	0.98	5.56	6.84	1.72	2.00
-15	(+ 5)	1245	314	365	162	1.10	7.10	7.66	1.93	2.24
-10	(+14)	1574	397	461	181	1.22	9.02	8.66	2.18	2.54

Tabella 1: specifica tecnica di un compressore secondo modalità ASHRAE

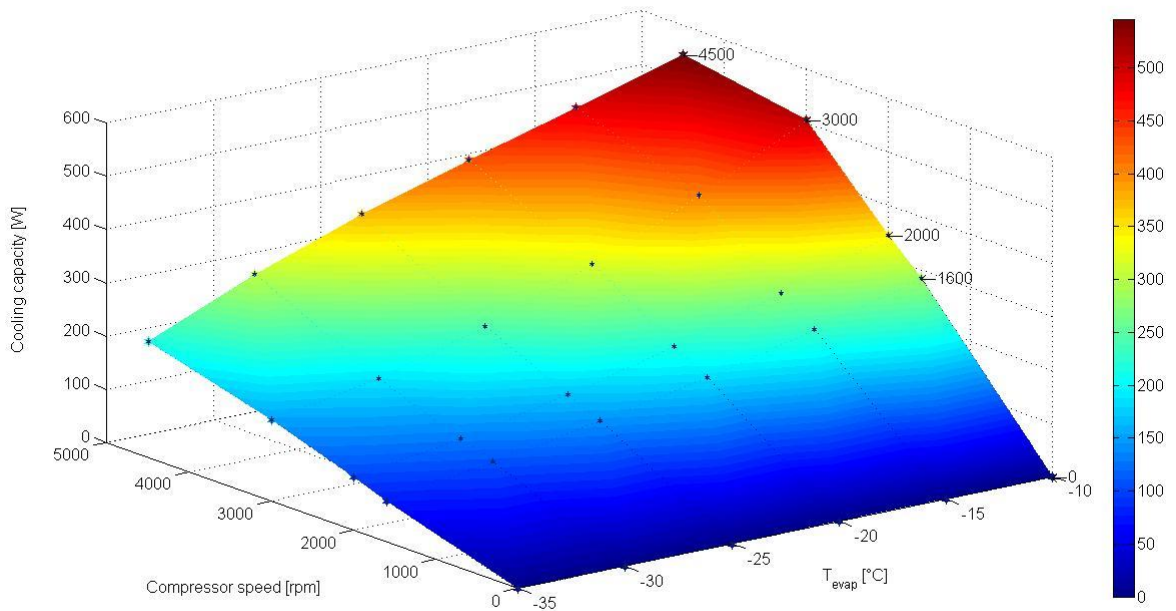


Figura 39: superficie di livello della *cooling capacity* del compressore VEGZ8H

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

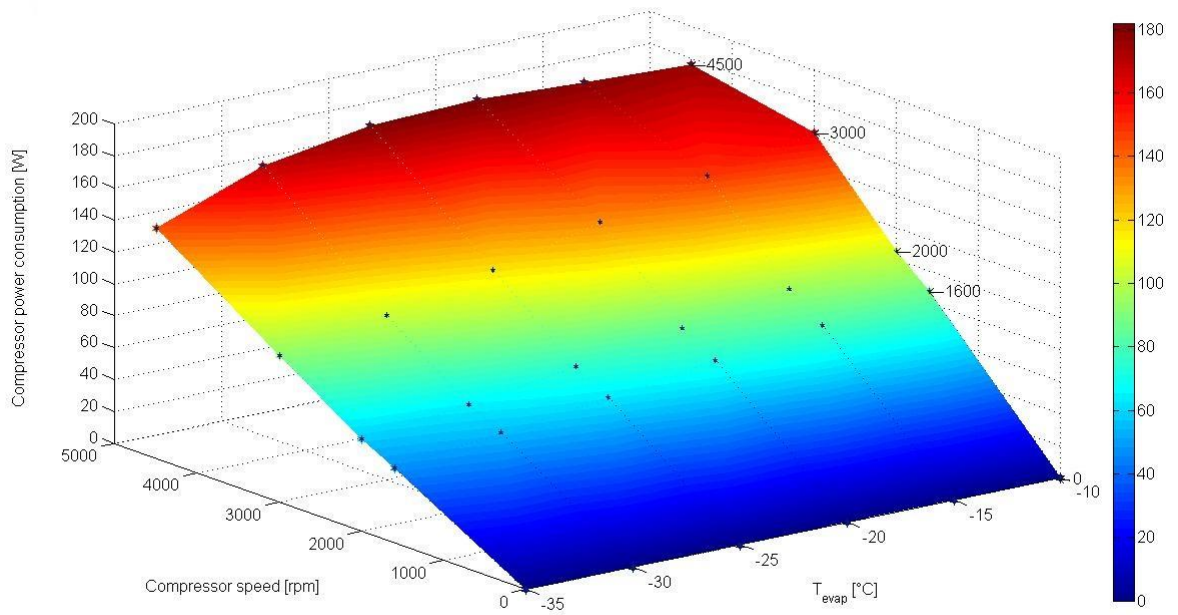


Figura 40: superficie di livello della potenza del compressore VEGZ8H

Il modello virtuale è in grado di acquisire dalla specifica tecnica i valori di *cooling capacity* e consumo, riportati in Watt e ad esso interfacciati tramite il blocco *look-up table* che li interpola con ordine selezionabile per renderli compatibili con le condizioni puntuali del sistema. Si sottolinea come la temperatura “ T_{evap} ” corrisponda a quella di ingresso dell’evaporatore reale, che a causa del surriscaldamento del vapore può differire notevolmente da quella di uscita.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

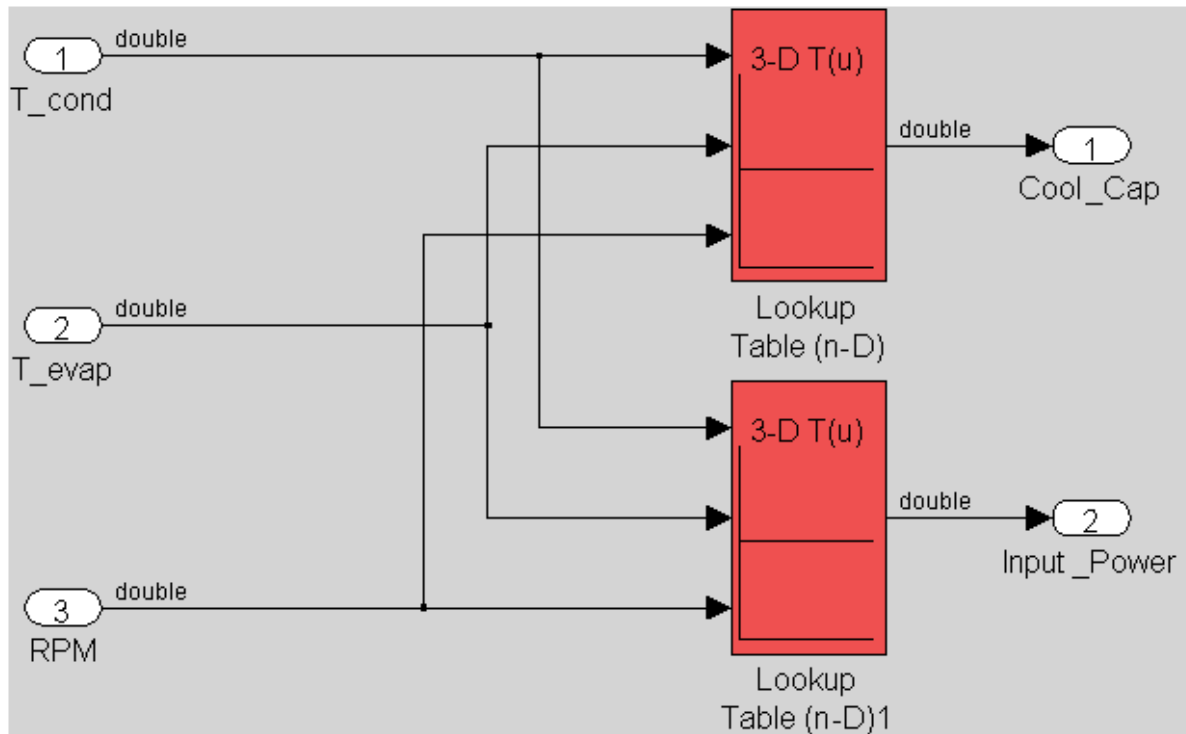


Figura 41: modello virtuale del compressore con *look-up tables*

I dati acquisiti dal modello differiscono da quelli nominali per un parametro moltiplicativo denominato *cooling gain*, utilizzato per adattare i valori della specifica (ricavati tramite procedura sperimentale con calorimetro, in condizioni di test stabilite dall'ente certificatore ASHRAE) a quelli riscontrabili sul prodotto in condizioni di utilizzo reale. Il *cooling gain* è ricavato analiticamente a partire dalla portata massica, calcolata come segue.

Sono note le condizioni di test normativo, applicate nella stesura della specifica tecnica del compressore. Esse prevedono un sottoraffreddamento del liquido al termine della condensazione (punto 3 di Figura 10) fino alla temperatura di 32.2°C ed un surriscaldamento del vapore saturo in uscita dall'evaporatore (punto 1' di Figura 10) fino al medesimo valore di 32.2°C. Si definisce perciò la *cooling capacity* riportata a specifica tecnica come:

$$\left. \frac{\partial Q}{\partial t} \right|_{\text{ASHRAE}} = \left. \frac{\partial m}{\partial t} \right|_{T_{\text{aspirazione}}=32.2^{\circ}\text{C}} \cdot \Delta h|_{\text{ASHRAE}}$$

Ove:

- $T_{\text{aspirazione}}$: temperatura in aspirazione al compressore, pari alla

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

temperatura del fluido al termine del surriscaldamento.

- Δh : salto entalpico del fluido all'interno dell'evaporatore (tratto 4-1' di Figura 10).
- $\left. \frac{\partial m}{\partial t} \right|_{T_{\text{aspirazione}}=32.2^{\circ}\text{C}} = V \cdot f \cdot \rho_{T_{\text{aspirazione}}=32.2^{\circ}\text{C}}$
- V : volume della camera di compressione del pistone singolo (noto da specifica tecnica).
- f : frequenza di rotazione istantanea del compressore.
- $\rho_{T_{\text{aspirazione}}=32.2^{\circ}\text{C}}$: densità del fluido frigorifero.

Si determina quindi la *cooling capacity* alla temperatura di evaporazione puntuale desiderata applicando la relazione:

$$\left. \frac{\partial m}{\partial t} \right|_{T_{\text{reale}}} = V \cdot f \cdot \rho_{T_{\text{reale}}} = \left. \frac{\partial m}{\partial t} \right|_{T_{\text{aspirazione}}=32.2^{\circ}\text{C}} \frac{\rho_{T_{\text{reale}}}}{\rho_{T_{\text{aspirazione}}=32.2^{\circ}\text{C}}}$$

Da cui si ricava:

$$\frac{\rho_{T_{\text{reale}}}}{\rho_{T_{\text{aspirazione}}=32.2^{\circ}\text{C}}} \equiv \text{cooling gain} .$$

La densità del fluido nelle condizioni di funzionamento è nota dalle proprietà termodinamiche del frigorifero, valutate alla pressione di evaporazione ed alla temperatura di aspirazione puntuale (pari alla temperatura di evaporazione aumentata del surriscaldamento, imposto da progetto pari a 3°C).

Da ultimo, si ricava la *cooling capacity* effettiva come:

$$\left. \frac{\partial Q}{\partial t} \right|_{\text{reale}} = \left. \frac{\partial m}{\partial t} \right|_{T_{\text{reale}}} \cdot \Delta h|_{\text{reale}}$$

Ove:

- $\Delta h|_{\text{reale}} = \Delta h|_{T_{\text{aspirazione}}=32.2^{\circ}\text{C}} - c_p (32.2^{\circ}\text{C} - T_{\text{aspirazione}})$

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Il flusso di calore entrante nel sistema evaporatore conseguentemente all'accensione della resistenza di sbrinamento è modellato come una *cooling capacity* di segno inverso, con corrente elettrica in ingresso nella rete. La somma del calore scambiato dall'evaporatore con l'esterno è perciò denominata "Q_evap" e differisce da $\partial Q_{CC}/dt$ per il contributo della resistenza $\partial Q_{heater}/dt$.

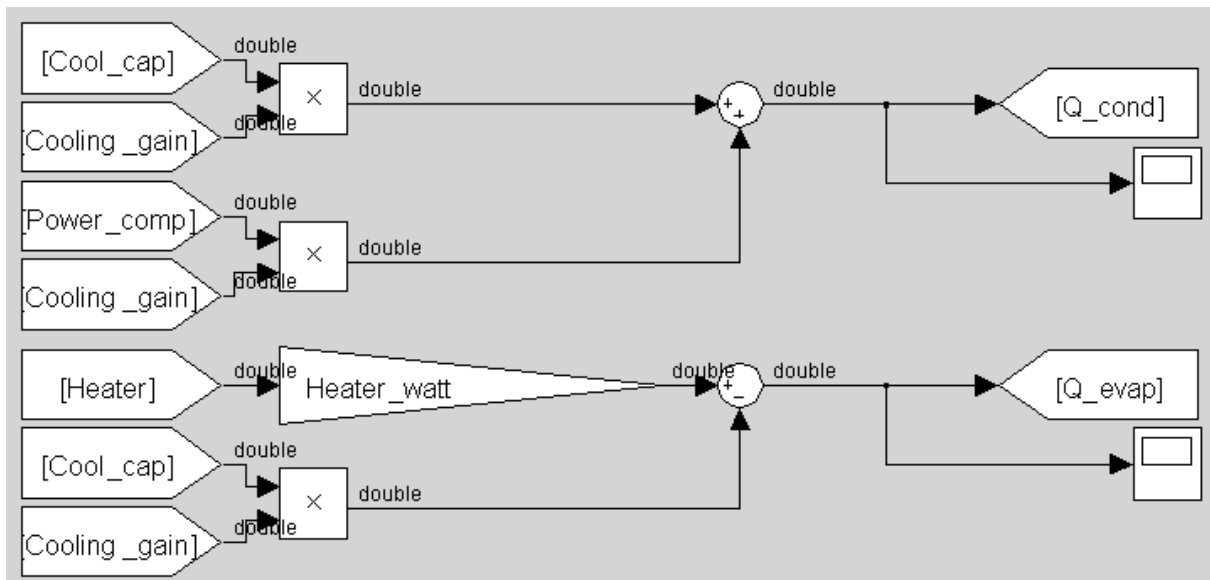


Figura 42: modello virtuale del parametro *cooling gain*

Il modello completo del sistema fisico che ne risulta è caratterizzato dagli schemi a blocchi riprodotti di seguito. In Figura 43 vengono visualizzati gli ingressi e le uscite del modello completo: si nota che sono presenti input e output non sfruttati per la simulazione della prova di consumo, ma predisposti per utilizzi aggiuntivi sviluppati parallelamente (non affrontati nella trattazione della presente Tesi).

Si sottolinea come l'input relativo allo stato del compressore sia fornito sotto forma di velocità di rotazione: il modello risulta così già predisposto per l'utilizzo con compressori a capacità variabile. Analogamente, i parametri che variano con la velocità di rotazione sono elaborati dal blocco "Speed parameters", che fornisce i valori interpolati ricavati sperimentalmente e relativi alla velocità di rotazione puntuale. Inoltre, il modello non presenta in ingresso lo stato relativo alla ventola del condensatore, dal momento che esso è ricavabile dalla ciclatura del compressore (vedi Paragrafo ii).

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

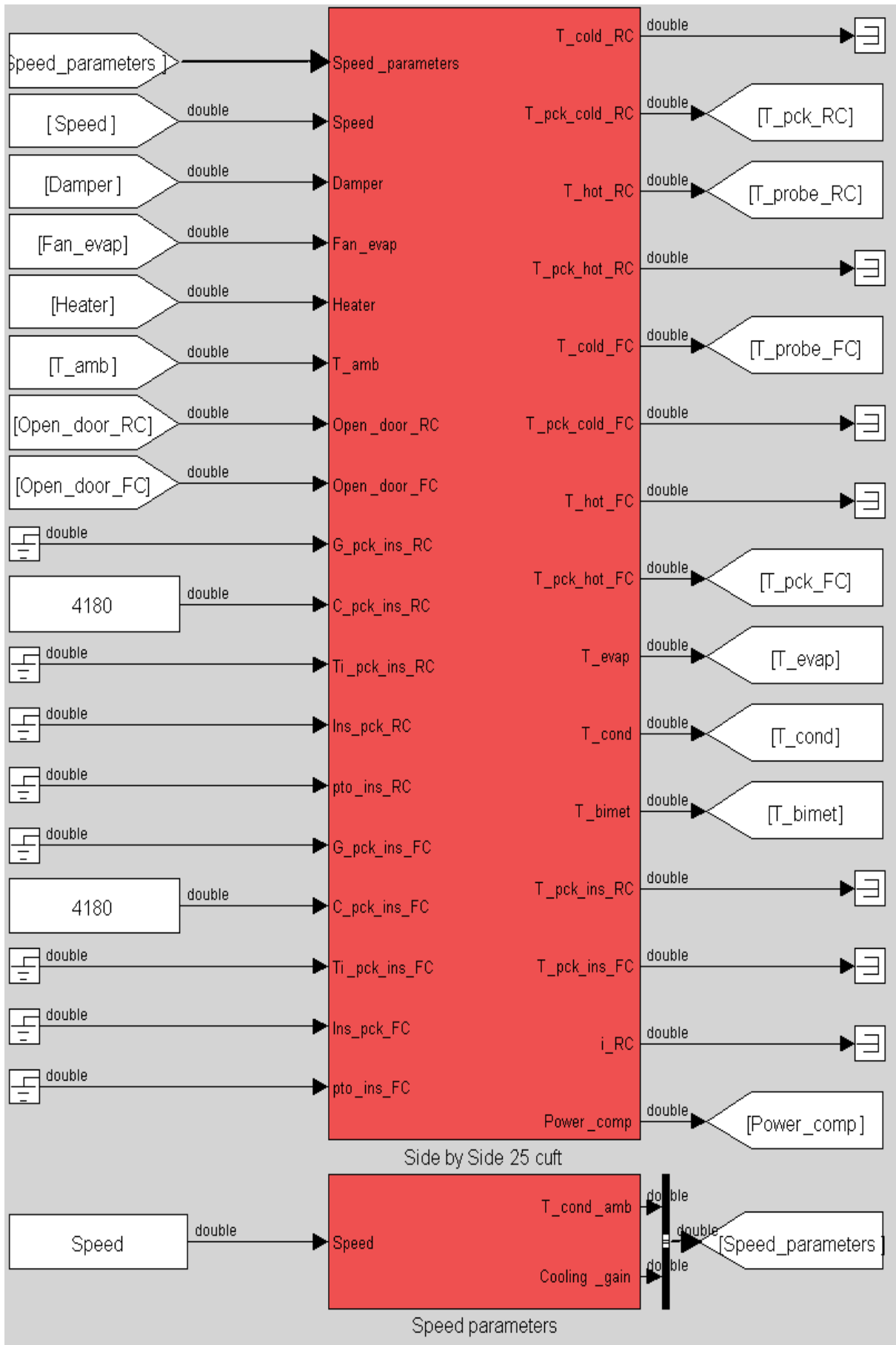


Figura 43: ingressi e uscite del modello virtuale

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Al suo interno, il blocco dell'intero sistema si presenta suddiviso come rappresentato in Figura 44.

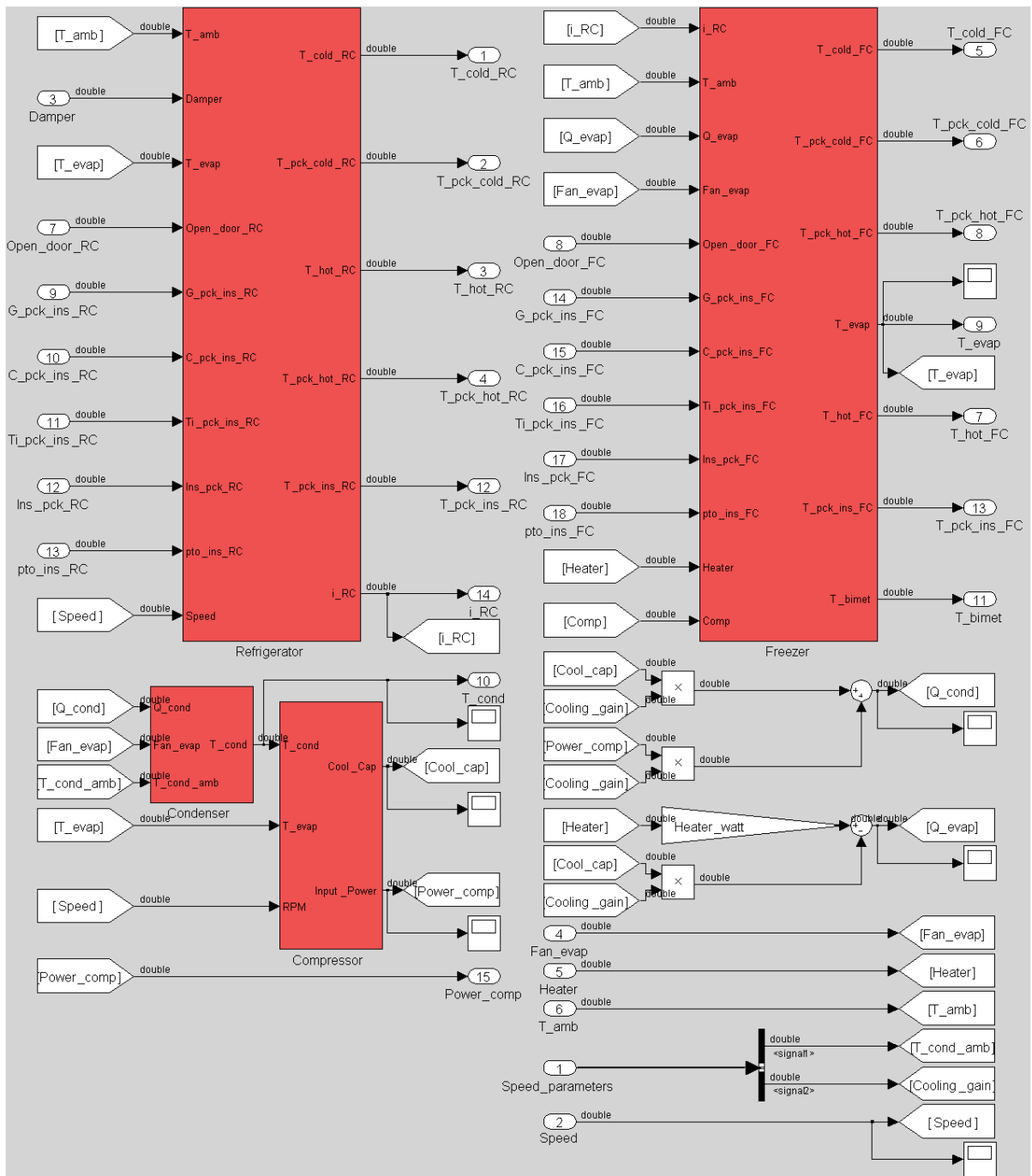


Figura 44: modello virtuale completo del sistema fisico

Sono visibili le reti elettriche dei rami frigo e freezer (che comprende al suo interno anche la sezione dell'evaporatore) e i blocchi di condensatore e compressore analizzati in precedenza.

iii. Taratura del modello virtuale

La validità fisica del modello realizzato dipende dal corretto assegnamento dei valori dei condensatori elettrici e delle conduttanze. Per tale motivo un processo di taratura accurato risulta un punto chiave nella validazione del modello virtuale.

Il primo passo è rappresentato dallo svolgimento di una campagna di test sperimentali da cui ottenere i valori di confronto. Sono state a tal fine effettuate due prove di consumo a 25°C, bloccando la velocità del compressore VCC su due differenti valori fissi (1650 rpm nella prima prova, 3530 rpm nella seconda) ed utilizzando il controllo ad isteresi di produzione (vedi Paragrafo ii). La scelta di adottare velocità di rotazione fisse è frutto dell'impossibilità di misurare con precisione tale valore in uscita e si dimostra particolarmente efficace nella taratura del modello per velocità elevate: nel corso dei test con velocità variabile, infatti, i valori più elevati vengono raggiunti solamente per periodi ridotti, non consentendo una taratura specifica sufficientemente accurata.

Il metodo utilizzato per bloccare la velocità di rotazione su un valore stabilito ha sfruttato un'elettronica predisposta per il controllo in frequenza (vedi Paragrafo 0): tramite un relais posizionato sulla linea di potenza, all'accensione del compressore l'alimentazione viene fornita da un generatore di funzioni d'onda, con frequenza stabilita per ottenere la velocità richiesta. La relazione tra frequenza del segnale di comando inviato dal generatore di funzioni e velocità del compressore è fornita dalla specifica della scheda elettronica riprodotta in Figura 45 (utilizzando un motore sincrono, la frequenza di uscita della scheda è direttamente proporzionale alla velocità di rotazione), e contempla dei limiti di sicurezza sia inferiori (al di sotto dei 1600 rpm si hanno problemi di lubrificazione) che superiori (oltre i 4500 rpm si manifestano limiti strutturali e di rumorosità), oltre all'esclusione delle frequenze di risonanza del sistema meccanico.

Ogni test di consumo si compone di due prove: un punto caldo ed un punto freddo (vedi Paragrafo 2.3). La taratura viene effettuata nelle condizioni critiche di funzionamento, rappresentate dal punto freddo alla velocità inferiore e dal punto caldo alla velocità superiore. Le due prove intermedie vengono utilizzate per la validazione del processo.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

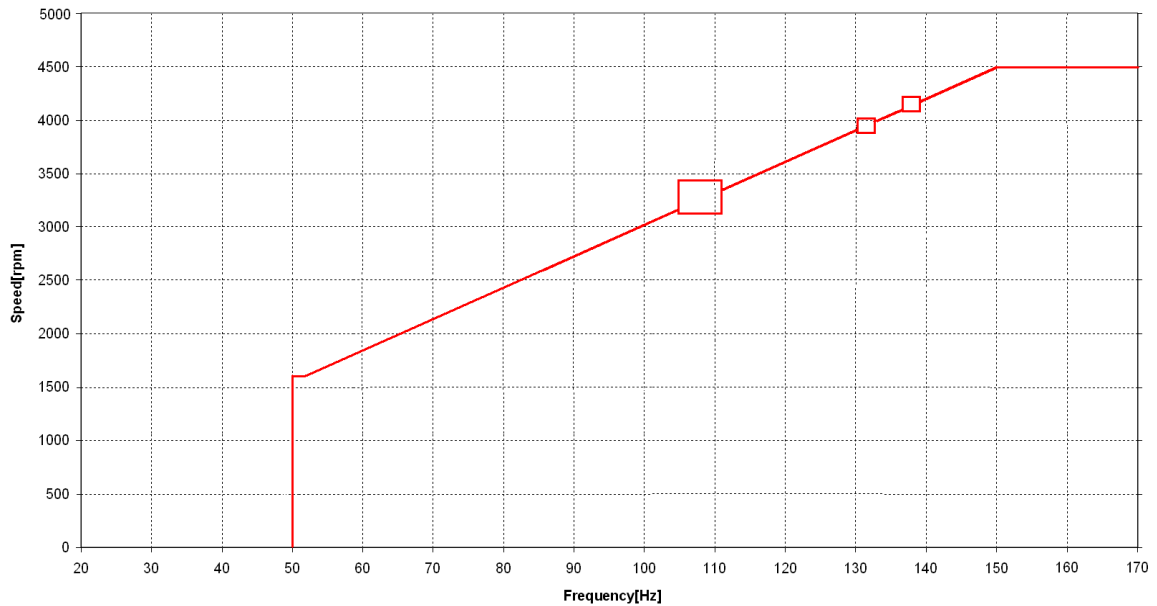


Figura 45: conversione frequenza-velocità

Hz	rpm
0-50	0
50-53.3	1600
53.3-150	30*Hz
105-111	Hysteresis
130-132	Hysteresis
136.6-138.6	Hysteresis
>150	4500

Tabella 2: conversione frequenza-velocità

Basandosi sui risultati ottenuti in laboratorio si è proceduto ad assegnare in anello aperto i parametri del modello dinamico. Esso viene posto nelle medesime condizioni di prova dei test sperimentali e presenta in ingresso la legge degli attuatori del caso misurato: si procede perciò a variarne i parametri per ottenere un andamento analogo delle uscite, in termini di evoluzione nel tempo delle temperature e dei consumi.

A tale scopo si predispone in Simulink™ un sistema in grado di gestire i dati sperimentali e fornirli in ingresso al modello, calcolarne le prestazioni simulate e determinare l'errore residuo. Per effettuare un confronto dei consumi elettrici è necessario considerare, oltre alla potenza simulata del compressore, anche gli assorbimenti costanti di tutti gli altri componenti attivi del prodotto, tra cui resistenza di sbrinamento, damper, ventole, display della scheda di controllo ed eventuali luci interne.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

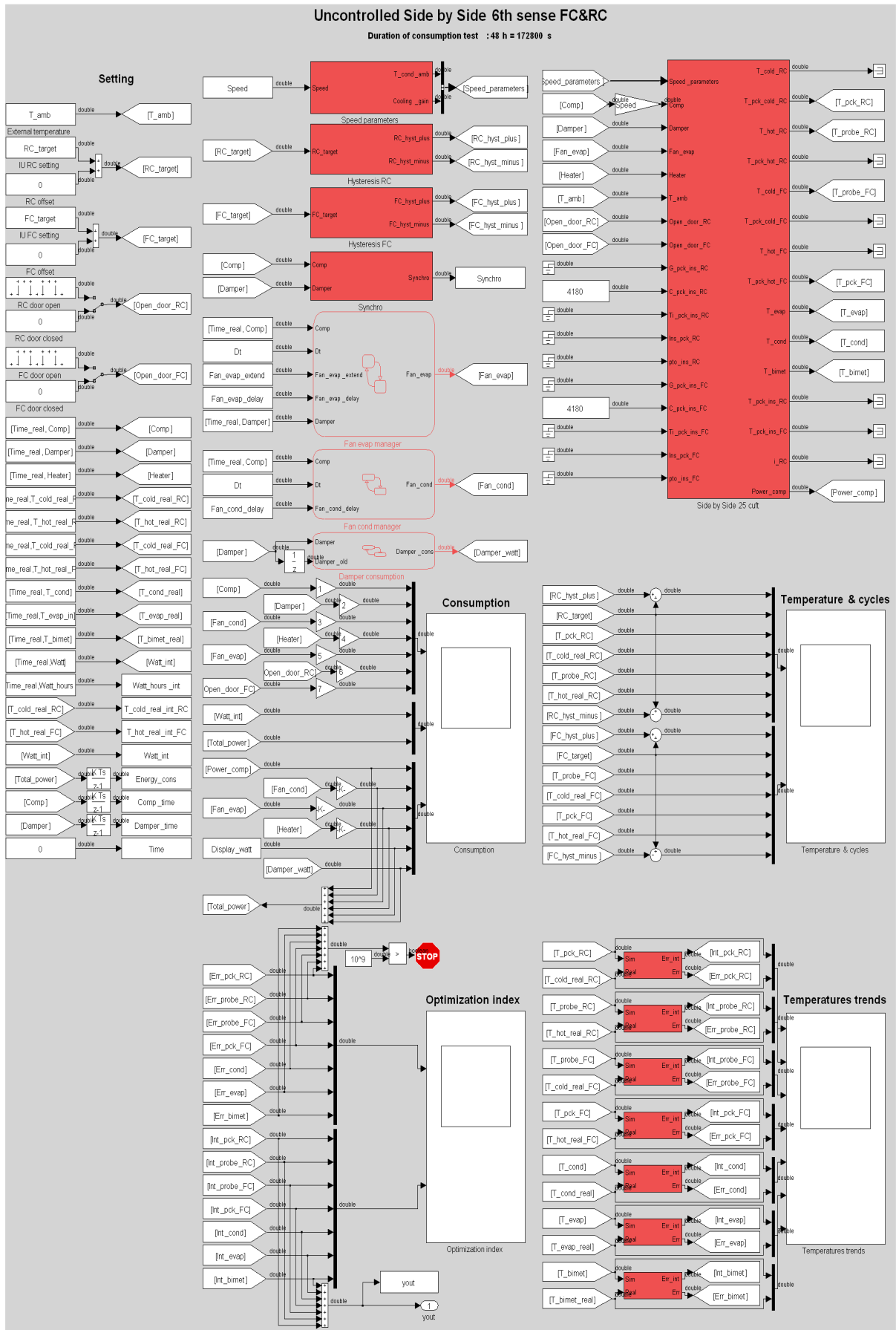


Figura 46: modello virtuale del sistema in anello aperto

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Si notano i blocchi di controllo *state-flow* che gestiscono l'attivazione delle ventole in base alla ciclatura di compressore e damper ed effettuano il calcolo degli assorbimenti elettrici di quest'ultimo. Per una loro descrizione dettagliata si rimanda al Paragrafo ii e alla Figura 53.

La prima fase di taratura è di tipo manuale e mira a portare il sistema nell'intorno della soluzione, per rendere efficaci i processi numerici utilizzati nel seguito. Basandosi sul confronto tra le forme d'onda reali e simulate, si modificano le conduttanze per adattare l'offset delle curve (si varia il flusso di calore in transito) e le capacità per adattarne l'ampiezza (si varia l'inerzia termica dei corpi). Naturalmente non risultano trascurabili le interazioni fra i due tipi di parametri, ma il processo descritto permette di effettuare una taratura iniziale mantenendo vigile il senso ingegneristico nell'attribuzione degli ordini di grandezza.

In una fase successiva si è sviluppata l'ottimizzazione dei parametri del controllo con una routine basata sulla funzione *fminsearch*, appartenente ad una libreria pre-configurata di Matlab™. Tale algoritmo ricorsivo si basa sul metodo del semplice di Nelder-Mead, uno degli approcci più utilizzati per risolvere problemi d'ottimizzazione non lineare.

L'algoritmo iterativo parte da una condizione iniziale sugli stati del tipo:

$$\bar{\mathbf{x}}_0 = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_N \end{Bmatrix} \in \mathbb{R}^{N \times 1}$$

Nel caso in esame, essa è rappresentata dal vettore dei parametri del sistema forniti dalla taratura manuale (in cui si ha $N = 16$).

In corrispondenza della condizione iniziale viene valutata la funzione di merito $J(\bar{\mathbf{x}}_0)$, che nel problema analizzato è costituita dall'errore integrale normalizzato.

$$J(\bar{\mathbf{x}}_0) = \sum_1^m \int_0^{t_{\max}} \frac{|T_{\text{real}} - T_{\text{model}}|^2}{t_{\max}} dt$$

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Ove m identifica il numero delle funzioni di cui si valuta l'errore (gli andamenti di temperatura nel modello considerato, in cui si ha $m = 7$).

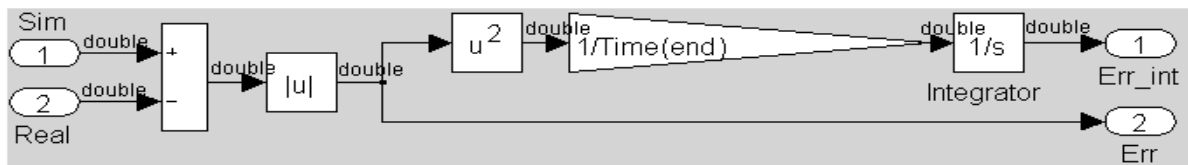


Figura 47: blocco di valutazione di un contributo all'errore e alla cifra di merito

Si definisce quindi una regione geometrica convessa composta da $N + 1$ vertici, denominata *simpleso*. I valori della funzione ai vertici del *simpleso* vengono confrontati con la funzione $J(\bar{\mathbf{x}}_0)$ e, qualora essa permetta di ridurre le dimensioni del *simpleso*, uno dei vertici è sostituito dal nuovo punto.

Ad ogni i -esima iterazione si determina una nuova condizione $\bar{\mathbf{x}}_i \in \mathcal{R}^N$, nella quale viene valutata la funzione $J(\bar{\mathbf{x}}_i)$. Il ciclo è ripetuto fin quando il diametro del *simpleso*, ovvero il parametro di soglia al di sotto del quale non è necessario affinare l'indagine, risulta minore di un valore specificato.

L'algoritmo *fminsearch* è ottimizzato per la risoluzione di problemi di minimizzazione di funzioni a più variabili e viene implementato tramite la routine denominata *Model Tuner*, che consente di calcolare tramite Simulink™ il valore al passo successivo di $J(\bar{\mathbf{x}}_i)$.

Utilizzando il *Model Tuner* è possibile monitorare e memorizzare la variazione dei parametri ad ogni passo di iterazione, scegliere i limiti superiori ed inferiori del campo di variazione, adottare differenti strutture o funzioni di minimizzazione ed interrompere il processo quando desiderato.

Soprattutto riguardo quest'ultimo punto è richiesta grande sensibilità al progettista, che deve considerare il significato fisico di ogni variazione e stabilire la corretta procedura di taratura: la calibrazione ottimale può infatti essere raggiunta per iterazioni successive. Nel caso in esame si è scelto di tarare inizialmente le capacità dei condensatori, quindi le conduttanze (utilizzando i valori in uscita al passo precedente come vettore iniziale). Si è inoltre considerato inizialmente il solo scomparto frigorifero controllato con ciclo ad isteresi, inibendo il contributo degli altri rami della rete nel calcolo della cifra di merito, per poi includere progressivamente lo scomparto freezer e il transitorio di sbrinamento. Infine, una taratura complessiva di

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

tutti i parametri ha tenuto in considerazione le reciproche interazioni.

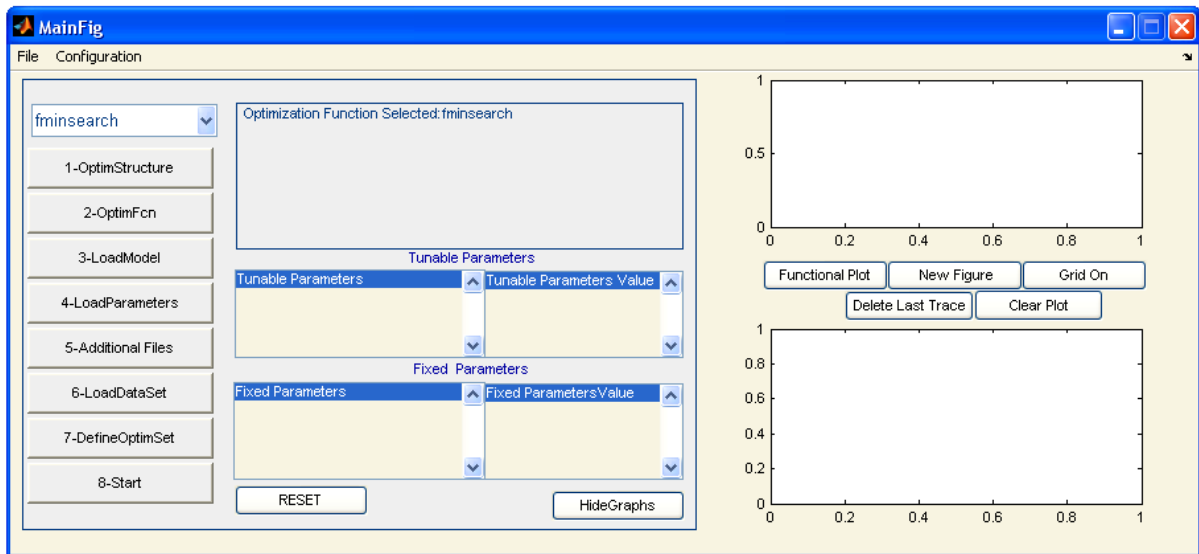


Figura 48: interfaccia grafica del *Model Tuner*

L'azione di ricerca del minimo locale di *fminsearch* evidenzia l'importanza della definizione del vettore iniziale \bar{x}_0 , ottenuto attraverso la taratura manuale.

Un accorgimento ingegneristico adottato è stato quello di normalizzare i parametri in ingresso al *Model Tuner*, che in origine presentano ordini di grandezza molto differenti: per tale ragione le capacità elettriche (in valore assoluto uguali alle capacità termiche dei corpi che rappresentano) vengono rapportate al valore delle conduttanze (in valore assoluto pari ai coefficienti di scambio termico), di tre ordini di grandezza inferiori. Ciò è ottenuto dividendole per una costante di riferimento, rappresentata dalla capacità termica dell'acqua distillata (pari a $4180 \frac{J}{Kg \cdot K}$). Il valore corretto di capacità termica viene ripristinato in ambiente Simulink™ al termine della minimizzazione, consentendo alla procedura di taratura di avere in ingresso parametri con ordini di grandezza analoghi e di comparare l'evoluzione e il miglioramento della cifra di merito in maniera corretta, indirizzando le variazioni successive.

I risultati della taratura in anello aperto sono riassunti nelle tabelle seguenti, in cui sono riportati i termini caratteristici dei test di consumo.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Side by Side 6th Sense FC&RC VCC Uncontrolled Model		
Locked speed: 1650 rpm	Real test	Simulation
Hot set-point		
Ambient temperature [°C]	+25	+25
Set-point [°C]	+6 / -20	+6 / -20
RC temperature [°C]	5.07	4.84
FC temperature [°C]	-16.13	-16.38
Energy consumption [Wh/24h]	1168.24	1195.94
Compressor insertion	63.55%	65.75%
Damper insertion	21.13%	25.19%
Synchro level	83.47%	66.85%
Cold set-point		
Ambient temperature [°C]	+25	+25
Set-point [°C]	+5 / -22	+5 / -22
RC temperature [°C]	3.90	3.62
FC temperature [°C]	-18.83	-18.68
Energy consumption [Wh/24h]	1326.84	1318.76
Compressor insertion	77.00%	76.89%
Damper insertion	19.76%	24.76%
Synchro level	91.34%	88.92%
Interpolation		
Ambient temperature [°C]	+25	+25
Set-point [°C]	+5 / -18	+5 / -18
Energy consumption at + 5°C [Wh/24h]	1177.15	1179.26
Energy consumption at -18°C [Wh/24h]	1278.09	1282.44
Energy consumption [Wh/24h]	1227.62	1230.85
Delta energy consumption [Wh/24h]	33.59	
Percentage delta energy consumption	2.74%	

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Side by Side 6th Sense FC&RC VCC Uncontrolled Model		
Locked speed: 3530 rpm	Real test	Simulation
Hot set-point		
Ambient temperature [°C]	+25	+25
Set-point [°C]	+6 / -20	+6 / -20
RC temperature [°C]	5.15	4.70
FC temperature [°C]	-16.41	-16.55
Energy consumption [Wh/24h]	1469.91	1467.81
Compressor insertion	40.72%	40.72%
Damper insertion	23.01%	23.01%
Synchro level	69.02%	69.02%
Cold set-point		
Ambient temperature [°C]	+25	+25
Set-point [°C]	+5 / -22	+5 / -22
RC temperature [°C]	4.01	3.77
FC temperature [°C]	-18.99	-19.13
Energy consumption [Wh/24h]	1635.74	1655.83
Compressor insertion	48.98%	48.98%
Damper insertion	22.07%	22.07%
Synchro level	66.22%	66.22%
Interpolation		
Ambient temperature [°C]	+25	+25
Set-point [°C]	+5 / -18	+5 / -18
Energy consumption at + 5°C [Wh/24h]	1491.91	1408.44
Energy consumption at -18°C [Wh/24h]	1572.11	1573.39
Energy consumption [Wh/24h]	1532.01	1490.92
Delta energy consumption [Wh/24h]	-41.09	
Percentage delta energy consumption	-2.68%	

Side by Side 6th Sense FC&RC VCC Uncontrolled Model	
Total delta energy consumption	2.71%

Tabella 3: risultati di taratura in anello aperto

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Il termine “Synchro level” rappresenta la percentuale di attivazione contemporanea di damper e compressore rispetto al tempo di accensione totale del damper. Aumentarne il valore implica la riduzione del tempo di accensione della ventola dell’evaporatore, attuatore caratterizzato da un significativo consumo elettrico.

Il risultato finale è rappresentato dall’errore quadratico medio del consumo di energia elettrica ottenuto nel corso delle due prove effettuate. I valori parziali si mantengono al di sotto del 5%, considerato l’obiettivo del processo di taratura.

Di seguito è riportata la variazione delle uscite del modello virtuale ottenuto per analogia elettrica precedentemente alla calibrazione dei suoi parametri ed al termine della procedura.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

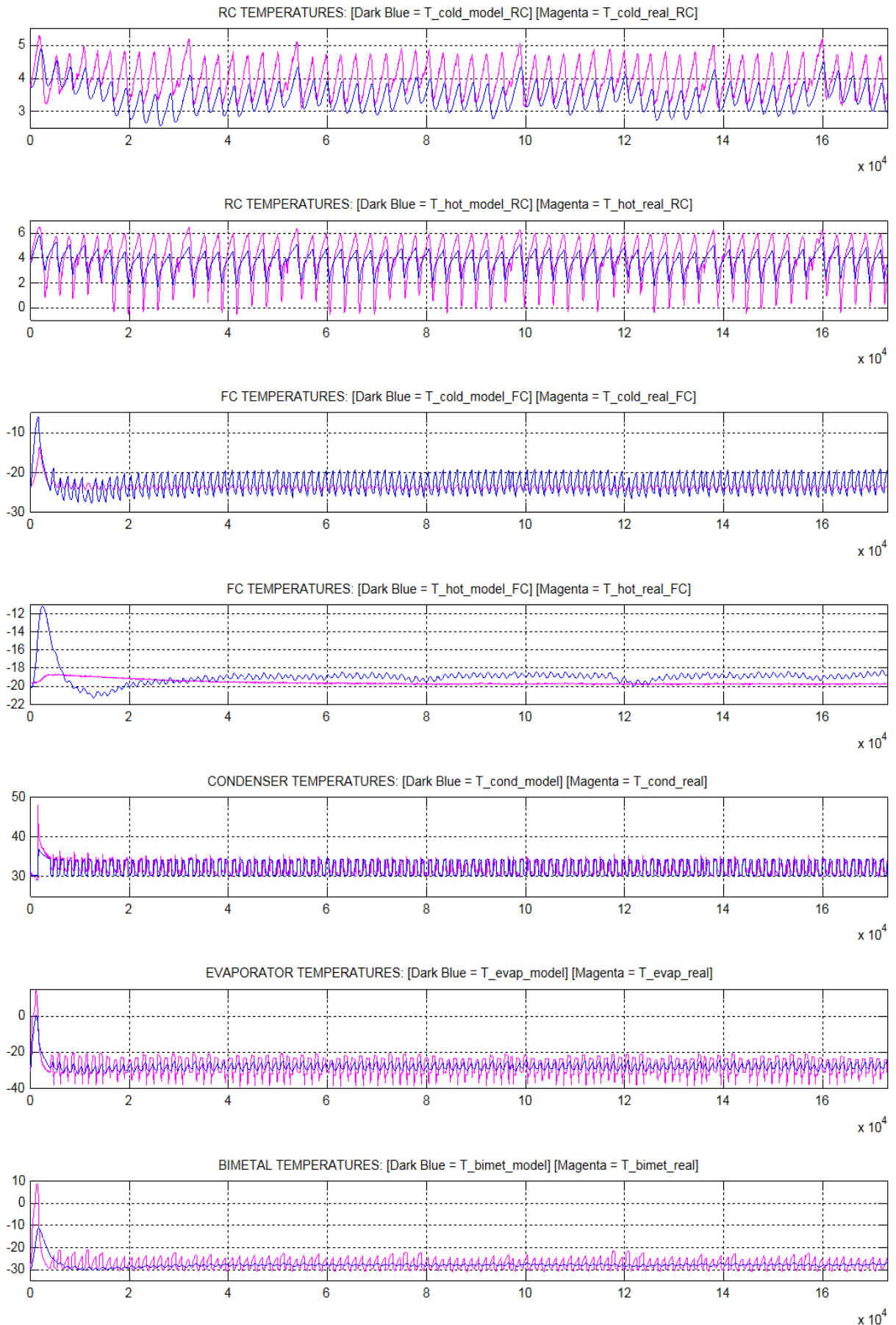


Figura 49: forma d'onda delle uscite prima della taratura in anello aperto

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

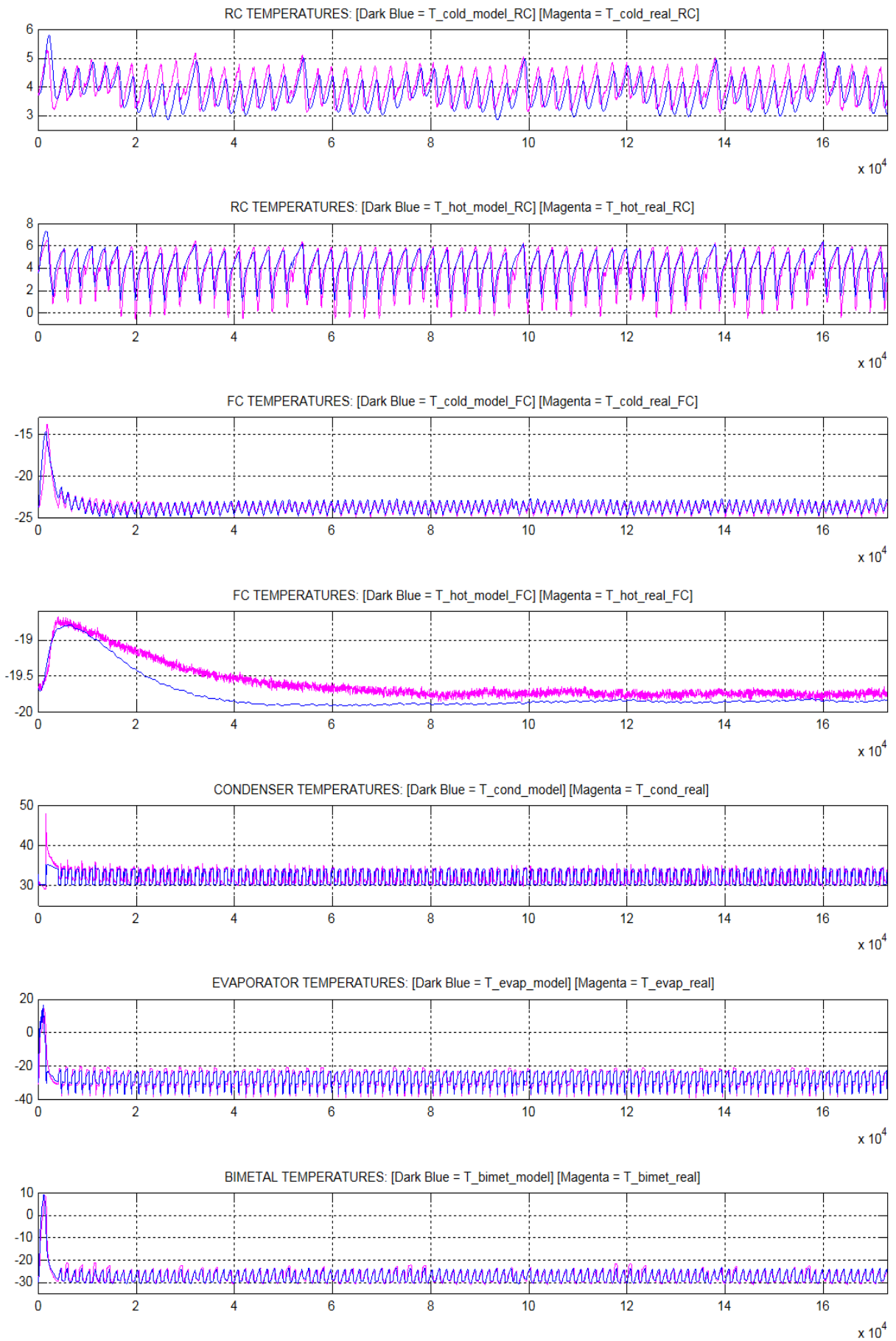


Figura 50: forma d'onda delle uscite al termine della taratura in anello aperto

3.2. PROGETTO DEL SISTEMA DI CONTROLLO (*CONTROL DESIGN*)

i. Determinazione della struttura del sistema di controllo

Dal punto di vista del controllo l'intero ciclo termodinamico può essere rappresentato come un processo dinamico non lineare MIMO (*Multiple Inputs, Multiple Output*), con ingressi e uscite multiple.

In realtà è possibile identificare al suo interno una sezione in prima approssimazione lineare (a meno degli effetti di saturazione) ed una seconda componente ad ordine più elevato. Questa distinzione risulta fondamentale nell'applicazione della legge di controllo, consentendo l'utilizzo di controllori PID nella gestione delle uscite.

Il sistema da controllare viene descritto con l'ausilio di un modello matematico, desunto dalle leggi fisiche che ne esprimono il comportamento. La sezione lineare del sistema elettrico è rappresentabile nella forma:

$$\begin{cases} \dot{\bar{\mathbf{x}}} = \mathbf{A}\bar{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\bar{\mathbf{u}} \\ \bar{\mathbf{y}} = \mathbf{C}\bar{\mathbf{x}} + \mathbf{D}\bar{\mathbf{u}} \end{cases}$$

Ove:

- $\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D} = f(\mathbf{C}, \mathbf{G})$
- $\bar{\mathbf{x}} = \left\{ \bar{\mathbf{v}} \right\} \in \mathfrak{R}^{N \times 1} = \text{variabili di stato}$
- $\bar{\mathbf{y}} = \left\{ \begin{matrix} \mathbf{v}_{\text{probeRC}} \\ \mathbf{v}_{\text{probeFC}} \end{matrix} \right\} \in \mathfrak{R}^{2 \times 1} = \text{uscite}$
- $\bar{\mathbf{u}} = \left\{ \begin{matrix} \mathbf{V}_{\text{ext}} \\ \mathbf{V}_{\text{cond_amb}} \\ \mathbf{i}_{\text{evap}} \\ \mathbf{i}_{\text{cond}} \end{matrix} \right\} \in \mathfrak{R}^{4 \times 1} = \text{ingressi}$
 - $\mathbf{V}_{\text{ext}} = 25^\circ\text{C}$
 - $\mathbf{V}_{\text{cond_amb}} = f(\text{Compressor speed})$
 - $\mathbf{i}_{\text{evap}} = \dot{\mathbf{Q}}_{\text{evap}} = \dot{\mathbf{Q}}_{\text{CC}} + \dot{\mathbf{Q}}_{\text{heater}}$
 - $\mathbf{i}_{\text{cond}} = \dot{\mathbf{Q}}_{\text{cond}} = \dot{\mathbf{Q}}_{\text{H}} = \dot{\mathbf{Q}}_{\text{CC}} + \dot{\mathbf{L}}_{\text{C}}$

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

I valori di *set-point* \vec{y}_{sp} sono rappresentati dalle temperature impostate dall'utente.

Il sistema lineare basato sulle relazioni esplicitate presenta i seguenti termini:

$$\bullet \quad \vec{x} = \begin{Bmatrix} T_{cold_RC} \\ T_{pck_cold_RC} \\ T_{pck_cold_int_RC} \\ T_{hot_RC} \\ T_{pck_hot_RC} \\ T_{pck_hot_int_RC} \\ T_{cold_FC} \\ T_{pck_cold_FC} \\ T_{pck_cold_int_FC} \\ T_{hot_FC} \\ T_{pck_hot_FC} \\ T_{pck_hot_int_FC} \\ T_{cond} \\ T_{evap} \\ T_{bimet} \\ T_{bimet_int} \end{Bmatrix}$$

$$\bullet \quad \vec{y} = \begin{Bmatrix} T_{hot_RC} \\ T_{cold_FC} \end{Bmatrix}$$

$$\bullet \quad \vec{u}_{LIN} = \begin{Bmatrix} V_{ext} \\ V_{cond_amb} \\ i_{evap} \\ i_{cond} \end{Bmatrix}$$

Le matrici A, B e C assumono una forma estremamente complessa. Si riportano per brevità di notazione solamente le componenti riferite al ramo del condensatore (rappresentato in Figura 38), in cui i termini non nulli assumono i seguenti valori:

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

- $A_{13-13} = -\frac{G_{\text{cond}}}{C_{\text{cond}}}$
- $B_{13-2} = \frac{G_{\text{cond}}}{C_{\text{cond}}}$
- $B_{13-4} = 1$

Dal momento che D è una matrice vuota, il processo è strettamente proprio.

Caratteristica del sistema lineare è l'effetto dominante della costante di tempo sul ritardo, che genera un rapporto di controllabilità ridotto. Questo rende il processo adatto ad un controllo di tipo PID, in quanto permette un elevato margine di incremento dei guadagni.

È inoltre possibile studiare le funzioni di trasferimento del sistema MIMO, che accoppiano le singole uscite ad ogni ingresso. Esse sono rappresentate dagli elementi della matrice di trasferimento $G(s)$, definita come:

$$G(s) = C(sI - A)^{-1}B + D$$

Ogni polo di $G(s)$ è un autovalore della matrice A, mentre il viceversa non è sempre valido (tale relazione non consente pertanto di ricavare i poli della matrice di trasferimento dalla semplice conoscenza della matrice A). In generale, i poli sono determinabili per ispezione, a meno della loro molteplicità, in quanto coincidono con quelli delle singole funzioni di trasferimento.

Di particolare interesse risultano essere i poli delle funzioni di trasferimento che connettono le uscite del sottosistema frigo e di quello freezer (temperatura della sonda $T_{\text{hot_RC}}$ o $T_{\text{cold_FC}}$) all'ingresso relativo al flusso di calore nell'evaporatore (i_{evap}): essi determinano infatti la risposta dei due processi all'azione di raffreddamento. Entrambe queste funzioni risultano essere del tipo:

$$G(s) = \frac{K}{(1 + sT_1)(1 + sT_2)}$$

Presentano perciò un luogo delle radici con due poli dominanti stabili e in bassa frequenza, posizionati sul semiasse reale negativo. I processi risultano essere asintoticamente e incondizionatamente stabili, esenti cioè da oscillazioni divergenti

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

per qualsiasi valore assegnato al guadagno statico del controllore e con condizioni di regime indipendenti da quelle iniziali. Sistemi di questo tipo sono caratterizzati da un diagramma di Nyquist che non interseca mai il semiasse reale negativo. Ogni circuito elettrico formato da celle RC (analogo a quello con cui si è simulato il comportamento dinamico del sistema reale) è per costruzione asintoticamente e incondizionatamente stabile.

Si nota come gli ingressi del sistema lineare non siano costituiti dalle leggi degli attuatori (variabili di controllo del sistema), ma dagli scambi di calore da essi prodotti.

Analogamente, si segnala che il controllo che verrà sviluppato nel seguito (così come gli algoritmi attualmente applicati) considera come variabili di uscita le temperature dei due scomparti refrigerati. Il criterio di ottimo nella scelta del controllore dovrebbe quindi essere legato alla minimizzazione dell'errore di temperatura, considerando anche gli adeguati vincoli già imposti sugli stati. Tuttavia si noterà come sia di fondamentale importanza la simultanea minimizzazione di una variabile non misurata né osservata, rappresentata dal consumo di energia elettrica dell'apparecchio. Tale grandezza assume un aspetto preponderante nella scelta della migliore architettura di controllo, sebbene questa rimanga incentrata prioritariamente su un performante controllo diretto della temperatura. La ragione di questa scelta è legata a diversi fattori:

- La funzione primaria richiesta all'elettrodomestico rimane quella di una conservazione igienica del cibo e delle sue proprietà organolettiche, dipendenti in prima istanza dai valori stocastici di media temporale e varianza del segnale di temperatura. Variabili di stato complementari, come umidità, velocità del flusso d'aria, rumorosità degli attuatori e, appunto, consumo energetico, sono regolate da anelli di controllo subordinati o vincoli imposti sui controllori primari.
- La difficoltà di effettuare una misura precisa della potenza assorbita con sensori dal costo limitato rende tale grandezza valutabile solo tramite ricostruzione dello stato.
- Le condizioni di test normativo dell'elettrodomestico differiscono sostanzialmente da quelle di utilizzo operativo, nelle quali un controllo prevalentemente incentrato sui parametri di consumo energetico provocherebbe un decadimento non accettabile delle prestazioni

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

termodinamiche.

Le variabili di controllo del sistema completo sono:

$$\bullet \quad \bar{\mathbf{u}}_{\text{TOT}} = \left\{ \begin{array}{l} V_{\text{ext}} \\ V_{\text{cond_amb}} \\ \text{Compressor speed} \\ \text{Damper state} \\ \text{Evaporator fan state} \\ \text{Condenser fan state} \\ \text{Heater state} \end{array} \right\}$$

La trasformazione tra gli ingressi della parte lineare $\bar{\mathbf{u}}_{\text{LIN}}$ e quelli effettivi $\bar{\mathbf{u}}_{\text{TOT}}$ contempla una componente di ordine superiore al primo, in quanto il calcolo della *cooling capacity* $\partial Q_{\text{CC}}/\text{dt}$ e del lavoro del compressore $\partial L_{\text{C}}/\text{dt}$ dipende dall'accoppiamento tra temperatura dell'evaporatore, temperatura del condensatore e velocità del compressore (vedi Paragrafo ii).

Ai fini del mantenimento di temperature a media costante (processo stazionario ergodico), il sistema di cui assume rilevanza il controllo è composto dalla parte lineare, che però non può essere interamente isolata: il regolatore agisce sugli ingressi del sistema complessivo, contemplando anche l'azione di ordine superiore, che viene quindi inclusa nel sistema controllato. Per poter applicare la proprietà di sovrapposizione degli effetti sarebbe necessario approssimare il processo con la sua espansione del primo ordine, calcolata intorno ad un punto di equilibrio.

Assumendo costanti i primi due componenti di $\bar{\mathbf{u}}_{\text{TOT}}$, il processo in anello aperto presenta due condizioni di equilibrio termico con l'ambiente circostante caratterizzate da elevata stabilità: una per valori nulli dei restanti ingressi ed una per valori costanti. Tuttavia, scopo del controllo è quello di mantenere il sistema lontano da entrambe le condizioni descritte, in oscillazione permanente. Ciò rende impossibile la linearizzazione del sistema intorno all'equilibrio e implica che la progettazione dell'algoritmo non possa avvenire per via analitica, ma utilizzando metodologie di identificazione sperimentale.

Ulteriore elemento di non linearità è costituito dalla saturazione degli attuatori: la risposta del sistema agli ingressi si discosta anche in questo caso

dall'approssimazione del primo ordine ogni qualvolta le richieste di raffreddamento impongono velocità o flussi d'aria che eccedono le prestazioni garantite dagli attuatori di compressore o damper.

ii. Riproduzione software del controllo a isteresi

Il controllo ad isteresi rappresenta il punto di partenza dello sviluppo, in quanto costituisce l'algoritmo standard del regolatore utilizzato sugli elettrodomestici esaminati. Le specifiche dettagliate non sono interamente divulgabili: verranno di seguito riportate le caratteristiche di maggiore rilevanza per il prosieguo della presente analisi.

- Controllo di temperatura negli scomparti: l'accensione e lo spegnimento del compressore a giri fissi e del damper sono comandati da due cicli a isteresi, che acquisiscono come ingresso le temperature dei sensori (sonde NTC), fornite in forma di tensione elettrica.

Un intervallo di isteresi è caratterizzato da due differenti valori di soglia, variabili con la temperatura di set-point e centrati sul suo valore. La tensione indicata dal sensore viene comparata con i due riferimenti e, al raggiungimento del limite superiore, il sistema di raffreddamento si attiva, abbassando la temperatura e conseguentemente la tensione letta dal sensore. Quando quest'ultima diventa inferiore al riferimento minimo, il comparatore resetta il sistema elettronico, provocando l'interdizione dell'alimentazione del compressore o generando un segnale di chiusura per il damper.

Il ciclo si compone di continue oscillazioni tra i due valori di soglia, con un escursione fissata dalle specifiche del controllo ed una frequenza dipendente dalle condizioni di carico (disturbi in linea d'andata) e da quelle ambientali. La variabile di controllo non è pertanto di tipo analogico, bensì di tipo binario on-off.

La presenza di rumore sulla misura e, di contro, la necessità di non commutare continuamente il contatto in uscita, rendono opportuno l'utilizzo di una certa isteresi, sicché l'attuatore viene comandato sulla

base dello schema riportato in Figura 51.

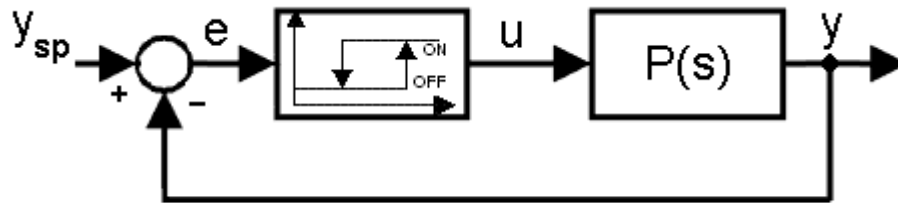


Figura 51: schema a blocchi del controllo a isteresi

Questa tecnica di controllo è piuttosto primitiva e viene utilizzata tipicamente nei controlli di temperatura o di livello, caratterizzati da requisiti prestazionali molto blandi. La variabile controllata evolve infatti secondo una dinamica oscillatoria di ampiezza tanto maggiore quanto più elevato è il rapporto di controllabilità del processo e ciò può essere compatibile solo con prestazioni modeste dell'anello di regolazione. I punti di forza di tale tecnica risiedono nella semplicità del controllore (caratterizzato da elevata affidabilità ed economicità) e dei trasduttori (dal basso costo, trattandosi sostanzialmente di rivelatori di soglia).

Un controllore di questo tipo non fornisce a regime una forma d'onda costante in presenza di set-point costante: in uscita le oscillazioni rimangono più o meno marcate a seconda dell'entità del controllo e dell'isteresi del comparatore.

Nei confronti di disturbi esterni il controllore agisce con la dinamica del sistema, non potendo velocizzarla, e in presenza di ritardo nascono marcate oscillazioni sul valore dell'uscita.

- Controllo delle ventole: al fine di considerare l'inerzia termica dell'evaporatore e del condensatore, sono previste delle costanti di ritardo nell'accensione e nello spegnimento della ventola del condensatore e di quella dell'evaporatore (quando il suo stato è determinato dalla ciclatura del compressore). Ciò consente di evitare l'invio di aria non ancora sufficientemente raffreddata nello scomparto freezer all'avviamento del ciclo, di sfruttare la capacità di raffreddamento ancora presente nell'evaporatore allo spegnimento e di ridurre il tempo di accensione della ventola del condensatore (con

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

conseguente risparmio energetico). Il controllo avviene in anello aperto, basandosi sullo stato del compressore, tramite costanti di tempo ricavate sperimentalmente.

La ciclatura del damper non comporta ritardi di tempo sulla ventola dell'evaporatore che, se non già attivata dall'accensione del compressore, commuta il suo stato contemporaneamente all'attivazione o allo spegnimento del damper.

- Filtraggio dei segnali dei sensori: il valore di tensione in ingresso al sistema di controllo non corrisponde a quello in uscita dalle sonde NTC, ma viene elaborato da un filtro digitale IIR (*Infinite Impulse Response*) per eliminare le dinamiche veloci sovrapposte al segnale di interesse (disturbo in alta frequenza).

L'implementazione di tale sistema di controllo sul modello virtuale è stata utilizzata per effettuare una taratura del modello in anello chiuso, affinando i risultati ottenuti in anello aperto. I test sperimentali sono stati infatti realizzati con la legge di controllo a isteresi utilizzata in produzione.

La realizzazione software dell'algoritmo è stata svolta in ambiente Simulink™, e le uscite del blocco di controllo sono state fornite in ingresso al modello, in sostituzione dei valori sperimentali sino a questo momento utilizzati. Il blocco di controllo è di seguito raffigurato e presenta in ingresso i valori di set-point, le uscite del processo controllato, i disturbi agenti sul sistema e le soglie di isteresi, ricalcolate adattativamente da un sottosistema dedicato ad ogni variazione del set-point. Si può notare come le informazioni fornite al regolatore lo predispongano ad un utilizzo più vasto di quello necessario all'analisi affrontata (ad esempio, il segnale di apertura porte non sarà utilizzato ai fini della presente Tesi): il controllo è stato infatti riprodotto seguendo le specifiche dettagliate originali, comprensivo di tutte le funzioni offerte dal prodotto reale.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

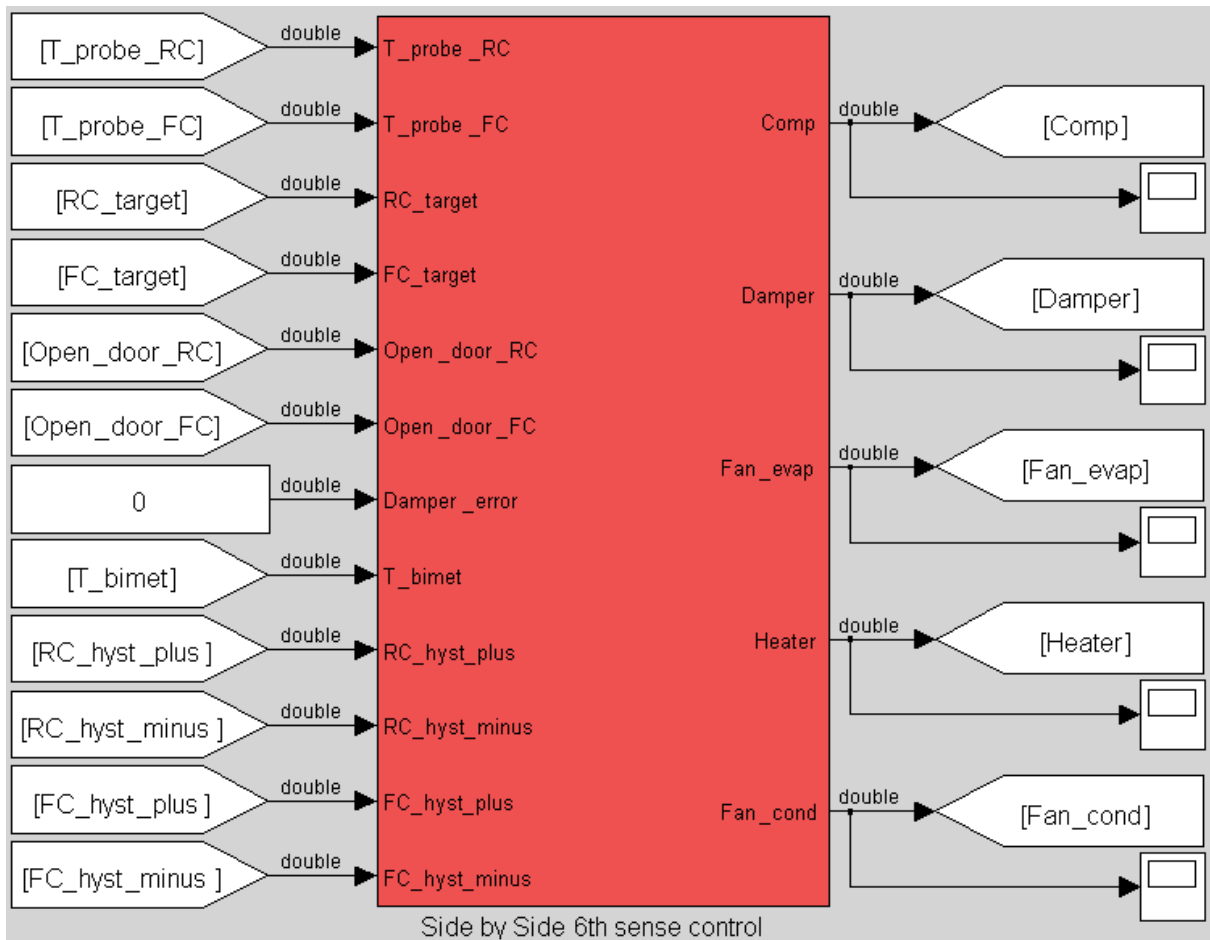


Figura 52: ingressi e uscite del modello virtuale del controllo a isteresi

I blocchi logici vengono rappresentati in Simulink™ tramite diagrammi *state-flow*, in grado di gestire complesse relazioni tra le variabili del sistema. Ne è un esempio il controllo della ventola dell'evaporatore rappresentato in Figura 53, in cui si distinguono i ritardi introdotti in corrispondenza della ciclatura del compressore.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

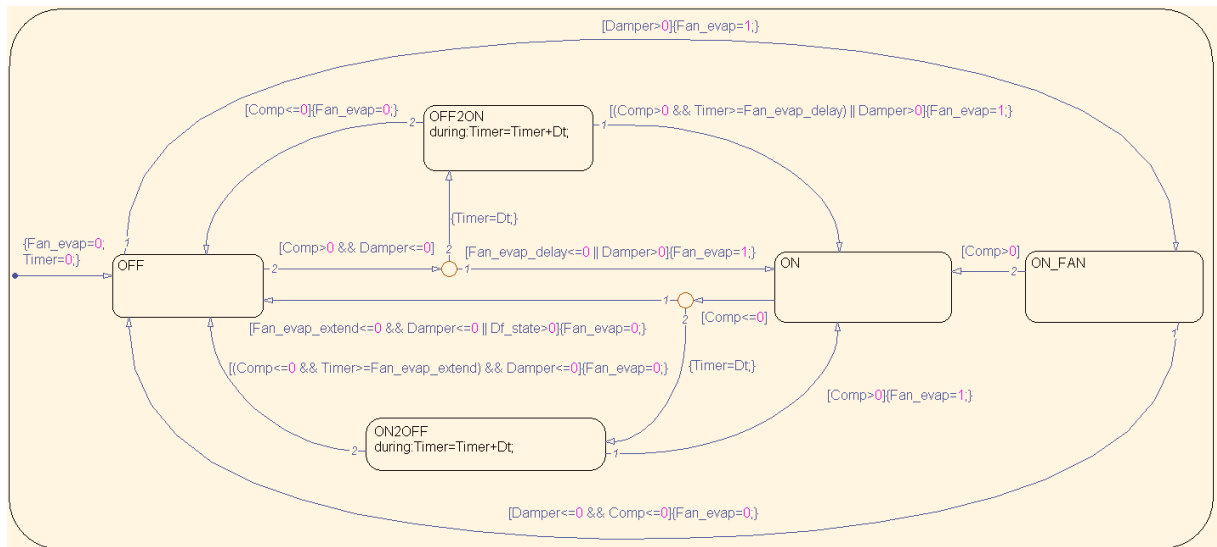


Figura 53: modello virtuale della ventola dell'evaporatore

In modo analogo sono rappresentate le operazioni svolte al termine dello sbrinamento (con una gestione particolare degli attuatori fino al raggiungimento della condizioni di regime), nonché l'attivazione delle procedure di sicurezza, il filtraggio dei dati dei sensori, la gestione della ciclatura ad isteresi nei due scomparti, l'attivazione e lo spegnimento della ventola del condensatore e le procedure di abilitazione e svolgimento dello sbrinamento. In particolare, queste ultime risultano caratterizzate da notevole complessità, necessitando di un sistema che ne stabilisca l'attivazione in base a numerosi parametri ambientali e di sicurezza e di uno che effettui la gestione del ciclo PWM a impulsi di tensione ravvicinati. Quest'ultimo blocco, denominato "Defrost State Machine", è rappresentato in Figura 54.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

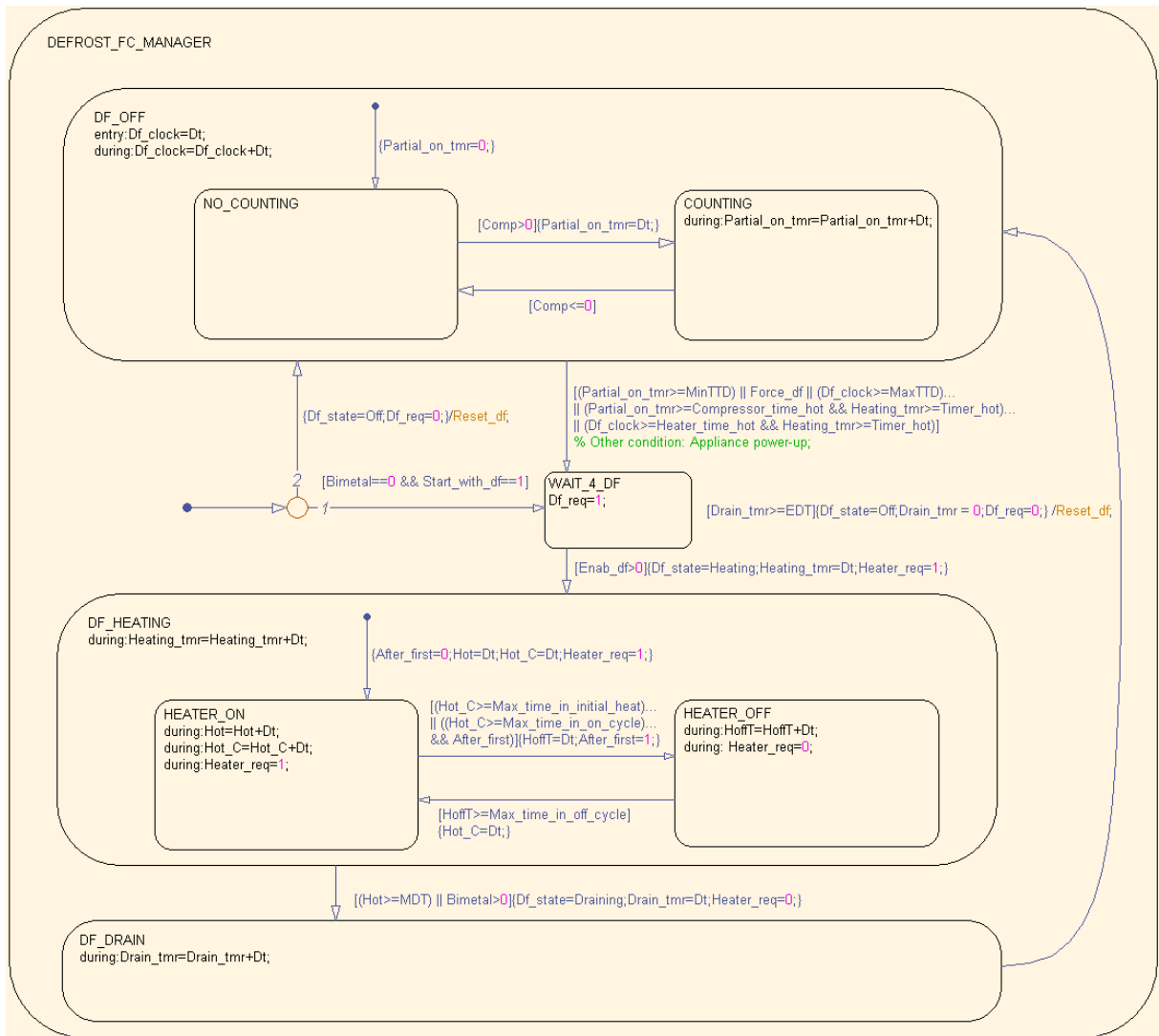


Figura 54: modello virtuale della “Defrost State Machine”

Nel modello complessivo del controllo a isteresi, riportato in Figura 55, sono visibili le interazioni fra le varie sezioni della struttura, tra cui il blocco che riproduce le funzioni *6th Sense*, caratteristiche della produzione Whirlpool di alta gamma e coperte da brevetto.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

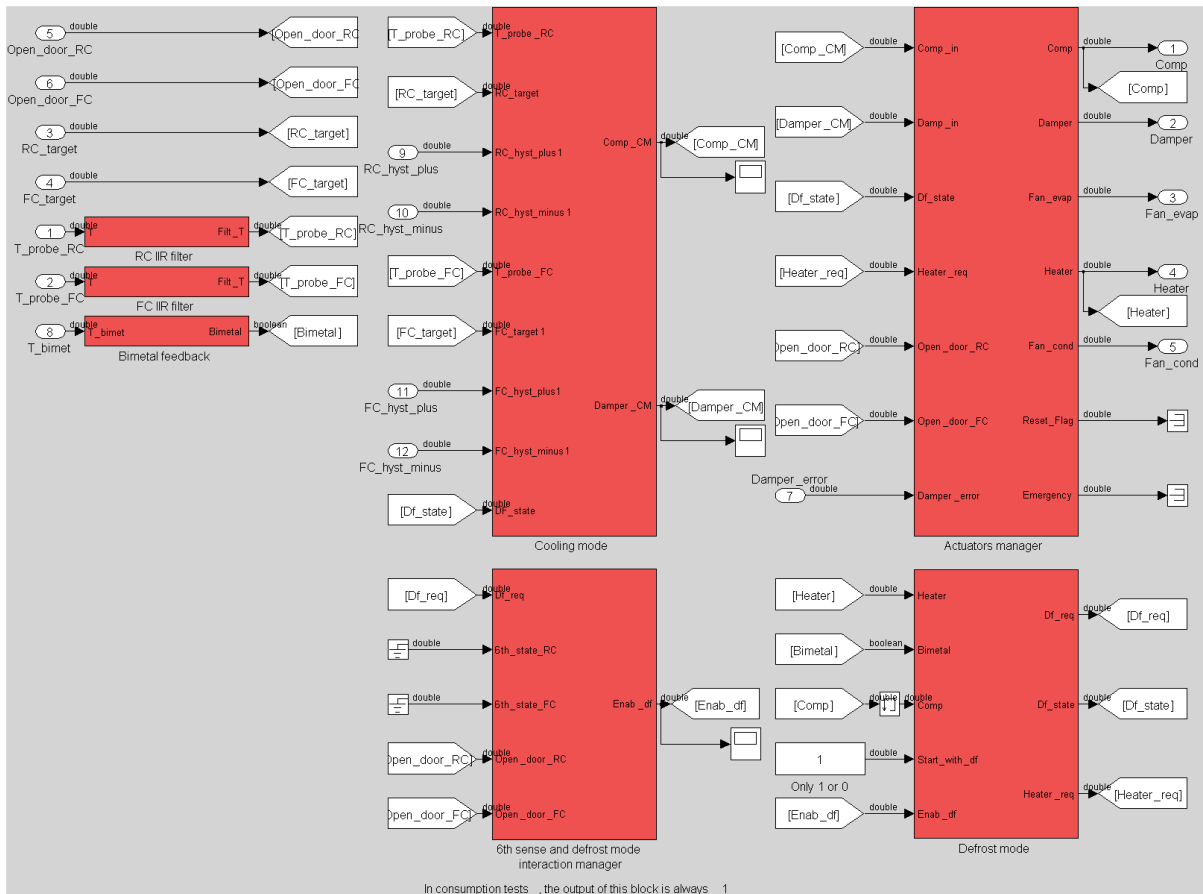


Figura 55: modello virtuale del controllo a isteresi

Disponendo di una riproduzione fedele del sistema hardware e software di controllo del prodotto è possibile verificare che la taratura del modello eseguita in anello aperto risulti performante anche in anello chiuso ed eventualmente affinarne i parametri per meglio riprodurre il comportamento reale. Utilizzando la metodologia di calibrazione introdotta in precedenza, con affinamenti successivi in prima istanza manuali e successivamente numerici, si ottiene un modello caratterizzato da elevata precisione, come evidenziato dalle simulazioni di test di consumo di seguito riportate.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Side by Side 6th Sense FC&RC VCC Hysteresis Controlled Model		
Locked speed: 1650 rpm	Real test	Simulation
Hot set-point		
Ambient temperature [°C]	+25	+25
Set-point [°C]	+6 / -20	+6 / -20
RC temperature [°C]	5.07	4.83
FC temperature [°C]	-16.13	-16.38
Energy consumption [Wh/24h]	1168.24	1195.94
Compressor insertion	63.55%	65.75%
Damper insertion	21.13%	25.19%
Synchro level	83.47%	66.85%
Cold set-point		
Ambient temperature [°C]	+25	+25
Set-point [°C]	+5 / -22	+5 / -22
RC temperature [°C]	3.90	3.62
FC temperature [°C]	-18.83	-18.68
Energy consumption [Wh/24h]	1326.84	1318.76
Compressor insertion	77.00%	76.89%
Damper insertion	19.76%	24.76%
Synchro level	91.34%	88.92%
Interpolation		
Ambient temperature [°C]	+25	+25
Set-point [°C]	+5 / -18	+5 / -18
Energy consumption at + 5°C [Wh/24h]	1177.15	1179.26
Energy consumption at -18°C [Wh/24h]	1278.08	1282.44
Energy consumption [Wh/24h]	1227.62	1230.85
Delta energy consumption [Wh/24h]	3.23	
Percentage delta energy consumption	0.26%	

Side by Side 6th Sense FC&RC VCC Hysteresis Controlled Model		
Locked speed: 3530 rpm	Real test	Simulation
Hot set-point		
Ambient temperature [°C]	+25	+25
Set-point [°C]	+6 / -20	+6 / -20
RC temperature [°C]	5.15	4.82
FC temperature [°C]	-16.41	-16.93
Energy consumption [Wh/24h]	1469.91	1508.91
Compressor insertion	40.72%	42.76%
Damper insertion	23.01%	24.35%
Synchro level	69.02%	31.27%
Cold set-point		
Ambient temperature [°C]	+25	+25
Set-point [°C]	+5 / -22	+5 / -22
RC temperature [°C]	4.01	3.61
FC temperature [°C]	-18.99	-19.23
Energy consumption [Wh/24h]	1635.74	1692.25
Compressor insertion	48.98%	49.80%
Damper insertion	22.07%	22.88%
Synchro level	66.22%	85.85%
Interpolation		
Ambient temperature [°C]	+25	+25
Set-point [°C]	+5 / -18	+5 / -18
Energy consumption at + 5°C [Wh/24h]	1491.91	1481.83
Energy consumption at -18°C [Wh/24h]	1572.11	1594.34
Energy consumption [Wh/24h]	1532.01	1538.08
Delta energy consumption [Wh/24h]	6.08	
Percentage delta energy consumption	0.40%	

Side by Side 6th Sense FC&RC VCC Hysteresis Controlled Model	
Total delta energy consumption	0.33%

Tabella 4: risultati di taratura in anello chiuso

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Rispetto alla taratura effettuata in anello aperto si notano ridotti valori in modulo dell'errore per le interpolazioni alle diverse velocità, con un errore globale inferiore all'1% e caratterizzato da andamento monotono all'aumentare della velocità di rotazione del compressore.

Come visibile in Figura 56 le curve di temperatura simulate in anello chiuso riproducono fedelmente gli andamenti reali. Nelle simulazioni non sono riproducibili i disturbi occasionali presenti nel corso dei test (irregolarità nella tensione di alimentazione, variazioni istantanee di temperatura ambientale), mentre la frequenza delle curve, la pendenza e l'ampiezza sono analoghe nei due casi, con differenze unicamente di fase ed in corrispondenza di irregolarità nella ciclatura reale (la procedura di movimentazione ciclica del damper per evitare l'ostruzione causata dal ghiaccio non è stata riprodotta nel controllo simulato, in quanto ininfluenza sulla gestione delle temperature).

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

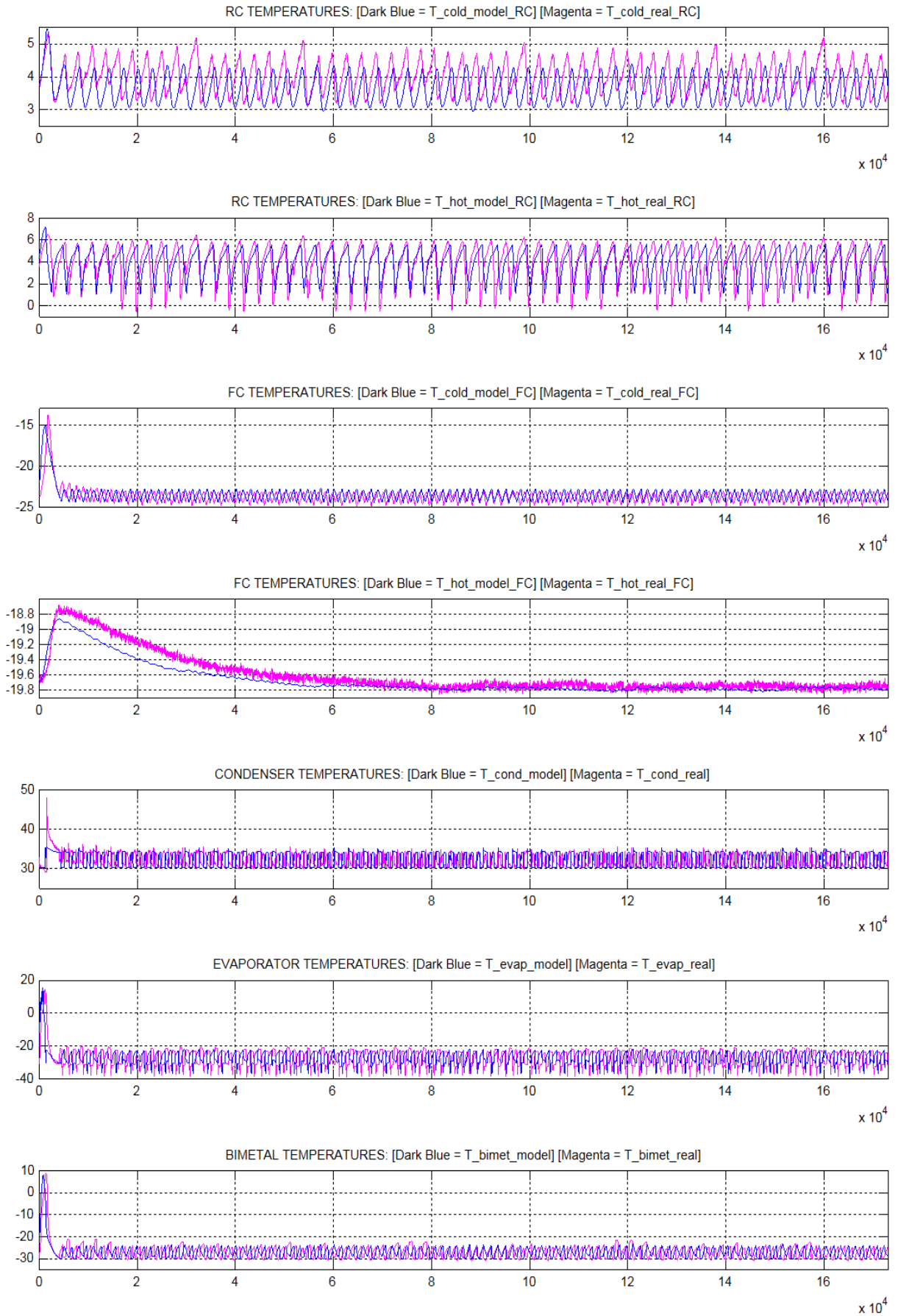


Figura 56: forma d'onda delle uscite al termine della taratura in anello chiuso

iii. Presentazione del controllo in frequenza drop-in

Il controllo *drop-in*, tecnologia proprietaria del produttore del compressore e della relativa scheda elettronica, rappresenta ai fini della presente analisi una black-box di cui sono unicamente misurabili gli ingressi e le uscite. La sua logica di funzionamento è infatti coperta da brevetto e detenuta da Embraco, azienda produttrice dei compressori VCC.

Una descrizione tecnica del controllo *drop-in* è fornita direttamente dal catalogo dell'azienda: si tratta di una modalità di autoregolazione del compressore VCC, in cui la velocità di rotazione è adattata automaticamente dall'elettronica abbinata all'inverter, senza bisogno di un segnale di controllo proveniente dal termostato elettronico. Questo consente al compressore a velocità variabile di rappresentare una sostituzione immediata per compressori standard a velocità fissa, interfacciandosi sia con semplici termostati on-off elettromeccanici che con termostati elettronici. Il controllo *drop-in* permette al compressore di percepire indirettamente le variazioni di carico termico e adattare la propria velocità di rotazione per ricercare la condizione operativa più efficiente. La riduzione dei cicli di accensione e spegnimento, in aggiunta al miglioramento dell'efficienza, consente una significativa diminuzione dei consumi (fino al 40%, secondo quanto dichiarato dalla casa costruttrice) e dei livelli di rumorosità.

Le variazioni di velocità sono gestite in base alla misura della corrente di alimentazione del compressore. Le necessità di raffreddamento degli scomparti determinano infatti il valore di *cooling capacity* e di potenza meccanica in ingresso, dal momento che le pressioni di funzionamento si modificano in funzione del carico termico. Al variare di quest'ultimo, la tensione di alimentazione si mantiene costante in modulo e la differenza di potenza richiesta dal compressore è dovuta ad una variazione della corrente di alimentazione, cui la velocità dell'attuatore è proporzionale secondo una legge di controllo stabilita. Procedure particolari sono previste all'avviamento del prodotto e al verificarsi di condizioni di carico termico particolarmente gravose.

Non varia la gestione delle ventole e dello sbrinamento rispetto al controllo ad isteresi, in quanto effettuata dal medesimo termostato elettronico on-off del caso precedente.

iv. Sviluppo della nuova legge di controllo in frequenza

Il controllo in frequenza della velocità di rotazione può essere effettuato, in alternativa alla modalità *drop-in*, con un algoritmo sviluppato appositamente dal produttore dell'elettrodomestico, che invii un segnale di controllo alla porta seriale predisposta sulla scheda elettronica che controlla il compressore e gestisce i segnali di comando per il damper e gli attuatori.

In particolare è necessario definire la legge di controllo che elabora il segnale in frequenza di pilotaggio del compressore.

La scelta del progettista sull'architettura di controllo è stata quella di implementare dei sistemi retroazionati sulle uscite. Lo scopo di un buon sistema di regolazione è quello di portare a zero l'errore nel minor tempo possibile, limitando gli scostamenti delle variabili controllate intorno al valore di riferimento e cercando di contenerne le oscillazioni, che si ripercuotono sugli organi di comando. Un sistema di controllo deve inoltre essere in grado di garantire sia il raggiungimento degli obiettivi che una buona reiezione dei disturbi, nel più ampio ventaglio possibile di situazioni operative: la robustezza di una legge di controllo, fondamentale in ambito industriale, è una misura della capacità di far fronte alle diverse condizioni di lavoro garantendo le prestazioni desiderate. Esse non dipendono però solo dal controllore: di fondamentale importanza risultano anche i trasduttori, cioè i sensori e gli attuatori presenti nell'anello di regolazione, nonché l'interfaccia tra i componenti, che determina l'architettura finale del sistema.

Tra le specifiche di controllo rientra la limitazione della variabile controllata \bar{u}_{TOT} : valori troppo elevati generano saturazione sia del damper che del compressore, brusche variazioni e oscillazioni si ripercuotono sulla struttura meccanica dei dispositivi, comportando una maggiore usura (e riduzione della vita operativa) o la rottura degli attuatori stessi.

È inoltre necessario bilanciare le richieste di soppressione dei disturbi e di inseguimento al variare del *set-point*: una risposta veloce ai disturbi sul carico porta infatti a prestazioni scadenti nell'inseguimento del *set-point* (sovraelongazioni elevate). Tale problema viene ovviato considerando la variazione del *set-point* un evento occasionale nella vita operativa del frigorifero e privilegiando nettamente la risposta ai disturbi (dispersioni termiche, apertura porte, inserimento di alimenti a

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

temperatura elevata, sbrinamento).

La scelta del progettista, in accordo alla filosofia applicativa ed alle prestazioni del microprocessore utilizzato, è stata quella di evitare l'utilizzo di complessi controllori sviluppati su misura, orientandosi verso sistemi che implementino una legge di controllo di tipo PID (*Proportional Integrative Derivative*), ottimizzandola con funzionalità aggiuntive e operando i vari sottosistemi in rete fra loro, per rispondere al meglio alle specifiche del problema. Per sfruttare pienamente algoritmi di controllo più sofisticati sarebbe necessaria la presenza di sensori accurati (quelli attuali non consentono una tolleranza inferiore a $\pm 1,2^\circ\text{C}$) e di un hardware performante, con costi di realizzazione superiori a quelli consentiti dal mercato. Il controllore PID rappresenta invece il componente base di schemi di controllo articolati che possono fornire prestazioni elevate a fronte di un incremento della complessità accettabile. La sua applicazione su larga scala costituisce infine un immenso banco di prova, a beneficio dell'affidabilità finale.

Il regolatore PID riassume e sfrutta tre forme di controllo in un'unica legge.

- Azione proporzionale: consente di indirizzare il controllo in base all'errore istantaneo del processo. È una forma di controllo di semplice gestione e regolazione.
- Azione integrale: stabilisce l'azione di controllo in base alla storia passata dell'errore. Sebbene sia in grado di annullare l'errore per ingressi costanti, una sua taratura non corretta comporta notevoli sovraelongazioni dell'uscita.
- Azione derivativa: impone l'azione di controllo in previsione del comportamento futuro del processo. Consente un miglioramento delle prestazioni dinamiche, velocizzando la risposta del sistema controllato, soprattutto in presenza di brusche variazioni dell'errore. Di contro, presenta una taratura molto complessa.

La formulazione classica dell'algoritmo PID nel dominio del tempo è del tipo:

$$u(t) = K_p \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \frac{de(t)}{dt} \right)$$

Ove:

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

- K_p : guadagno proporzionale.
- T_i : costante di tempo dell'azione integrale.
- T_d : costante di tempo dell'azione derivativa.

Nel dominio della trasformata di Laplace si ha analogamente:

$$u(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{sT_i} + sT_d \right) e(s)$$

Ogni regolatore è in grado di gestire una sola uscita $u(t)$, appartenente al vettore \bar{u}_{TOT} .

La struttura PID è ideale per controllare processi stabili approssimabili con un modello del primo ordine più ritardo FOPTD (*First Order Plus Time Delay*), la cui dinamica sia dominata dalla costante di tempo. È inoltre possibile progettare il controllore basandosi sull'approssimazione lineare del processo, per poi applicarlo al sistema reale di ordine più elevato. Nel caso analizzato, il processo si presta al controllo tramite legge PID in quanto caratterizzato da un sottosistema principale del primo ordine e da una risposta *lag dominant*, in cui la costante di tempo è molto maggiore del ritardo e assume effetto preponderante nel determinare la dinamica.

L'effetto di una corretta taratura è legato al significato dei parametri che influenza. Si effettua un'analisi di sensitività sui parametri del regolatore:

- K_p : un valore elevato comporta una reazione pesante anche per modeste variazioni dell'errore, mentre un valore basso trasferisce sulla variabile di controllo correzioni contenute anche in presenza di errori rilevanti.
- T_i : un valore ridotto conferisce importanza maggiore alla storia passata del sistema, mentre un valore elevato abbassa il peso dell'integrale, trasferendo sulla variabile di controllo effetti maggiormente dipendenti dal valore attuale dell'errore.
- T_d : valori elevati danno maggiore peso alla predizione dell'andamento futuro dell'errore, conferendo prontezza all'algoritmo, mentre valori più bassi trasferiscono sulla variabile di controllo variazioni più contenute. In un sistema lento come quello frigorifero, un'elevata velocità di

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

risposta si traduce generalmente in un peggioramento delle prestazioni, in quanto il controllo si dimostra eccessivamente reattivo. Il contributo proporzionale è perciò normalmente inibito in applicazioni di questo genere.

La configurazione adottata per l'interazione dei tre contributi è quella "interagente in parallelo", detta anche "standard", rappresentata in Figura 57.

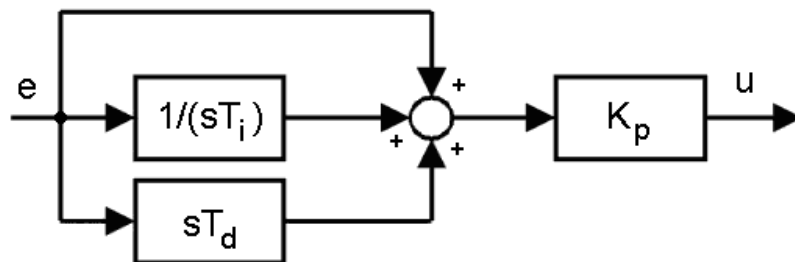


Figura 57: schema a blocchi di un regolatore PID in configurazione interagente

Il processo di affinamento progettuale ha portato alla simulazione di diverse strutture di doppio controllore PID *override*: due controllori distinti agiscono rispettivamente sul damper e sul compressore. Il regolatore del damper può, in casi particolari, agire in maniera incrociata anche sul compressore; in tal caso, l'arbitraggio tra le due variabili di controllo e la gestione degli attuatori vengono effettuati attraverso un selettore a soglia, detto *supervisor*.

Allo schema di controllo iniziale sono state aggiunte le strutture ancillari descritte di seguito:

- Peso sul *set-point* standard ISA: fornisce effetto stabilizzante, evita *over-shoot* del segnale di uscita del controllo, mantiene elevata la reiezione dei disturbi di carico: utilizza un coefficiente che pesa l'effetto delle azioni proporzionale e derivativa, facendole agire su un *set-point* di ampiezza differente e disaccoppiandone così l'inseguimento dalla reiezione dei disturbi sul carico.
- Filtraggio e peso dell'azione derivativa: l'azione derivativa è inibita o debolmente utilizzata nel controllo progettato. Quando abilitata, essa opera secondo le modalità standard ISA, con peso sul *set-point*.
- Filtro anti *wind-up* in *back calculation*: la saturazione degli attuatori (compressore e damper) porterebbe il regolatore ad aumentarne gli

ingressi relativi a fronte di una mancata risposta degli stessi, prolungando nel tempo la condizione di saturazione. Ciò non si verifica se l'azione integrale viene diminuita proporzionalmente alla profondità di saturazione.

- Disaccoppiamento inverso di sistemi multivariabile: la natura del problema di controllo è spiccatamente multivariabile (MIMO), e le azioni di regolazione sull'anello frigo comportano variazioni nell'uscita dell'anello freezer (soprattutto a causa del rientro nel congelatore del flusso d'aria calda proveniente dal frigo) e viceversa. Un sistema di disaccoppiamento inverso rende meno sensibile ogni anello alle variazioni dell'anello adiacente: tramite l'azione disaccoppiatrice, che in ciascuno dei due regolatori è proporzionale alla variabile di controllo dell'altro anello (Figura 58), si fornisce un effetto non correlato alla saturazione degli attuatori. Si tratta dell'elemento del controllo che consente di massimizzare l'efficacia disaccoppiata di entrambi i processi.

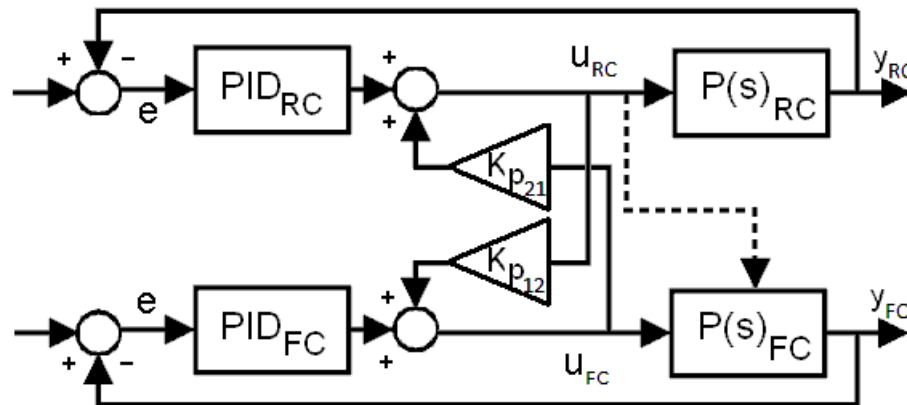


Figura 58: schema a blocchi dell'architettura di disaccoppiamento inverso

- *Dual setting* sull'apertura damper: utilizzando differenti valori di soglia sulle uscite del regolatore per comandare l'apertura e chiusura del damper, in funzione dello stato del compressore, si migliora il livello di sincronizzazione frigo-freezer (riducendo i tempi di accensione della ventola evaporatore). Si raffredda maggiormente lo scomparto frigo durante l'accensione del compressore, lo si lascia riscaldare maggiormente durante lo spegnimento del compressore. Lo svantaggio

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

è interamente riconducibile all'aumento della deviazione standard delle uscite di temperatura, effetto che va attentamente considerato per limitare gli effetti di crescita batterica e di congelamento locale nei cibi freschi conservati.

- On-off differenziale sul compressore: una volta fissata la velocità minima di rotazione del compressore viene imposta una velocità inferiore di accensione (il compressore inizia a girare alla velocità minima quando il controllore richiede un valore stabilito ad essa inferiore) ed una inferiore di spegnimento (il compressore continua a girare alla velocità minima fino a quando il controllore non richiede un valore stabilito ad essa inferiore). Aumentando i tempi di accensione del compressore se ne riducono i cicli e quindi i picchi di consumo allo spunto.

Anche nel caso del controllo in frequenza con regolatore PID non varia la gestione dello sbrinamento e delle ventole rispetto al controllo ad isteresi.

Di seguito sono rappresentati i blocchi che costituiscono la rappresentazione in ambiente Simulink™ dell'algoritmo di controllo, accompagnati dalla descrizione dei parametri che li caratterizzano.

- Controllore agli effetti esterni
 - Input:
 - RC_target: *set-point* dello scomparto frigo, espresso in gradi centigradi [°C].
 - FC_target: *set-point* dello scomparto freezer, espresso in gradi centigradi [°C].
 - T_probe_RC: temperatura rilevata dalla sonda NTC dello scomparto frigo, filtrata dallo stadio IIR, espressa in gradi centigradi [°C].
 - T_probe_FC: temperatura rilevata dalla sonda NTC dello scomparto freezer, filtrata dallo stadio IIR, espressa in gradi centigradi [°C].
 - Df_state: stato binario della resistenza di sbrinamento.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

- Output:
 - Comp_CM: stato binario del compressore.
 - Damper_CM: stato binario del damper.
 - RPM_CM: velocità del compressore.

- Componenti aggiuntive:
 - Trigger: il sistema triggerato acquisisce gli ingressi ad ogni istante di campionamento ("Dt"), ma aggiorna le uscite con un intervallo di tempo maggiore ("Step_time"), scelto dal progettista, limitando le commutazioni degli stati per non superare la banda di frequenza di risposta del sistema.

- Funzionamento:
 - Ad ogni istante "Dt" vengono letti gli ingressi.
 - Ogni istante "Slow_dt" = "Dt"·"Step_time" viene rilasciato il valore degli output al sistema, mantenuto fino all'emissione del valore successivo.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

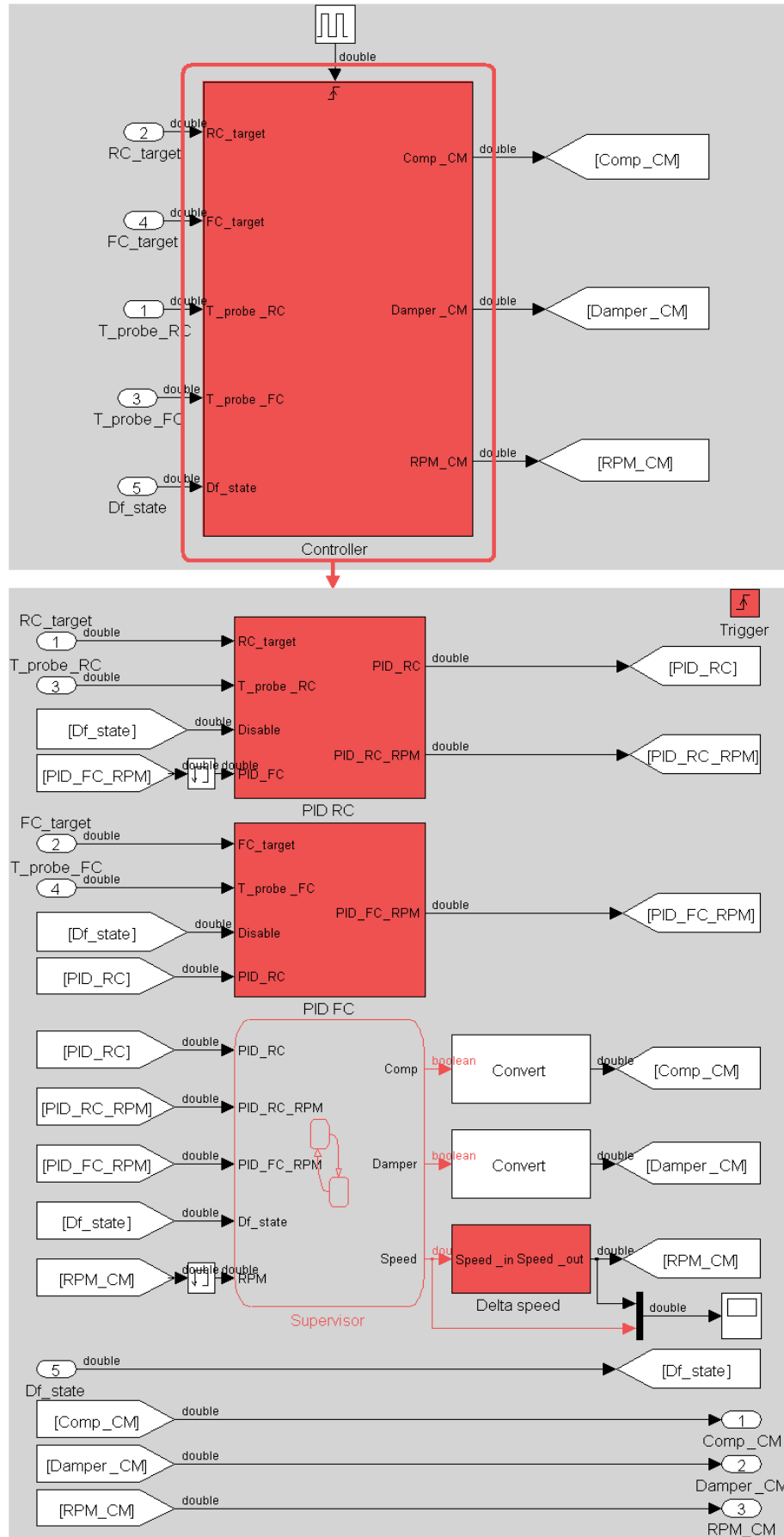


Figura 59: modello virtuale del blocco "Controller"

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

- Blocco “PID RC”

- Input:

- RC_target: *set-point* dello scomparto frigo, espresso in gradi centigradi [°C].
- T_probe_RC: temperatura rilevata dalla sonda NTC dello scomparto frigo, filtrata dallo stadio IIR, espressa in gradi centigradi [°C].
- Disable: stato binario della resistenza di sbrinamento.
- PID_FC: output del blocco “PID FC”.

- Output:

- PID_RC: *cooling capacity* richiesta dallo scomparto frigo espressa in gradi centigradi [°C].
- PID_RC_RPM: *cooling capacity* richiesta dallo scomparto frigo espressa in giri al minuto [rpm].

- Componenti aggiuntive:

- Ti_RC: tempo integrale, espresso in secondi [s].
- Td_RC: tempo derivativo, espresso in secondi [s].
- $T_{\text{tracking_RC}} = \sqrt{T_i_RC \cdot T_d_RC}$: tempo del filtro anti *wind-up*, espresso in secondi [s].
- Kp_RC: guadagno proporzionale.
- Kp_12: guadagno di disaccoppiamento inverso.
- b_RC: peso proporzionale sul *set-point*.
- c_RC: peso derivativo sul *set-point*.
- Slow_dt = Dt·Step_time: passo temporale dell’output del blocco triggerato, espresso in secondi [s].
- Maximum_PID_RC, Minimum_PID_RC: livelli di saturazione dell’output, espressi in gradi centigradi [°C].
- Offset_RC_1, Offset_RC_2: costanti di conversione da PID_RC a PID_RC_RPM.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

- Funzionamento:
 - Ad ogni istante “Dt” vengono letti gli ingressi (calcolati all’avviamento con i valori iniziali forniti).
 - Se “Disable” == 0, ad ogni istante “Slow_dt” sono calcolate le azioni proporzionale, integrale e derivativa, in maniera differente sulla linea del *set-point* (pesandole secondo lo standard ISA) e su quella di retroazione. Viene sommato all’effetto del regolatore il contributo del disaccoppiatore, proporzionale all’output del passo “Slow_dt” precedente del blocco “PID_FC”. Si valuta quindi la profondità di saturazione e si diminuisce conseguentemente l’effetto dell’azione integrale. Viene infine trasformato l’output in gradi centigradi (utilizzato per comandare il damper) in giri al minuto (utilizzato per comandare eventualmente il compressore, in alternativa all’output del blocco “PID FC”).
 - Se “Disable” > 0, ad ogni istante “Slow_dt” viene rilasciato un comando di velocità nulla per il compressore e di stato chiuso per il damper.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

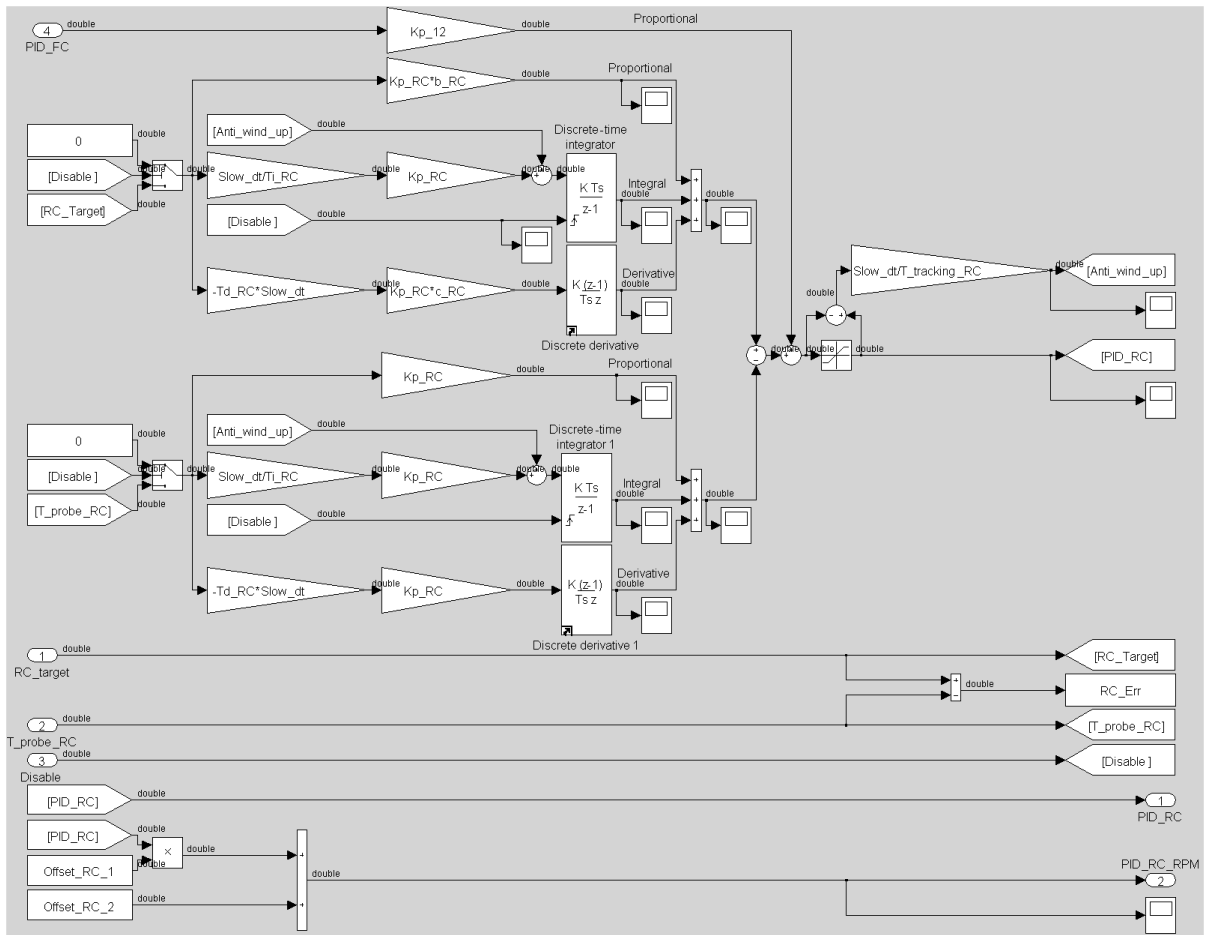


Figura 60: modello virtuale del blocco "PID RC"

- Blocco "PID FC"

- Input:

- FC_target: *set-point* dello scomparto frigo, espresso in gradi centigradi [°C].
- T_probe_FC: temperatura rilevata dalla sonda NTC dello scomparto freezer, filtrata dallo stadio IIR, espressa in gradi centigradi [°C].
- Disable: stato binario della resistenza di sbrinamento.
- PID_RC: output del blocco "PID RC" espresso in giri al minuto [rpm].

- Output:

- PID_FC_RPM: *cooling capacity* richiesta dallo scomparto freezer espressa in giri al minuto [rpm].

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

- Componenti aggiuntive:
 - T_i_FC : tempo integrale, espresso in secondi [s].
 - T_d_FC : tempo derivativo, espresso in secondi [s].
 - $T_tracking_FC = \sqrt{T_i_FC \cdot T_d_FC}$: tempo del filtro anti *wind-up*, espresso in secondi [s].
 - K_p_FC : guadagno proporzionale.
 - K_p_21 : guadagno di disaccoppiamento inverso.
 - b_FC : peso proporzionale sul *set-point*.
 - c_FC : peso derivativo sul *set-point*.
 - $Slow_dt = Dt \cdot Step_time$: passo temporale dell'output del blocco triggerato, espresso in secondi [s].
 - $Maximum_PID_FC$: livello di saturazione dell'output.

- Funzionamento:
 - Ad ogni istante "Dt" vengono letti gli ingressi.
 - Se "Disable" == 0, ad ogni istante "Slow_dt" sono calcolate le azioni proporzionale, integrale e derivativa, in maniera differente sulla linea del *set-point* (pesandole secondo lo standard ISA) e su quella di retroazione. Viene sommato all'effetto del regolatore il contributo del disaccoppiatore, proporzionale all'output calcolato nel medesimo istante del blocco "PID RC". Si valuta quindi la profondità di saturazione e si diminuisce conseguentemente l'effetto dell'azione integrale. Viene infine rilasciato l'output in giri al minuto (utilizzato per comandare il compressore).
 - Se "Disable" > 0, ad ogni istante "Slow_dt" viene rilasciato un comando di velocità nulla per il compressore e di stato chiuso per il damper.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

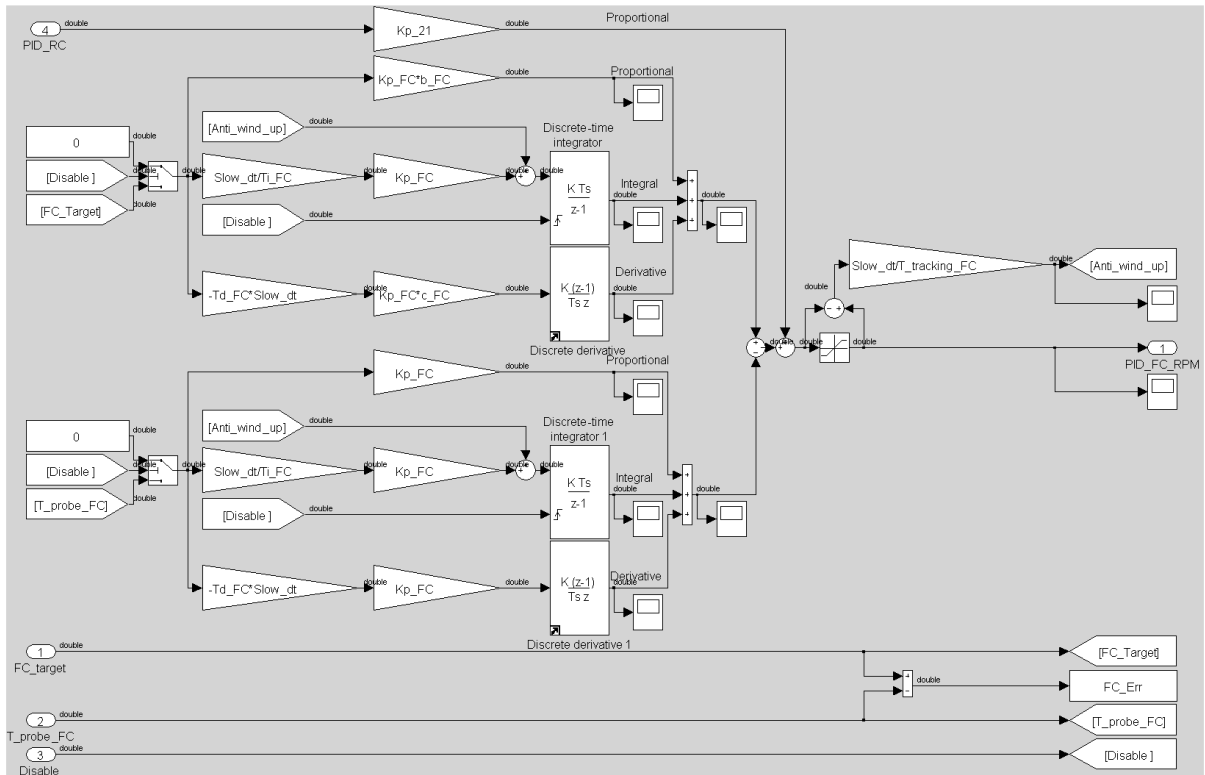


Figura 61: modello virtuale del blocco "PID FC"

- Blocco "Supervisor"

- Input:

- PID_RC: output del blocco "PID RC" espresso in gradi centigradi [°C].
- PID_RC_RPM: output del blocco "PID RC" espresso in giri al minuto [rpm].
- PID_FC_RPM: output del blocco "PID FC" espresso in giri al minuto [rpm].
- Df_state: stato binario della resistenza di sbrinamento.
- RPM_CM: output all'istante "Slow_dt" precedente del blocco "Supervisor", inviato in retroazione.

- Output:

- Comp_CM: stato binario del compressore.
- Damper_CM: stato binario del damper.
- RPM_CM: velocità di rotazione del compressore,

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

espressa in giri al minuto [rpm].

- Costanti:

- High_level_hot, Low_level_cold:
- High_level_cold, Low_level_hot:
- Max_compressor_time_on: tempo di accensione massimo del compressore nel corso di un ciclo (imposto da necessità di raffreddamento meccanico), espresso in secondi [s].
- Min_compressor_time_on: tempo di accensione minimo del compressore nel corso di un ciclo, espresso in secondi [s].
- Min_compressor_time_off: tempo di spegnimento minimo del compressore tra due cicli successivi (imposto dalla caratteristica di spunto del compressore: se la pressione del condensatore non cala al di sotto di una soglia stabilita, la coppia di avviamento del motore non riesce a vincerne la resistenza), espresso in secondi [s].
- Maximum_speed, Minimum_speed: velocità di rotazione massima e minima fornite dal compressore (imposte da limiti strutturali e di lubrificazione), espresse in giri al minuto [rpm].
- Slow_dt = Dt·Step_time: passo temporale dell'output del blocco triggerato, espresso in secondi [s].
- Speed_on, Speed_off: velocità di rotazione, espressa in giri al minuto [rpm], alla quale il blocco "Supervisor" stabilisce l'accensione o lo spegnimento del compressore.

- Variabili locali:

- Time_on, Time_off: contatori del tempo di accensione e spegnimento del compressore nel corso di ogni ciclo, resettati ad ogni variazione dello stato.

- Funzionamento *sub-state* "RC_MANAGER":

- All'avviamento viene inizializzato lo stato della *flag* "Damper":

Damper = 0;

Viene attivato il *sub-state* "DAMPER_OFF".

- Se le condizioni di transizione sono verificate, la *flag* "Damper" assume il valore:

Damper = 1;

All'iterazione "Slow_dt" successiva viene attivato il *sub-state* "DAMPER_ON".

L'attivazione del *sub-state* "DAMPER_ON" avviene secondo la modalità *dual setting*, con valori di soglia differenti in funzione dello stato del compressore, al fine di sincronizzare i tempi di accensione degli attuatori.

Se le condizioni di transizione non sono verificate, rimane attivo il *sub-state* "DAMPER_OFF".

- Funzionamento *sub-state* "FC_MANAGER":

- All'avviamento viene valutata la velocità di rotazione in ingresso. Se essa è maggiore della soglia di accensione e sono verificate le condizioni di transizione al *sub-state* "COMP_ON", viene inizializzato lo stato della *flag* "Comp":

Comp = 1;

La velocità di rotazione è fissata come il valore massimo tra la richiesta del blocco "PID RC" e "PID FC", nel rispetto dei vincoli di velocità minima e massima.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Viene attivato il *sub-state* "COMP_ON".

- Viene inizializzato il valore della variabile locale "Time_on":

$$\text{Time_on} = \text{Slow_dt};$$

All'iterazione "Slow_dt" successiva vengono aggiornati i valori della variabile locale "Time_on" e dell'*output* "Speed".

- Se le condizioni di transizione (sulla velocità di rotazione, sul tempo di accensione e sullo stato dello sbrinamento) sono verificate, vengono aggiornate le *flag* "Comp" e "Speed":

$$\begin{cases} \text{Comp} = 0, \\ \text{Speed} = 0, \end{cases}$$

All'iterazione "Slow_dt" successiva viene attivato il *sub-state* "COMP_OFF".

Se le condizioni di transizione non sono verificate, rimane attivo il *sub-state* "COMP_ON".

- Viene inizializzato il valore della variabile locale "Time_off":

$$\text{Time_off} = \text{Slow_dt};$$

All'iterazione "Slow_dt" successiva viene aggiornato il valore della variabile locale "Time_off".

- Se le condizioni di transizione (sulla velocità di rotazione, sul tempo di accensione e sullo stato dello sbrinamento) sono verificate, vengono aggiornate le *flag* "Comp" e "Speed":

$$\text{Comp} = 1;$$

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

La velocità di rotazione è fissata come il valore massimo tra la richiesta del blocco “PID RC” e “PID FC”, nel rispetto dei vincoli di velocità minima e massima.

All'iterazione “Slow_dt” successiva viene attivato il *sub-state* “COMP_ON”.

Se le condizioni di transizione non sono verificate, rimane attivo il *sub-state* “COMP_OFF”.

- Se all'avviamento la velocità di rotazione in ingresso è inferiore alla soglia di accensione (condizione della prova di consumo), non sono verificate le condizioni di transizione al *sub-state* “COMP_ON”. Viene attivato il *sub-state* “COMP_OFF” e inizializzato lo stato della *flag* “Comp”:

Comp = 0;

La velocità di rotazione è imposta nulla.

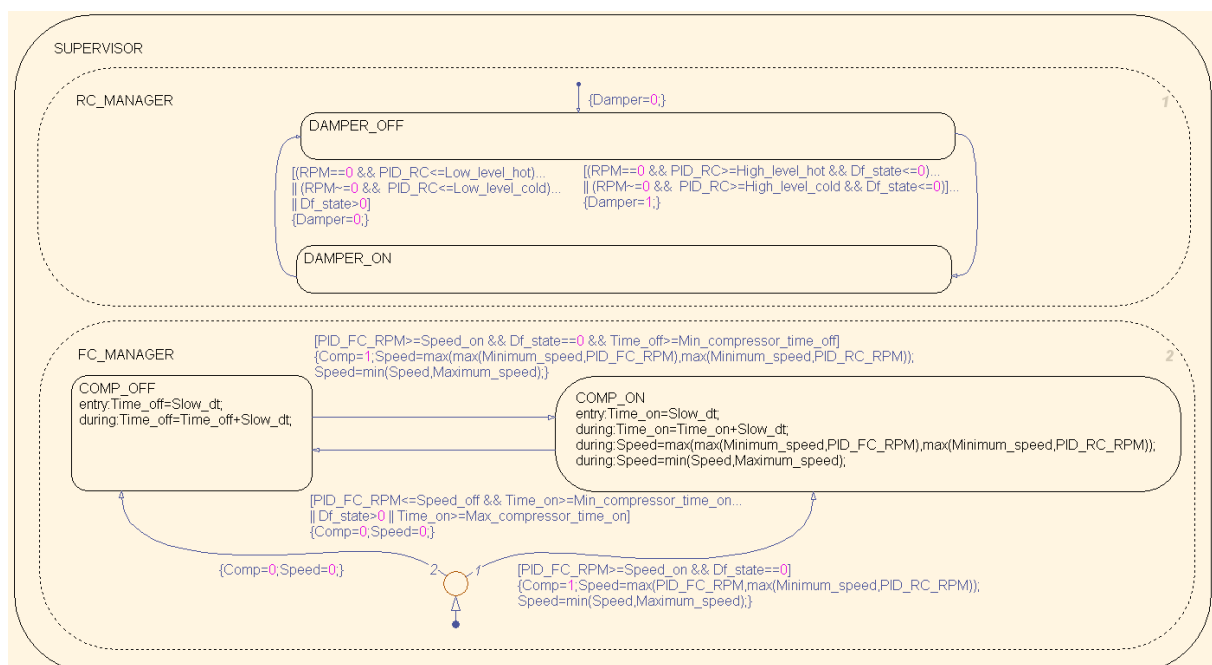


Figura 62: modello virtuale del blocco “Supervisor”

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

- Blocco “Delta speed”
 - Input:
 - Speed_in: velocità di rotazione del compressore stabilita dal blocco “Supervisor”, espressa in giri al minuto [rpm].
 - Output:
 - Speed_out: velocità di rotazione del compressore, espressa in giri al minuto [rpm].
 - Componenti aggiuntive:
 - Minimum_speed: velocità di rotazione minima fornita dal compressore (imposta da limiti di lubrificazione), espressa in giri al minuto [rpm].
 - Max_delta_speed, Min_delta_speed: differenze di velocità massima e minima fra un passo di iterazione e quello successivo durante la fase di accensione, espresse in giri al minuto [rpm].
 - Funzionamento:
 - Ad ogni istante “Slow_dt” viene letto l’ingresso.
 - Se la differenza tra l’ingresso (velocità di rotazione calcolata dal blocco “Supervisor”) e l’uscita al passo “Slow_dt” precedente è inferiore al valore massimo e superiore al valore minimo consentito, l’output è aggiornato come:

$$\text{Out} = \text{In};$$

Un’eccezione è rappresentata dalla condizione di spunto del compressore, in cui la variazione di velocità consentita supera il valore massimo in condizioni di marcia.

- Se la differenza tra l’ingresso e l’uscita al passo

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

“Slow_dt” precedente è inferiore al valore minimo consentito, l’output è mantenuto costante.

- Se la differenza tra l’ingresso e l’uscita al passo “Slow_dt” precedente è superiore al valore massimo consentito, l’output è aggiornato come:

$$\text{Out} = \text{Out} + \text{Max_delta_speed} \cdot \text{sign}(\text{In} - \text{Out_old});$$

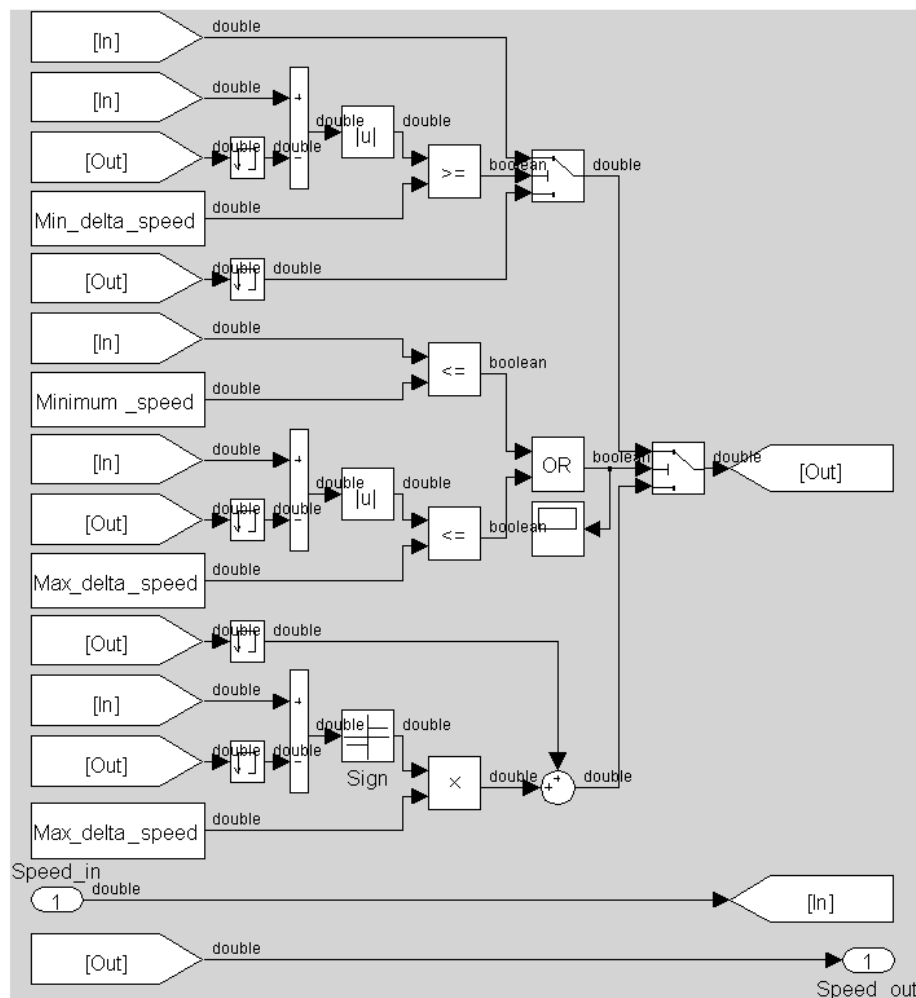


Figura 63: modello virtuale del blocco “Delta speed”

v. Taratura dei regolatori

La struttura dell’algoritmo PID risulta strettamente definita dalla fase di progetto dell’architettura del sistema. Le prestazioni del controllo sono però fortemente determinate dai parametri del regolatore.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

È possibile tramite un'analisi di sensitività fornire dei criteri generali per comprendere il significato dei singoli parametri nel determinare la prestazione finale (vedi anche Paragrafo 0):

- K_p : alti valori della costante proporzionale aumentano la rapidità della risposta, ma ne diminuiscono la stabilità, innescando oscillazioni.
- T_i : valori elevati della costante di tempo dell'azione integrale consentono di stabilizzare la risposta (riduzione delle sovraelongazioni), peggiorandone però la rapidità.
- T_d : la presenza dell'azione derivativa permette di migliorare le prestazioni dinamiche, pur mantenendo energiche le azioni proporzionale e integrale: consente perciò di conservare alti valori di K_p e bassi valori di T_i senza generare instabilità della risposta. Ciò richiede però cautela ed esperienza nel dimensionare correttamente la costante di tempo.

È possibile ricavare i valori dei parametri che più si adattano ad un dato sistema di controllo basandosi su tali considerazioni. Tuttavia una taratura manuale risulta onerosa e complessa: ogni tentativo richiede una prova sperimentale e, se le costanti di tempo in gioco sono elevate (come nel caso del sistema frigorifero), il processo può richiedere molto tempo. L'utilizzo di un modello dinamico rende però possibile sfruttare questa opzione in fase di affinamento dei parametri, in quanto elimina la necessità dei lunghi test sperimentali grazie all'utilizzo di rapidi tempi simulati.

Risulta quindi d'aiuto la possibilità di determinare i parametri sulla base della funzione di trasferimento stimata del processo da controllare. Le tecniche di taratura per i regolatori PID proposte negli ultimi cinquanta anni sono innumerevoli e ciascuna metodologia è stata ottenuta in base alla selezione di una certa famiglia di processi da controllare (del primo o secondo ordine, autoregolanti e non, con e senza ritardo) e alla specifica di un certo criterio di progetto (ovvero all'assegnazione di certi requisiti per il sistema in anello chiuso quali, ad esempio, l'inseguimento del set-point, la reiezione dei disturbi sul carico, la sensibilità al rumore di misura e alle variazioni parametriche del processo).

La taratura di un regolatore assume importanza primaria: si tratta di un compito delicato, dal momento che le specifiche da soddisfare sono spesso

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

contrastanti tra loro e bisogna tenere conto di diversi fattori, quali la presenza del rumore di misura, di disturbi esterni, di variazioni della dinamica del processo e di interazioni tra i singoli sistemi di controllo.

Una taratura efficace deve pertanto:

- Basarsi su una modellazione semplice del processo (primo o secondo ordine più ritardo): una riproduzione più accurata aumenterebbe inutilmente la complessità del sistema, in quanto l'ordine del regolatore rimane ridotto.
- Tenere conto delle diverse specifiche di controllo: le regole di taratura sono differenti per l'inseguimento del set-point e per la reiezione dei disturbi sul carico.
- Avere un chiaro significato fisico.

Nei metodi di taratura più diffusi si suppone che il modello del processo sia noto. In realtà spesso esso risulta da stimare attraverso tecniche di identificazione. Nel caso in esame si è scelto di ricavare la struttura analitica del processo attraverso il *metodo del relais*, una tecnica di stima in anello chiuso che evita di portare il sistema al limite della stabilità (a differenza dell'analogo *metodo di Ziegler-Nichols in anello chiuso*). Tale tecnica si rende indispensabile a fronte dell'incondizionata stabilità del sistema, che non può perciò presentare oscillazioni instabili causate da un guadagno elevato. L'esperimento necessario per valutare la risposta del processo viene svolto sul sistema virtuale ottenuto in precedenza.

Si procede disconnettendo sia il sottosistema freezer che quello frigorifero dai regolatori PID e connettendoli a controllori a due stati (relais): quando l'errore "e" è positivo, l'ingresso "u" del sistema (uscita del relais) scatta verso l'alto; quando invece è negativo, "u" scatta verso il basso.

Il valore di uscita inferiore rappresenta lo spegnimento del compressore e la chiusura del damper. Al valore superiore è assegnata la velocità di rotazione minima del compressore e l'apertura del damper.

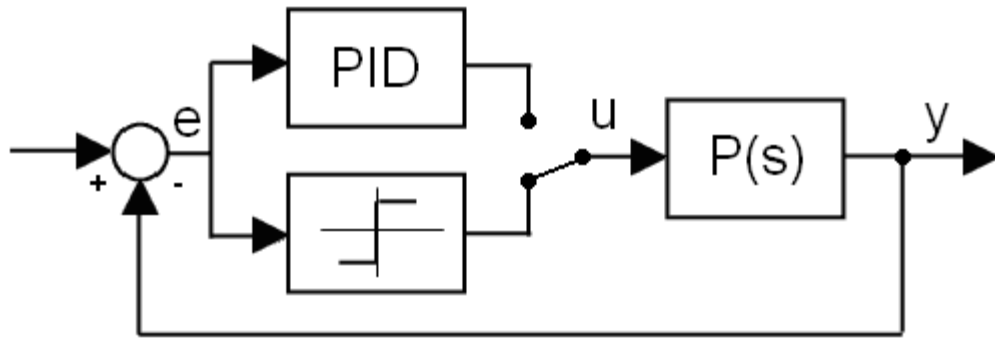


Figura 64: schema a blocchi del controllo a relais

L'esperimento si conduce impostando inizialmente l'uscita di entrambi i relais sul valore minimo. Si impone quindi la dinamica di ognuno dei due processi $P(s)$ da stimare, tramite un'oscillazione forzata sull'uscita. Si assume infine che tale oscillazione sia la stessa del sistema ai margini della stabilità.

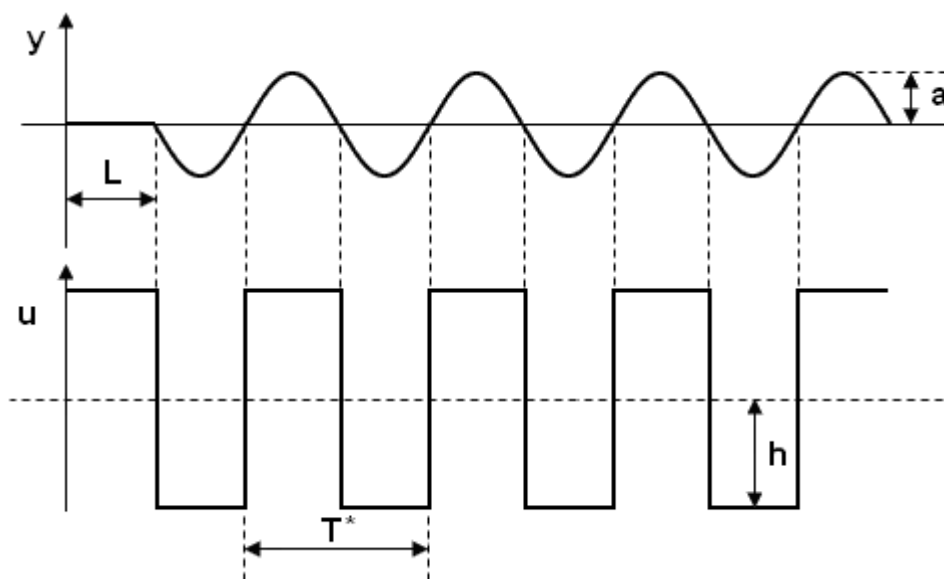


Figura 65: ingressi e uscite del sistema controllato con relais

Utilizzando il metodo del relais, il sistema è forzato a presentare un andamento oscillatorio intorno al valore di regime: non risulterebbe perciò appropriato stimare un modello approssimato lineare, mentre risulta sensato adottarne uno del secondo ordine con poli complessi coniugati, nella forma:

$$P(s) = \frac{K\omega^2}{s^2 + 2\xi\omega s + \omega^2} e^{-sL}$$

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Ove:

- K: guadagno in continua.
- ω : pulsazione naturale.
- ξ : coefficiente di smorzamento.
- L: costante di tempo del ritardo o tempo morto.

Sfruttando la rappresentazione grafica di Figura 65, il guadagno e la pulsazione vengono calcolati come segue:

$$\begin{cases} K^* = \frac{4h}{\pi a} \\ \omega^* = \frac{2\pi}{T^*} \end{cases}$$

K^* e ω^* sono detti rispettivamente guadagno ultimo e pulsazione ultima, in quanto assunti pari a quelli tipici del sistema al limite di stabilità. Il ritardo L del processo, se presente, viene stimato come rappresentato in Figura 65.

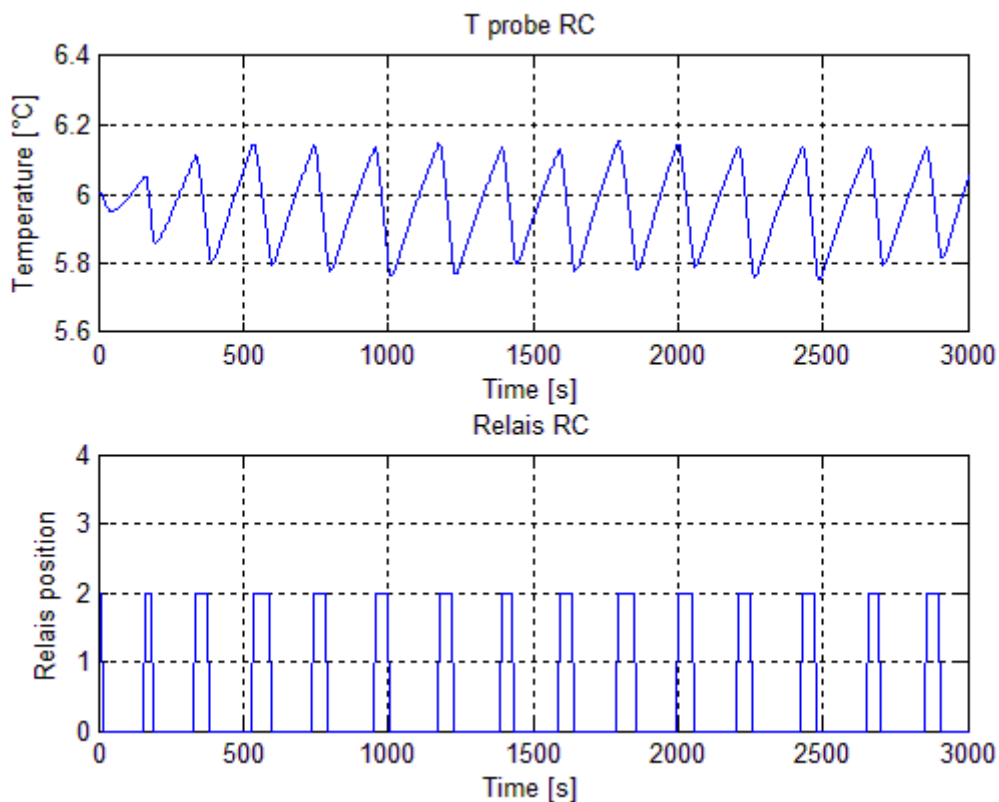


Figura 66: risposta del sistema frigorifero controllato con relais

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

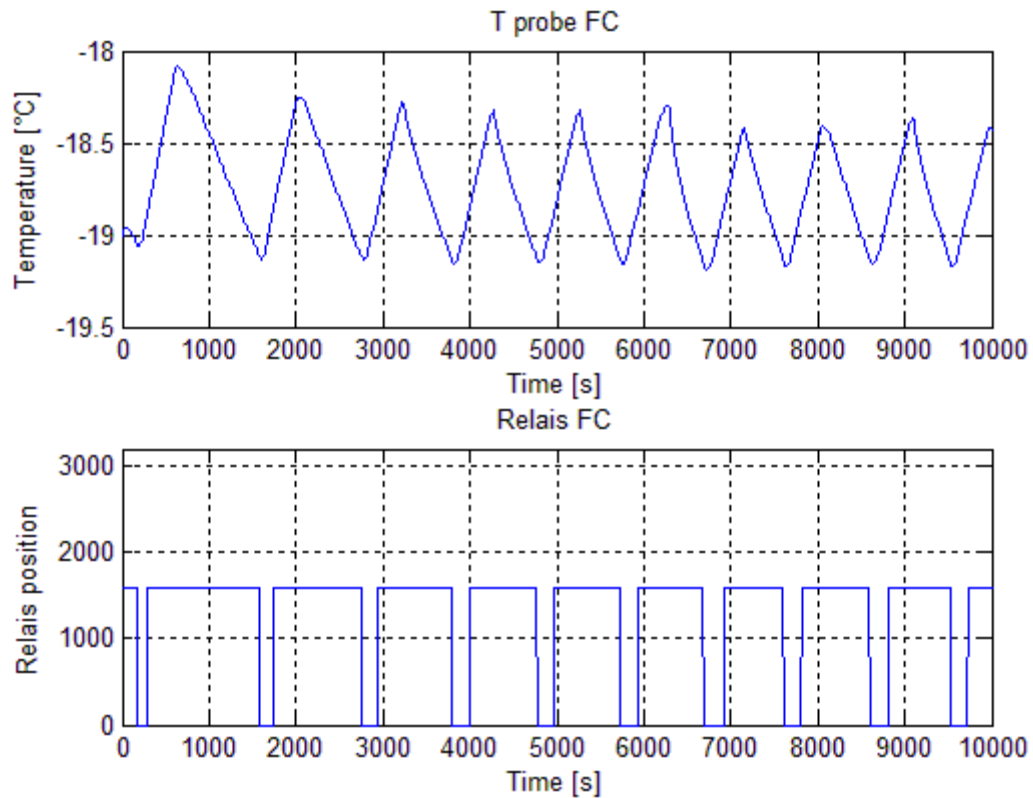


Figura 67: risposta del sistema freezer controllato con relais

Controllore	RC	FC
L [s]	9	45
a [°C]	0.2	0.8
h [rpm]	2	1600
T^* [s]	210	1000
k^* [rpm/°C]	13	2546
ω^* [rad/s]	0.03	0.006

Tabella 5: costanti dei sistemi per il calcolo dei parametri dei regolatori PID

Per il calcolo dei parametri caratteristici del regolatore, è ora possibile rifarsi al metodo di Ziegler-Nichols in anello chiuso. Esso si basa su regole empiriche proposte intorno al 1942 dai due tecnici da cui presero il nome. Attraverso numerosi esperimenti su anelli comprendenti PID interagenti, realizzati in tecnologia pneumatica, Ziegler e Nichols estrapresero formule utili alla taratura di tali regolatori. I parametri calcolati con questo metodo forniscono buoni risultati nella reiezione dei disturbi sul carico, con un rapporto di decadimento tipico delle oscillazioni pari a 0.25.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Controllore	K_p	T_i	T_d
P	$0.5K^*$	--	--
PI	$0.4K^*$	$0.8T^*$	--
PID	$0.6K^*$	$0.5T^*$	$0.125T^*$

Controllore	K_p		T_i		T_d	
	RC	FC	RC	FC	RC	FC
P	6.5	1273	--	--	--	--
PI	5.2	1018	168	800	--	--
PID	7.8	1528	105	500	26.25	125

Tabella 6: parametri del controllore con metodo di Ziegler-Nichols *close-loop*

Si nota come in presenza di controllore PI risulti necessario ridurre l'azione proporzionale rispetto al caso P per evitare *overshoot*, a causa dell'effetto integrale; l'introduzione dell'azione derivativa rende invece possibile aumentare sia l'effetto proporzionale che quello integrale, in quanto il derivatore funge da smorzatore. Come indicato in precedenza, la scelta del progettista è ricaduta su un controllo di tipo PID.

La tecnica del relais, abbinata al metodo di Ziegler-Nichols, consente di ottenere buone approssimazioni della dinamica del processo, senza portare il sistema virtuale in condizioni di elevata oscillazione (situazione lontana dal punto di taratura e perciò potenzialmente non ben riprodotta dal modello). Esistono metodi di assegnamento dei parametri più avanzati rispetto a quello di Ziegler-Nichols, che consentono di differenziare la scelta dei valori più appropriati per ridurre l'effetto dei disturbi di carico o per ottimizzare l'inseguimento del set-point (metodi di Astrom, di Chien-Hrones-Reswick, di Cohen-Coon, metodo $k-\tau$ e di ottimizzazione non convessa). Tuttavia la scelta progettuale è stata quella di affinare manualmente la taratura ottenuta col metodo del relais, sfruttando i vantaggi offerti dall'approccio tramite modello virtuale.

Le prestazioni finali dell'algoritmo di controllo ottenute nelle condizioni di verifica sono riportate nel Paragrafo 4.1, calcolate al termine di una prova di consumo normativa (i valori numerici dei parametri del regolatore non sono riportati in tabella, in quanto materiale confidenziale di Whirlpool Europe).

In particolare, l'azione derivativa è stata resa più blanda rispetto al valore calcolato durante il processo automatico, privilegiando l'effetto del controllo integrale,

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

le cui costanti hanno assunto un aspetto preponderante. Tale scelta è giustificata dalle lente dinamiche dei processi considerati, che renderebbero dannoso un regolatore aggressivo e più veloce del sistema fisico da controllare, il quale non riuscirebbe a attuare le azioni di controllo eccedenti la propria banda passante.

La variazione principale rispetto ai valori forniti dal metodo di Ziegler-Nichols ha interessato proprio le costanti di tempo integrale di entrambi i regolatori: il loro aumento ha permesso di ridurre le sovraelongazioni innescate dall'azione di sbrinamento. Limitatamente allo scomparto congelatore, il recupero di temperatura ottenuto al termine del periodo di espunzione dei valori (4 ore o il 20% della durata del ciclo operativo, vedi Paragrafo 2.3) si traduce in una temperatura normativa dichiarabile inferiore, con vantaggi nel calcolo per interpolazione del consumo energetico.

La riduzione dell'azione proporzionale, in particolare per il regolatore preposto al controllo del freezer, rende il sistema meno propenso a continue variazioni di velocità di rotazione, ed in generale consente di ottenere consumi inferiori. Anche il regolatore dello scomparto frigorifero, normalmente recessivo nella priorità di comando del compressore rispetto al precedente, in condizioni di carico termico elevato può pilotare direttamente la velocità del compressore: per tale ragione si attua una attenta riduzione anche del relativo guadagno proporzionale.

4. VALUTAZIONE DELLE PRESTAZIONI

4.1. ANDAMENTO DELLE USCITE

Si definisce come obiettivo minimo richiesto al controllo in frequenza il raggiungimento di un consumo normativo di 1200 Wh/24h. Tale valore consente di rientrare nei limiti definiti per la classe energetica A+ con sufficiente margine (il valore massimo richiesto per la certificazione dell'elettrodomestico esaminato è pari a 1210 Wh/24h); esso viene tuttavia garantito anche dal controllo semplificato *drop-in*, come documentano i test sperimentali di seguito riportati. All'atto pratico si impone perciò la necessità di oltrepassare le specifiche fissate dalla richiesta sovraenunciata, che non rappresenterebbero un incentivo sufficiente per l'implementazione dell'algoritmo.

I risultati ottenuti in simulazione dal sistema sviluppato sono stati confrontati con quelli di pre-esistenti test sperimentali, svolti rispettivamente con compressore on-off (a giri fissi) EGYS90 abbinato a controllo a isteresi e con compressore VCC VEGZ8H abbinato a controllo *drop-in* (la velocità minima è imposta a 2000 rpm).

In linea di principio risulta consigliabile effettuare confronti, ove possibile, tra soli valori simulati in anello chiuso, evitando di rapportare questi ultimi ai risultati sperimentali, affetti da una variabilità di condizioni non riproducibile in ambiente virtuale. La modalità di prova ideale prevede perciò la taratura di un unico modello elettronico, su cui vengano progressivamente implementati i differenti algoritmi di controllo oggetto di confronto, a parità di componenti del sistema.

Tuttavia non appare giustificato riprodurre sul modello virtuale, tarato con compressore VCC, le prestazioni del controllo a isteresi abbinato ad un compressore a giri fissi. Tale considerazione è suffragata dal fatto che il modello utilizzato non risulta robusto alla sostituzione del compressore, operazione che comporterebbe la variazione del *cooling gain* e quindi una nuova calibrazione, annullando di fatto la validità del confronto. La soluzione adottata è pertanto consistita nel processare elettronicamente tramite Simulink™ e Matlab™ i dati sperimentali di temperatura ottenuti con compressore on-off, generando i segnali binari degli attuatori compatibili con l'effetto prodotto e forzando il modello a considerare un compressore VCC a giri bloccati. Tale astrazione dalle condizioni sperimentali reali viene applicata al fine di utilizzare, per il calcolo delle prestazioni energetiche, la medesima struttura di

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

modello dei dati simulati con controllo in frequenza, rendendo così possibile un confronto nel merito dell'architettura del controllore.

Per quanto riguarda l'opzione *drop-in* non è stato possibile riprodurre l'azione di controllo in ambiente Simulink™, in quanto la sua struttura non è resa nota dal produttore e l'identificazione sperimentale tramite ingegneria inversa, vista la relativa complessità del sistema e delle leggi utilizzate, non risulterebbe sufficientemente accurata. Anche in tal caso gli andamenti sperimentali delle sole temperature ottenuti nel corso di una prova normativa sono stati processati in ambiente Simulink™, ricostruendo un comportamento degli attuatori compatibile con l'effetto ottenuto e ottenendo output in termini di consumo e temperature medie confrontabili con i risultati simulati con controllo in frequenza.

	Hysteresis Controlled (On-off)	Drop-in Controlled (VCC)	Target Value
Energy consumption [Wh/24h]	1473 ⁽¹⁾	1194 ⁽²⁾	1200 ⁽³⁾

Tabella 7: dati sperimentali di test di consumo a 25°C non processati

⁽¹⁾ Dato ricavato da test sperimentali condotti sul medesimo campione utilizzato per la taratura del modello.

⁽²⁾ Dato ricavato da un test sperimentali condotti su un campione affine a quello utilizzato per la taratura del modello, caratterizzato da consumi medi rilevati di circa 100 Wh/24h inferiori.

⁽³⁾ Obiettivo minimo dell'ottimizzazione.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Side by Side 6th Sense FC&RC Hysteresis Controlled	
	Real test
Hot set-point	
Ambient temperature [°C]	+25
Set-point [°C]	+6 / -18
RC temperature [°C]	5.8620
FC temperature [°C]	-15.1300
Energy consumption [Wh/24h]	1339.44
Compressor insertion	44.02%
Damper insertion	20.07%
Synchro level	66.42%
Cold set-point	
Ambient temperature [°C]	+25
Set-point [°C]	+4 / -21
RC temperature [°C]	3.5153
FC temperature [°C]	-18.4600
Energy consumption [Wh/24h]	1544.60
Compressor insertion	53.93%
Damper insertion	21.69%
Synchro level	78.37%
Interpolation	
Ambient temperature [°C]	+25
Set-point [°C]	+5 / -18
Energy consumption at + 5°C [Wh/24h]	1414.80
Energy consumption at -18°C [Wh/24h]	1516.26
Energy consumption [Wh/24h]	1465.53
Delta energy consumption from target value	+22.13%

Tabella 8: dati sperimentali processati con controllo a isteresi

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Side by Side 6th Sense FC&RC Drop-in Controlled	
	Real test
Hot set-point	
Ambient temperature [°C]	+25
Set-point [°C]	+6 / -18
RC temperature [°C]	6.6282
FC temperature [°C]	-15.2100
Energy consumption [Wh/24h]	1076.52
Compressor insertion	48.30%
Damper insertion	16.22%
Synchro level	84.59%
Cold set-point	
Ambient temperature [°C]	+25
Set-point [°C]	+4 / -21
RC temperature [°C]	4.2789
FC temperature [°C]	-18.7900
Energy consumption [Wh/24h]	1242.55
Compressor insertion	59.04%
Damper insertion	17.39%
Synchro level	100.00%
Interpolation	
Ambient temperature [°C]	+25
Set-point [°C]	+5 / -18
Energy consumption at + 5°C [Wh/24h]	1191.59
Energy consumption at -18°C [Wh/24h]	1205.91
Energy consumption [Wh/24h]	1198.75
Delta energy consumption from target value	-0.10%
Delta energy consumption from hysteresis	-18.20%

Tabella 9: dati sperimentali processati con controllo drop-in

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Side by Side 6th Sense FC&RC PID Controlled Model	
	Simulation
Hot set-point	
Ambient temperature [°C]	+25
Set-point [°C]	+6 / -19
RC temperature [°C]	5.7545
FC temperature [°C]	-15.2910
Energy consumption [Wh/24h]	1029.27
Compressor insertion	57.31%
Damper insertion	20.80%
Synchro level	97.11%
Cold set-point	
Ambient temperature [°C]	+25
Set-point [°C]	+4 / -22
RC temperature [°C]	3.7305
FC temperature [°C]	-18.1269
Energy consumption [Wh/24h]	1209.48
Compressor insertion	70.07%
Damper insertion	24.67%
Synchro level	98.34%
Interpolation	
Ambient temperature [°C]	+25
Set-point [°C]	+5 / -18
Energy consumption at + 5°C [Wh/24h]	1096.45
Energy consumption at -18°C [Wh/24h]	1201.42
Energy consumption [Wh/24h]	1148.93
Delta energy consumption from target value	-4.26%
Delta energy consumption from hysteresis	-21.60%

Tabella 10: risultati delle simulazioni con controllo in frequenza

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Il modello virtuale fornisce una rappresentazione grafica delle uscite e delle variabili di stato più rilevanti: in Figura 68, Figura 69 e Figura 70 sono riportati gli andamenti sperimentali di temperatura ottenuti a settaggi analoghi con controllo a isteresi (la rappresentazione è integrata, ove il segnale sperimentale non è stato rilevato, dall'output di un modello in anello aperto appositamente tarato), con l'opzione *drop-in* e con l'architettura PID progettata.

Le analogie tra le forme d'onda generate dal controllo a isteresi e dal controllo *drop-in* sono evidenti. La diversa dinamica in fase di risalita delle temperature presente tra il secondo grafico di Figura 68 ed il corrispondente di Figura 69 è da imputarsi all'utilizzo di due diversi campioni in fase di test, mentre per quanto riguarda l'influenza del controllo si notano ampiezze molto simili in entrambi i casi ed estremi di ciclatura paragonabili. Anche le temperature di evaporatore e condensatore si mantengono nel medesimo range, con comportamenti dinamici analoghi. Tale similitudine si spiega con l'utilizzo dello stesso regolatore di anello esterno, incluso nel termostato elettronico a doppio stato, i cui segnali di pilotaggio dipendono in entrambi i casi dalle soglie di un ciclo a isteresi. La differenza introdotta dal controllo *drop-in* consiste nella riduzione del tempo necessario al raggiungimento di tali valori di soglia, grazie alla variazione della velocità di rotazione e della *cooling capacity* disponibile. Ciò introduce un cambiamento nelle frequenze del ciclo in quanto, agendo unicamente sul compressore, il controllo *drop-in* stabilizza e rallenta la dinamica del ramo freezer, con la conseguenza di rallentare la dinamica del ramo frigo ed effetto contrastante sull'inserzione degli attuatori: inferiore quella del damper rispetto al controllore ad isteresi puro, mentre il compressore a giri variabili presenta un tempo di attuazione maggiore. L'effetto sul ramo frigo del controllo *drop-in*, direttamente agente sul solo compressore, si spiega con l'elevato fattore di accoppiamento presente fra i due cicli dovuto al ricircolo dei flussi d'aria tra gli scomparti. La sincronizzazione delle due dinamiche, tuttavia, si mantiene casuale, benché elevata nelle condizioni di prova analizzate (caratterizzate dall'assenza di disturbi esterni, come inserimento di alimenti caldi o apertura delle porte, che introdurrebbero ulteriori elementi di sfasamento).

Il funzionamento a velocità variabile con controllo *drop-in* sfrutta perciò un'unica tecnica per ridurre i consumi del compressore: il mantenimento di una velocità di rotazione ridotta per un tempo elevato, limitando l'aggravio di energia richiesta allo spunto.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

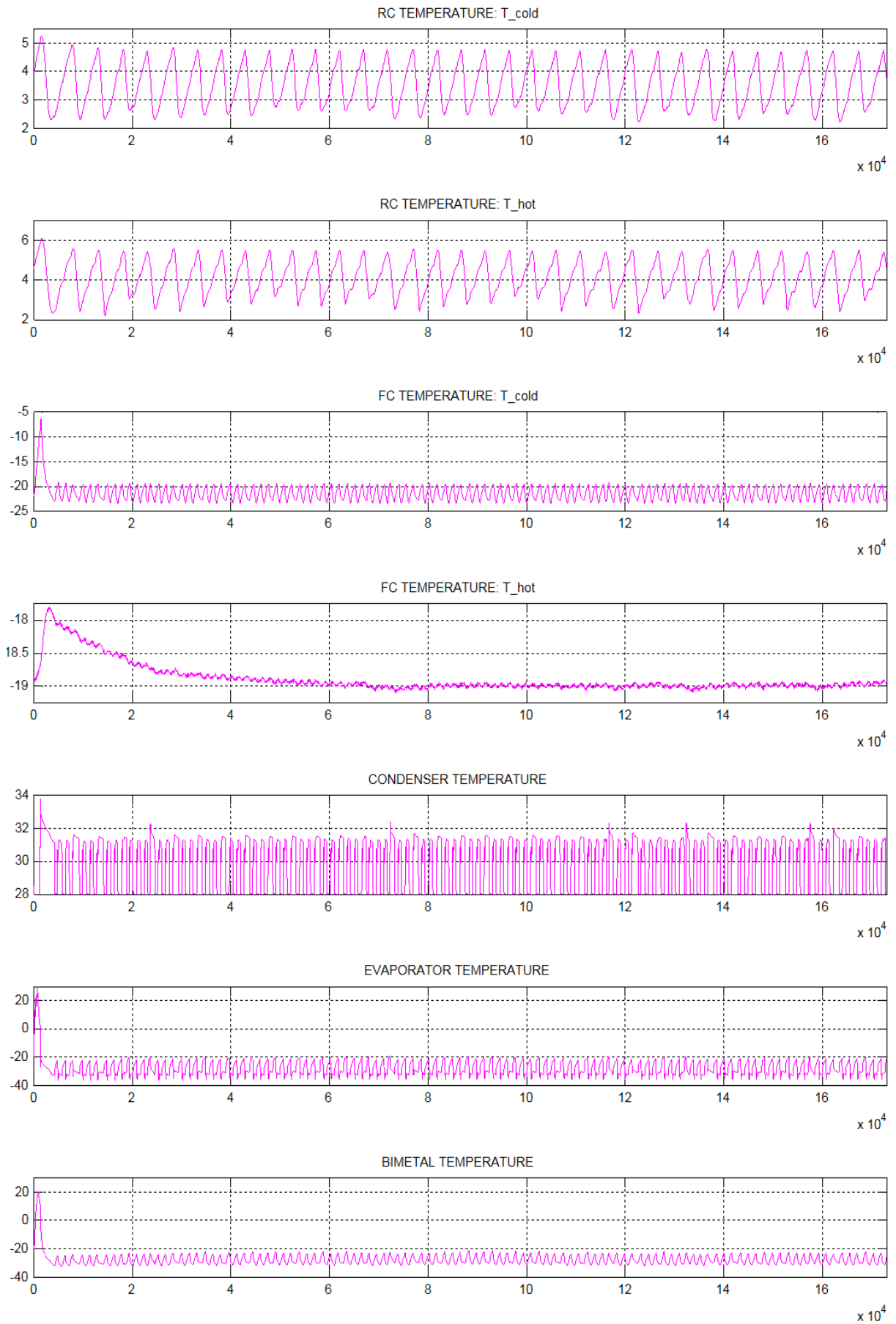


Figura 68: forma d'onda delle uscite con controllo a isteresi

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

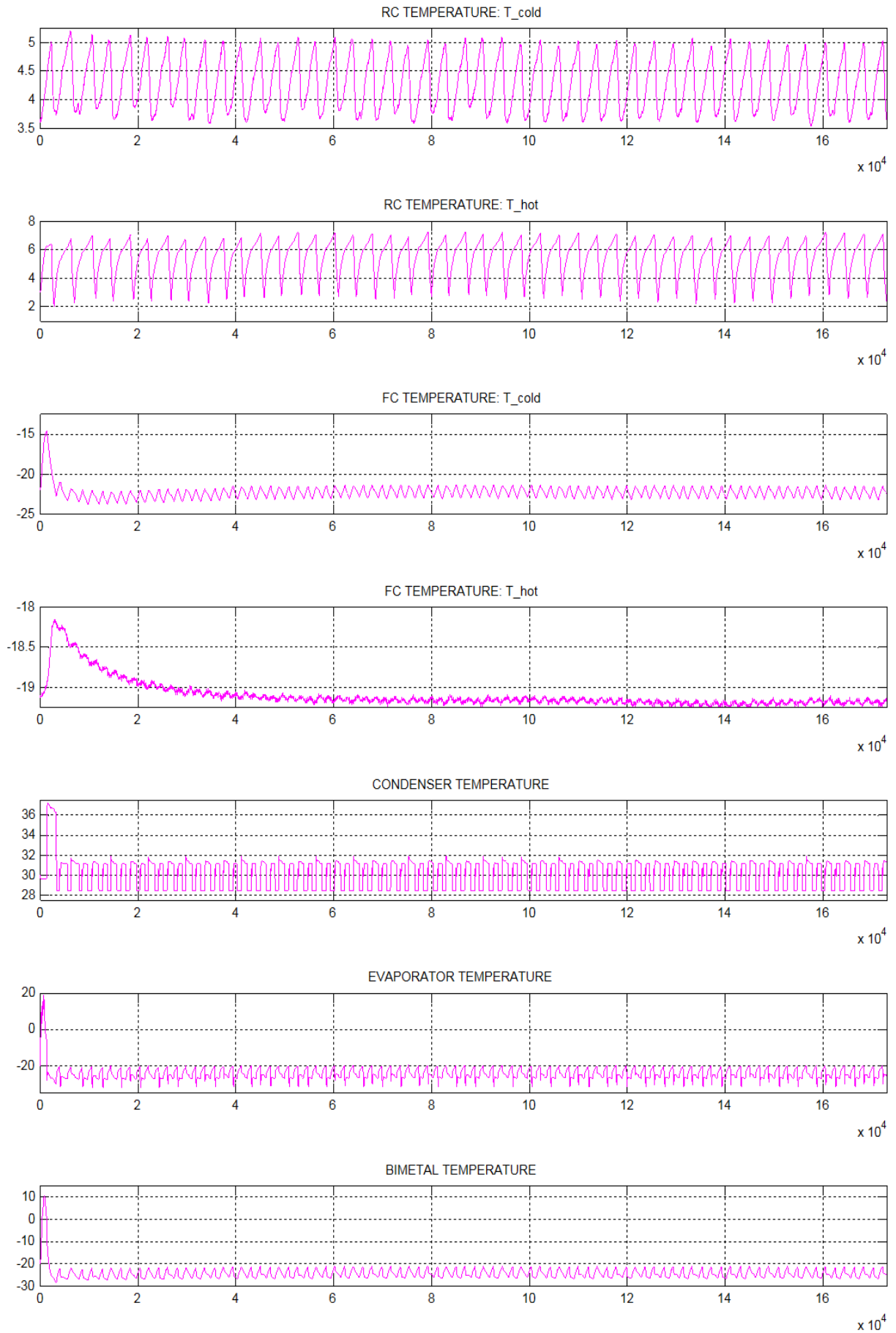


Figura 69: forma d'onda delle uscite con controllo *drop-in*

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

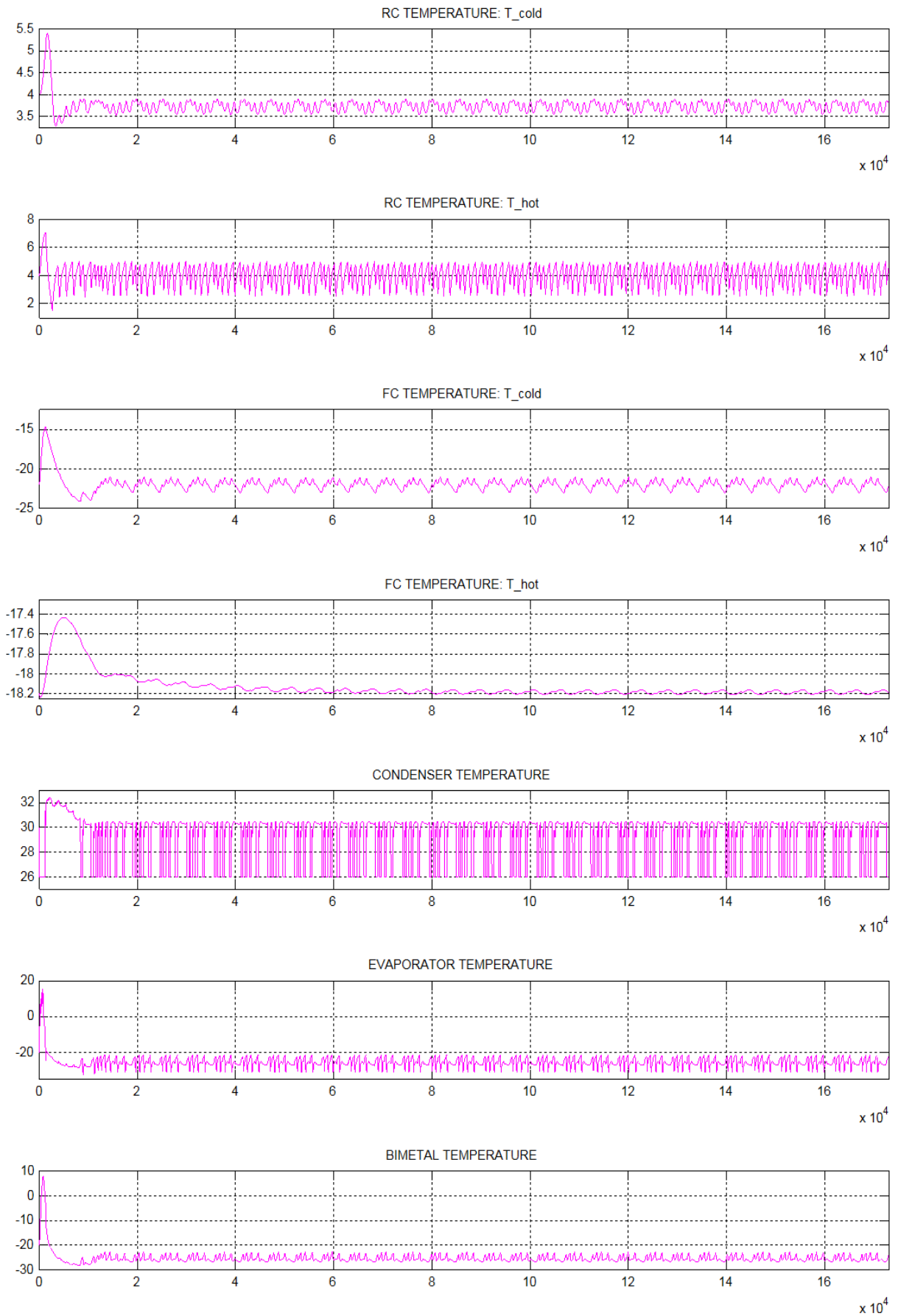


Figura 70: forma d'onda delle uscite con controllo in frequenza (punto freddo)

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

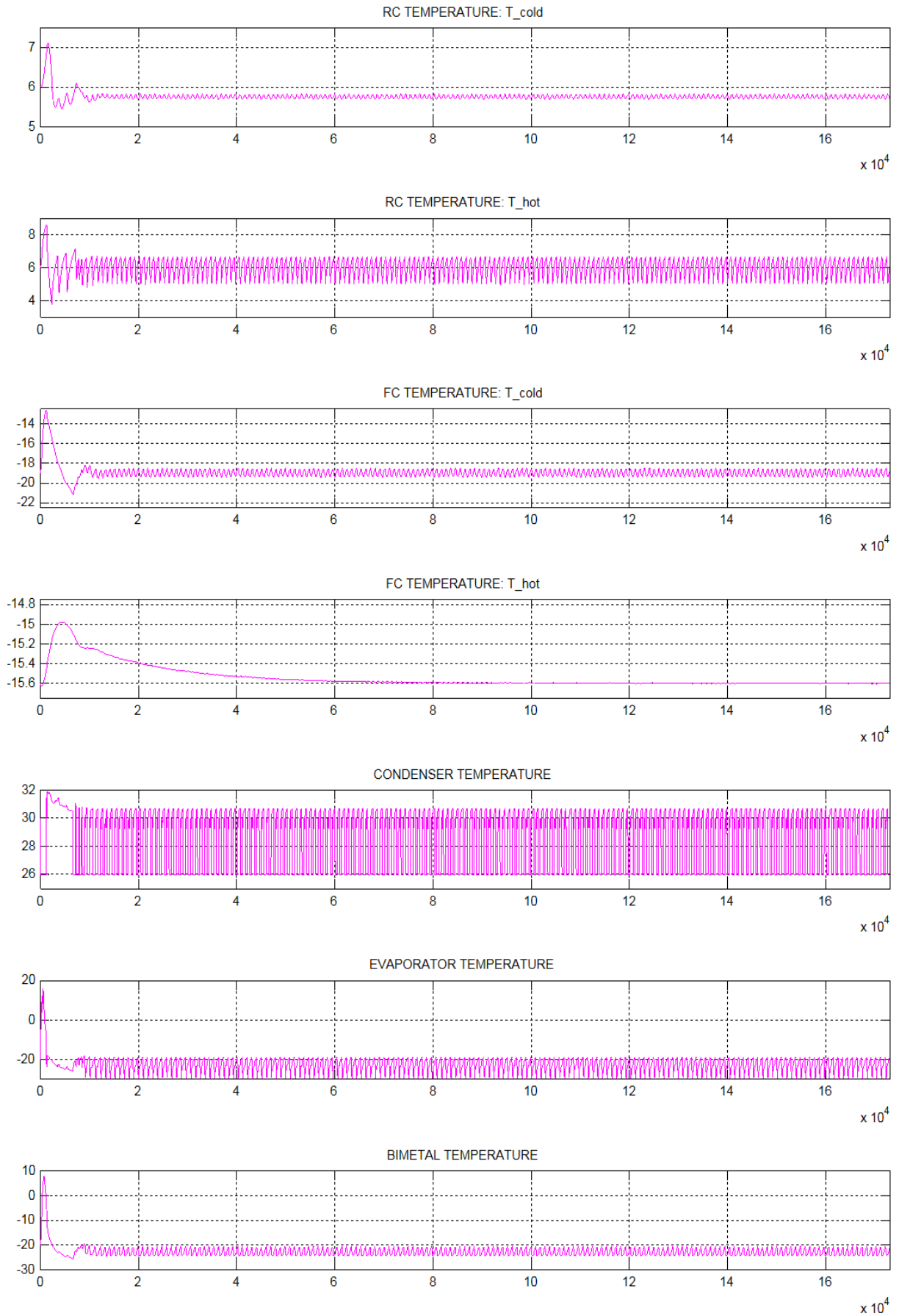


Figura 71: forma d'onda delle uscite con controllo in frequenza (punto caldo)

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Su principi differenti rispetto al controllo *drop-in* si basa la logica implementata dall'algoritmo di controllo in frequenza. Come visibile nei grafici rappresentati di seguito, calcolati alla velocità di rotazione di 1600 rpm, la *cooling capacity* fornita da un compressore cresce con la temperatura di evaporazione del fluido frigorifero (Figura 72), mentre la potenza richiesta risulta inferiore per basse temperature di condensazione (Figura 73). Definito il COP (*Coefficient Of Performance*) come il rapporto tra questi due valori, si può verificare che il compressore garantisce un'efficienza più elevata quando la differenza tra le due temperature caratteristiche del ciclo è ridotta (Figura 74): tale condizione si verifica proprio allo spunto, quando però il consumo di potenza in valore assoluto è più elevato, a causa degli attriti di primo distacco. La formulazione analitica di tale fenomeno è stata formalizzata nel Paragrafo ii.

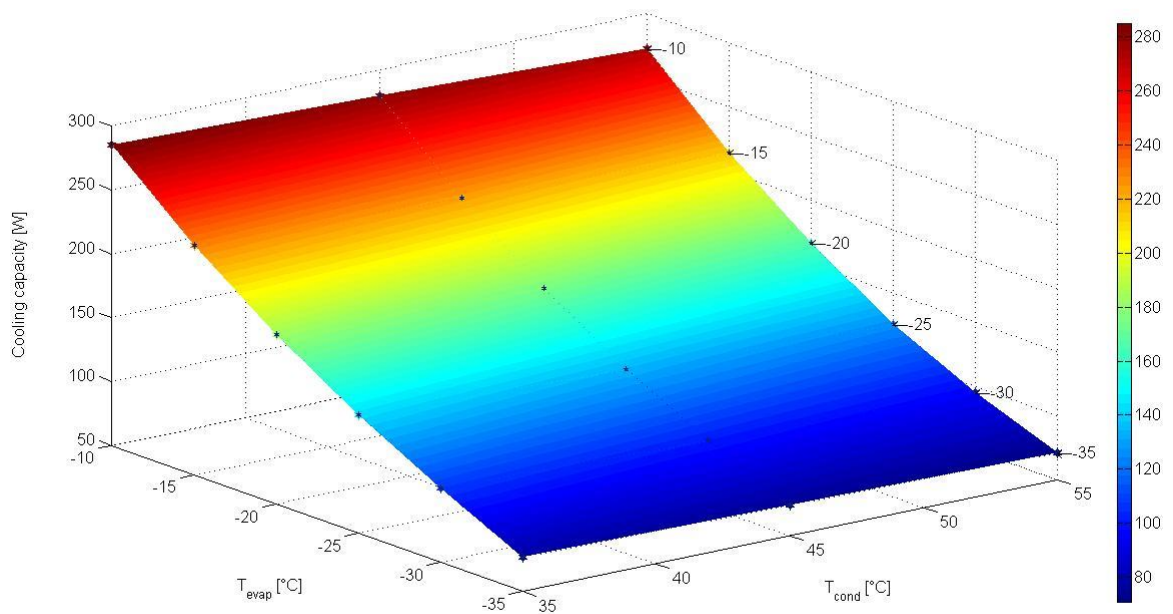


Figura 72: superficie di livello della *cooling capacity* del compressore VEGZ8H

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

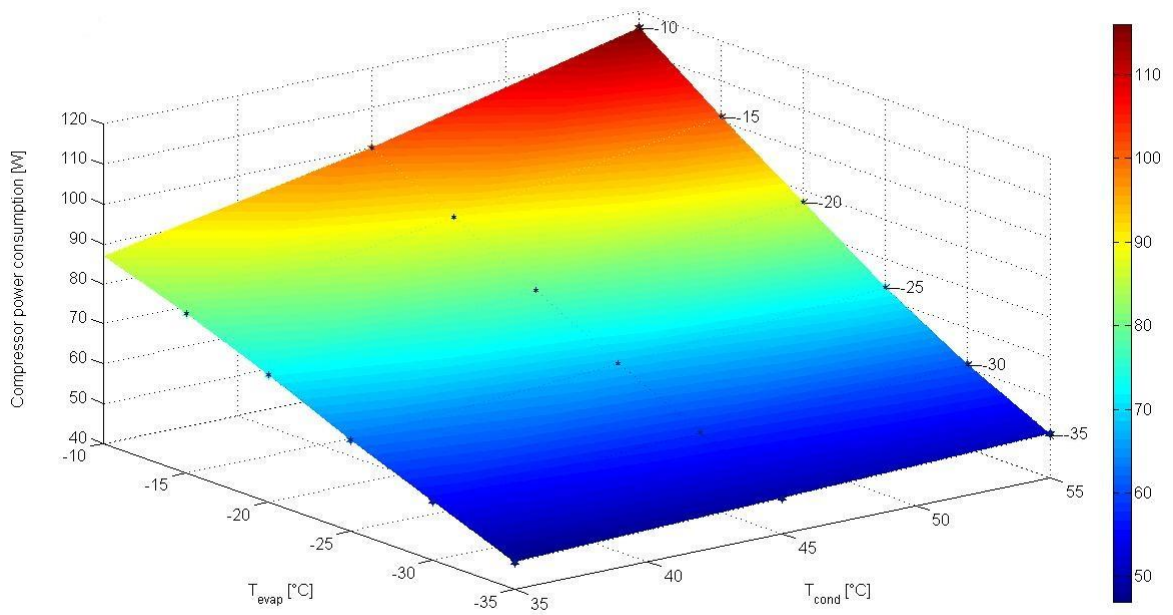


Figura 73: superficie di livello della potenza del compressore VEGZ8H

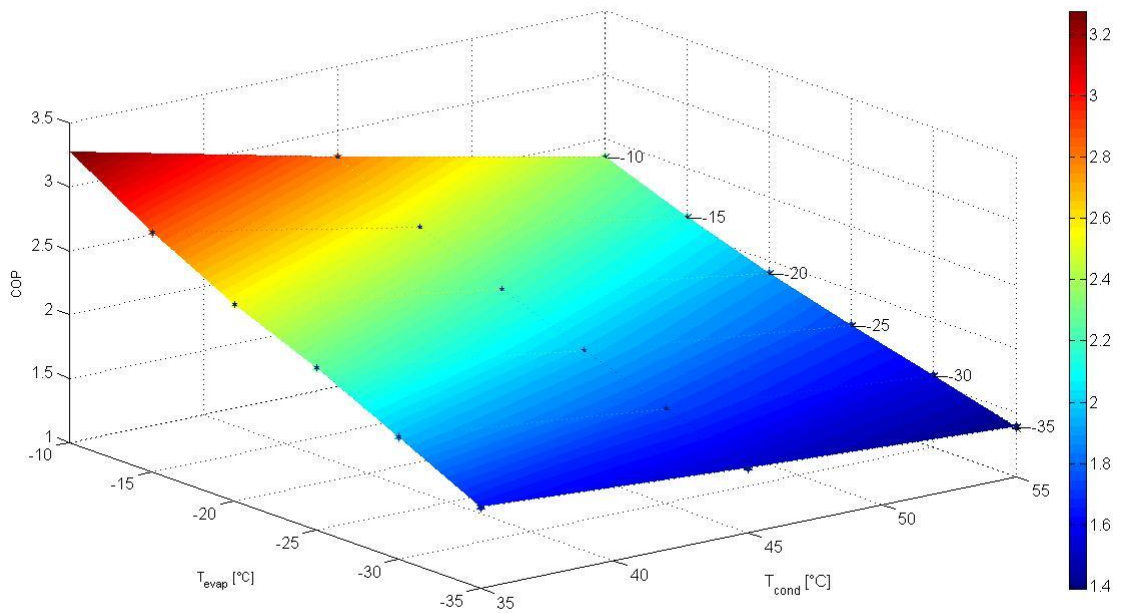


Figura 74: superficie di livello del COP del compressore VEGZ8H

In termini assoluti, sulla tipologia di prodotto esaminata risulta prevalente l'impatto benefico di aumento di efficienza: la dinamica di controllo che tiene maggiormente in considerazione questo effetto prevede perciò una serie di accensioni brevi e frequenti, che permettano al compressore di lavorare nella sua

zona di prestazioni ottimali. I limiti imposti a questo approccio sono di tipo normativo e meccanico: nel primo caso, è regolamentato il numero massimo di cicli orari, fissato pari a quattro. Nel secondo caso è necessario considerare che, durante lo spegnimento del compressore, si ha un riequilibrio delle pressioni del circuito: qualora il tempo intercorso prima di una nuova accensione non fosse sufficiente, al suo avviamento il pistone attuato da un motore sincrono (con ridotta coppia di spunto) si ritroverebbe nella condizione di non riuscire a vincere la contropressione agente su di esso, con possibilità di danneggiamenti strutturali. Si è imposto perciò un tempo minimo di spegnimento di 6 minuti, ricavato sperimentalmente con adeguato margine di sicurezza.

Altra caratteristica saliente del controllo sviluppato è quella della gestione separata di damper e compressore: ciò rende possibile ottenere elevati livelli di sincronizzazione tra i due attuatori, limitando il tempo di accensione della ventola dell'evaporatore. La sincronizzazione si mantiene elevata anche all'aumentare delle richieste di raffreddamento, dal momento che le due frequenze di ciclatura non risultano casuali, ma legate tra di loro dalla funzione di *dual setting* (il suo effetto è particolarmente visibile nell'andamento delle temperature nelle cabine in Figura 70).

Uno dei maggiori benefici, dal punto di vista della corretta conservazione degli alimenti, riguarda la drastica riduzione della varianza delle temperature nello scomparto frigo: a parità di valore medio del segnale, centrato sul settaggio dell'utente, il controllo in frequenza garantisce una stabilità termica molto più elevata, a tutto vantaggio della freschezza degli alimenti freschi ivi conservati, limitando gli effetti di congelamento e disidratazione localizzati.

4.2. CORREZIONI PER ERRORI DI MODELLO

La creazione di un modello dinamico comporta la presenza di un errore di taratura, somma dell'errore residuo in anello aperto e di quello introdotto dal controllo. Nel caso in esame, l'errore di taratura (ricavato al termine dell'interpolazione normativa a $+5/-18^{\circ}\text{C}$) è inferiore allo 0.5% e pertanto trascurabile.

Il prodotto su cui sono state effettuate le prove di consumo a 25°C utilizzate per la taratura presenta però un consumo superiore alla media, dovuto ad una dispersione termica accentuata attraverso la guarnizione, come verificato nel corso

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

dei test di *baseline* successivamente effettuati su quattro campioni analoghi. Tale differenza va tenuta in considerazione nel confronto tra i consumi forniti del modello (tarati sull'apparecchio a consumo elevato) e quelli ottenuti nel corso delle prove di *drop-in* (effettuate con gli apparecchi a consumo inferiore). La differenza di consumo energetico è di oltre 100 Wh/24h.

Nel corso delle prove di consumo a 25°C utilizzate per la taratura è inoltre emersa una temperatura del pacco più caldo nel freezer sensibilmente superiore alla temperatura della sonda freezer, in confronto ad analoghe prove di consumo effettuate in precedenza su differenti prodotti. La differenza tra la media di queste due serie di dati è di circa 3.5°C, rispetto ai circa 2°C ottenuti nel corso di tutti gli altri test. Tale comportamento può essere dovuto ad una cattiva circolazione dell'aria nello scomparto freezer, oppure a residui problemi di tenuta delle guarnizioni (verificatisi nel corso dei test precedenti sull'apparecchio in esame, e non del tutto risolti nemmeno a seguito della sostituzione di entrambe le porte). Un'elaborazione a posteriori dei dati ottenuti consente di stimare in circa 30 Wh/24h l'aumento dei consumi interpolati a seguito di tale problema.

Le considerazioni precedentemente effettuate, per quanto basate su approssimazioni di dati reali, portano a stimare un consumo interpolato fornito dal modello superiore alla media cui sono riferiti i test di *baseline* e da quelli di *drop-in* di circa 130 Wh/24h.

Una stima delle prestazioni reali del sistema garantite dal controllo progettato fornisce perciò un consumo interpolato inferiore ai 1050 Wh/24h, a seguito della correzione sul valore fornito dalle simulazioni di 1148 Wh/24h.

	Hysteresis Controlled (On-off)	Drop-in Controlled (VCC)	Frequency controlled (VCC)
Energy consumption [Wh/24h]	1365 ⁽⁴⁾	1198	1050 ⁽⁵⁾

Tabella 11: dati confronto risultati di consumo

Il risparmio energetico in termini di consumi giornalieri garantito dal controllo *drop-in* rispetto al compressore a giri fissi è pari al 12%.

⁽⁴⁾ Valore corretto in base alla stima effettuata.

⁽⁵⁾ Valore corretto in base alla stima effettuata.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Il controllo in frequenza progettato al termine della presente attività di Tesi fornirebbe invece un risparmio di consumi stimato del 23% rispetto al compressore a giri fissi, con un miglioramento del 12% nei confronti del controllo *drop-in*.

Una valutazione delle opportunità di utilizzo del miglioramento di prestazioni ottenuto, sotto l'aspetto delle possibili opportunità commerciali, comprende una valutazione delle condizioni del mercato e dei costi di produzione. A tal proposito, si considerano i seguenti limiti per la definizione della classe energetica sulla tipologia di elettrodomestico esaminata:

Energetic Class (1-1-2009)	Maximum Consumption Admitted
A	1470 Wh/24h
A+	1210 Wh/24h
A++	860 Wh/24h

Tabella 12: limiti delle classi energetiche

I consumi stimati non consentono di rientrare nei limiti imposti per la classe A++, volgendo la ricerca di opportunità al mantenimento di consumi allineati ai limiti di classe A+, con margini di riduzione di costo in settori differenti, quali la scelta di attuatori meno performanti o di componenti di isolamento di livello prestazionale inferiore, con conseguente risparmio nel costo di materie prime e componentistica.

In attesa dell'esito dei riscontri sperimentali, l'analisi compiuta consente di stabilire la legge di controllo ottimale, tarandone i parametri con elevata precisione, nonché di effettuare confronti fra differenti regolatori (a parità di compressore utilizzato), valutandone l'incremento differenziale di prestazioni.

4.3. EFFETTO DELLE SINGOLE FUNZIONALITÀ

Si effettua un'analisi di sensitività dei parametri del controllore, confrontando l'impatto percentuale delle singole funzionalità aggiuntive rispetto ad un controllo PI semplice, nonché di alcune loro combinazioni. Tale analisi vuole prevenire eventuali limiti nati dall'implementazione firmware dell'algoritmo, indicando il peso sul risultato finale delle singole componenti del controllo e indirizzando le semplificazioni eventualmente necessarie.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

	1 - PI	2 - PID	3 - PI Standard ISA	4 - PID Standard ISA
Hot set-point				
Ambient temperature [°C]	+25	+25	+25	+25
Set-point [°C]	+6 / -20	+6 / -20	+6 / -19	+6 / -19
RC temperature [°C]	5.7542	5.7542	5.7552	5.7551
FC temperature [°C]	-15.9069	-15.9123	-15.1324	-15.1325
Energy consumption [Wh/24h]	1107.70	1107.82	1059.97	1055.28
Compressor insertion	60.80%	60.82%	57.60%	57.53%
Damper insertion	21.86%	21.95%	23.37%	23.42%
Synchro level	62.57%	60.39%	57.22%	54.10%
Cold set-point				
Ambient temperature [°C]	+25	+25	+25	+25
Set-point [°C]	+4 / -23	+4 / -23	+4 / -22	+4 / -22
RC temperature [°C]	3.7313	3.7294	3.7306	3.7309
FC temperature [°C]	-18.7623	-18.7458	-18.0076	-18.0067
Energy consumption [Wh/24h]	1304.58	1302.88	1240.26	1237.34
Compressor insertion	73.46%	73.45%	69.49%	69.44%
Damper insertion	25.53%	25.42%	26.74%	26.84%
Synchro level	71.86%	71.28%	69.39%	67.88%
Interpolation				
Ambient temperature [°C]	+25	+25	+25	+25
Set-point [°C]	+5 / -18	+5 / -18	+5 / -18	+5 / -18
Energy consumption at + 5°C [Wh/24h]	1181.10	1180.48	1127.22	1123.19
Energy consumption at -18°C [Wh/24h]	1252.02	1251.54	1239.78	1236.96
Energy consumption [Wh/24h]	1216.56	1216.01	1183.50	1180.06
Delta from target value [Wh/24h]	+16.5612	+16.0074	-16.4981	-19.9447
Percentage delta from target value	+1.38%	+1.33%	-1.37%	-1.66%

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

	5 - PI with anti wind-up filter	6 - PI with inverse decoupl. MIMO system	7 - PI with double dual setting damper	8 - PI with different. on-off compr.
Hot set-point				
Ambient temperature [°C]	+25	+25	+25	+25
Set-point [°C]	+6 / -20	+6 / -20	+6 / -20	+6 / -20
RC temperature [°C]	5.7542	5.7556	5.7522	5.7553
FC temperature [°C]	-15.5377	-15.5572	-15.5552	-15.7035
Energy consumption [Wh/24h]	1110.06	1124.75	1129.80	1104.00
Compressor insertion	60.45%	59.34%	61.60%	60.44%
Damper insertion	22.49%	22.14%	21.61%	22.33%
Synchro level	59.96%	58.94%	90.65%	61.99%
Cold set-point				
Ambient temperature [°C]	+25	+25	+25	+25
Set-point [°C]	+4 / -23	+4 / -23	+4 / -23	+4 / -23
RC temperature [°C]	3.7293	3.7302	3.7322	3.7309
FC temperature [°C]	-18.0588	-18.0380	-18.0576	-18.0818
Energy consumption [Wh/24h]	1310.41	1297.47	1347.09	1302.34
Compressor insertion	72.95%	70.86%	74.47%	73.43%
Damper insertion	25.96%	24.80%	25.84%	25.80%
Synchro level	69.13%	75.48%	93.53%	71.14%
Interpolation				
Ambient temperature [°C]	+25	+25	+25	+25
Set-point [°C]	+5 / -18	+5 / -18	+5 / -18	+5 / -18
Energy consumption at + 5°C [Wh/24h]	1184.68	1189.16	1210.71	1178.00
Energy consumption at -18°C [Wh/24h]	1305.74	1294.82	1342.09	1295.52
Energy consumption [Wh/24h]	1245.21	1242.00	1276.40	1236.76
Delta from target value [Wh/24h]	+45.2101	+42.0048	+76.4010	+36.7593
Percentage delta from target value	+3.77%	+3.50%	+6.37%	+3.06%

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

	4 + 6	4 + 7	4 + 8
Hot set-point			
Ambient temperature [°C]	+25	+25	+25
Set-point [°C]	+6 / -19	+6 / -19	+6 / -19
RC temperature [°C]	5.7559	5.7548	5.7570
FC temperature [°C]	-15.0760	-15.1506	-15.3032
Energy consumption [Wh/24h]	1078.31	1088.11	1054.37
Compressor insertion	56.45%	58.94%	57.15%
Damper insertion	22.86%	22.52%	23.37%
Synchro level	60.01%	97.28%	56.83%
Cold set-point			
Ambient temperature [°C]	+25	+25	+25
Set-point [°C]	+4 / -22	+4 / -22	+4 / -22
RC temperature [°C]	3.7301	3.7310	3.7306
FC temperature [°C]	-18.0002	-18.0128	-18.0666
Energy consumption [Wh/24h]	1236.88	1286.78	1233.88
Compressor insertion	67.55%	71.69%	69.87%
Damper insertion	25.50%	26.51%	26.49%
Synchro level	76.30%	98.45%	72.16%
Interpolation			
Ambient temperature [°C]	+25	+25	+25
Set-point [°C]	+5 / -18	+5 / -18	+5 / -18
Energy consumption at + 5°C [Wh/24h]	1137.48	1162.21	1121.43
Energy consumption at -18°C [Wh/24h]	1236.87	1285.89	1229.55
Energy consumption [Wh/24h]	1187.17	1224.05	1175.49
Delta from target value [Wh/24h]	-12.8263	+24.0489	-24.5085
Percentage delta from target value	-1.07%	+2.00%	-2.04%

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

	4 + 7 + 8	4 + 6 + 8	Complete control
Hot set-point			
Ambient temperature [°C]	+25	+25	+25
Set-point [°C]	+6 / -19	+6 / -19	+6 / -19
RC temperature [°C]	5.7553	5.7539	5.7545
FC temperature [°C]	-15.3144	-15.2546	-15.2910
Energy consumption [Wh/24h]	1086.58	1073.56	1029.27
Compressor insertion	58.78%	56.93%	57.31%
Damper insertion	22.62%	22.65%	20.80%
Synchro level	98.14%	61.39%	97.11%
Cold set-point			
Ambient temperature [°C]	+25	+25	+25
Set-point [°C]	+4 / -22	+4 / -22	+4 / -22
RC temperature [°C]	3.7293	3.7307	3.7305
FC temperature [°C]	-18.0550	-18.1234	-18.1269
Energy consumption [Wh/24h]	1275.27	1228.25	1209.48
Compressor insertion	71.85%	69.11%	70.07%
Damper insertion	26.34%	25.51%	24.67%
Synchro level	99.16%	78.56%	98.34%
Interpolation			
Ambient temperature [°C]	<u>+25</u>	<u>+25</u>	<u>+25</u>
Set-point [°C]	<u>+5 / -18</u>	<u>+5 / -18</u>	<u>+5 / -18</u>
Energy consumption at + 5°C [Wh/24h]	<u>1156.92</u>	<u>1131.20</u>	<u>1096.45</u>
Energy consumption at -18°C [Wh/24h]	<u>1271.48</u>	<u>1221.60</u>	<u>1201.41</u>
Energy consumption [Wh/24h]	1214.20	1176.40	1148.93
Delta from target value [Wh/24h]	+14.2038	-23.6011	-51.0679
Percentage delta from target value	+1.18%	-1.97%	-4.26%

Tabella 13: effetto delle componenti del controllo

Si può notare come risultati scarsamente influente l'azione derivativa, con benefici estremamente contenuti (a fronte della maggiore capacità di calcolo richiesta). Essa è stata implementata in una versione molto blanda, con un tempo derivativo ridotto: un suo utilizzo più intenso apporterebbe invece effetti negativi, con aumento dei tempi di risposta al disturbo di carico e crescita dei consumi.

Risulta invece efficace l'azione di peso sul set-point (PID standard ISA), che introduce vantaggi in termini di risposta allo scalino sul disturbo di carico.

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

L'azione del filtro anti *wind-up* non è visibile nel corso delle prove di consumo effettuate, in quanto gli attuatori non entrano mai in condizione di saturazione. Il suo utilizzo risulta però consigliato, per prevenire lunghi tempi di risposta del sistema sottoposto a sollecitazioni più critiche di quelle analizzate.

Il fatto che l'azione positiva delle funzioni avanzate 6, 7 e 8 sia evidente solo quando esse agiscono contemporaneamente indica l'elevato livello di dipendenza esistente tra i vari parametri dell'anello di controllo e sottolinea l'importanza di una loro taratura molto accurata e simultanea.

Si suggerisce una ulteriore campagna di prove virtuali con metodologia statistica Six Sigma, volta a valutare nel dettaglio l'interazione tra i singoli parametri oggetto di indagine.

4.4. VELOCITÀ MINIMA DI ROTAZIONE

La velocità di rotazione minima che garantisce il minor consumo di energia (all'interno del range di valori analizzati, compresi tra 1600 rpm e 2500 rpm) è pari a 1600 rpm, coincidente con la velocità minima realizzabile per mantenere una corretta lubrificazione del compressore.

Si ricorda che la modifica della velocità minima di rotazione comporta la sostituzione dell'hardware della scheda di controllo, realizzato su specifica richiesta dal produttore.

4.5. EFFETTO DEL SETTAGGIO NELLA DICHIARAZIONE DEI CONSUMI

Si è svolta un'analisi simulata di sensitività per valutare l'influenza del settaggio sulla dichiarazione dei consumi normativi interpolati.

Nei grafici seguenti sono riportati in rosso i possibili punti caldi consentiti dall'interpolazione normativa, in blu i possibili punti freddi. Scopo dell'analisi è la scelta dell'accoppiamento che garantisca la dichiarazione del dato di consumo minore possibile (rappresentato nel grafico dall'intersezione della congiungente le coppie di punti con la linea rossa).

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

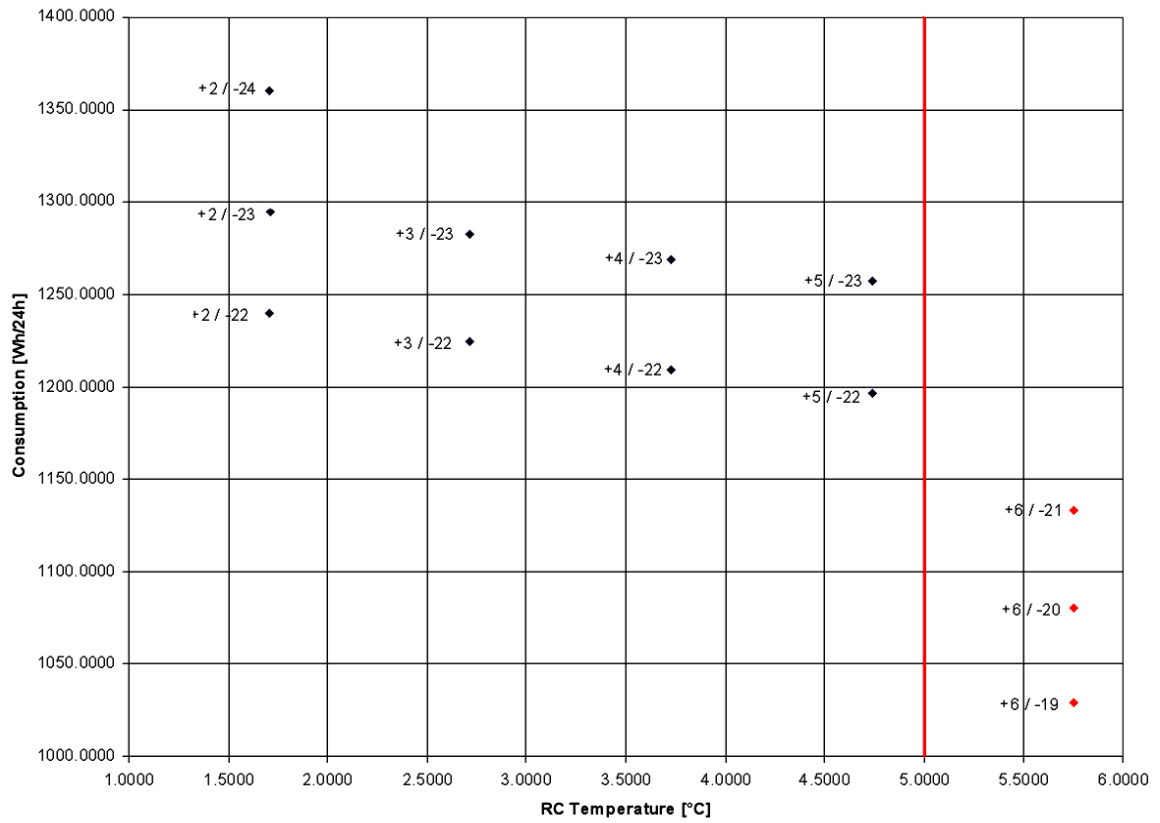


Figura 75: consumi interpolati scomparto frigorifero

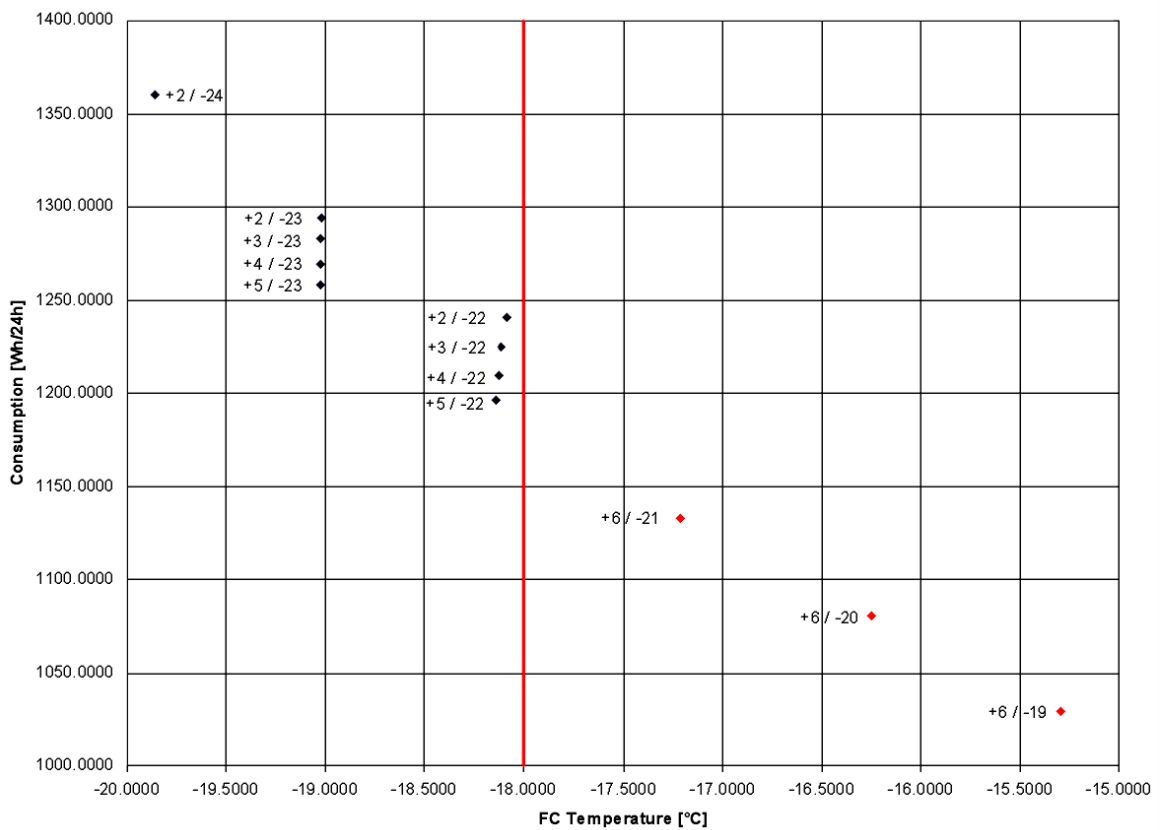


Figura 76: consumi interpolati scomparto freezer

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

Max delta consumption [Wh/24h]	59.26
Max percentage delta consumption	4.94%

Tabella 14: effetto delle settaggio sulla dichiarazione dei consumi

I consumi interpolati di entità inferiore sono ricavabili utilizzando le due seguenti coppie di valori:

- +6/-19 (punto caldo), +3/-22 (punto freddo) → 1147.3994 Wh/24h
- +6/-19 (punto caldo), +4/-22 (punto freddo) → 1148.9235 Wh/24h

La differenza dovuta ai vari *set-point* risulta evidente, con una variazione di consumi dichiarabili prossima al 5%.

L'andamento delle temperature rispetto ai consumi nel range normativo risulta pressoché lineare con il variare del *set-point* (si considerino le rette a temperatura del freezer costante nel primo grafico, quelle a temperatura del frigo costante nel secondo).

La scelta dell'accoppiamento tra punto caldo e punto freddo, effettuata nel rispetto dei vincoli normativi, introduce però elementi che deviano la curva di consumo interpolata dalla sua rappresentazione del primo ordine e che possono modificarne l'andamento, fino a renderlo meglio approssimato da una funzione del secondo ordine.

L'interpolazione lineare imposta dalla normativa manifesta in tal caso dei limiti di calcolo, che possono essere utilizzati a vantaggio del produttore nel caso in cui venga scelta la coppia di valori che garantisce il risultato più favorevole.

4.6. VALIDAZIONE SPERIMENTALE DEI RISULTATI

I riscontri sperimentali necessari per validare il valore assoluto dei risultati ottenuti risultavano pianificati e ancora prossimi allo svolgimento al momento del termine dell'attività di progetto.

È possibile effettuare un'analisi unicamente su base relativa, affermando che l'algoritmo progettato risulta il migliore possibile tra quelli analizzati e realizzabili con la medesima architettura semplificata del sistema di controllo. La validazione della stima del valore assoluto di consumo necessita invece di un'attenta campagna

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi


sperimentale a sostegno, che prenda in considerazione ulteriori sviluppi nella modellazione del sistema controllato e eventuali aggiornamenti all'architettura del software.

5. PROPOSTE DI SVILUPPO

- L'ottimizzazione del sistema di controllo è stata effettuata mirando a identificare l'architettura più performante nella minimizzazione indiretta del consumo energetico, effettuandone una successiva taratura per massimizzarne le prestazioni. Un'alternativa praticabile, in particolar modo in presenza di eventuali limiti tecnologici nell'implementazione dell'algoritmo sull'hardware a disposizione, sarebbe quella di utilizzare un'architettura semplificata (per l'effetto di ogni singola funzionalità confronta il Paragrafo 4.3), previa ricalibrazione dei parametri. È allo studio la possibilità di utilizzare un semplice controllore PI, caratterizzato però da un'identificazione molto raffinata dei valori delle costanti, a tutto vantaggio della semplicità realizzativa del controllo ma a scapito della robustezza della taratura.
- A seguito della validazione sperimentale dell'algoritmo progettato, si consiglia una nuova ed accurata taratura del modello, realizzata tramite una campagna di test che preveda la sostituzione progressiva del compressore e del controllo (da controllo a isteresi con compressore on-off a controllo *drop-in* con compressore VCC, fino a controllo PID con compressore VCC) su una serie di frigoriferi identici, che mantengano la medesima configurazione di carico, e la realizzazione di successive prove di consumo a 25°C. Anche in questo caso si suggerisce l'applicazione di una metodologia di pianificazione degli esperimenti secondo l'approccio *Design of Experiment* di derivazione Six Sigma.

6. APPENDICE A

6.1. DATI TECNICI COMPRESSORE ON-OFF EMBRACO EGYS90

		COMPRESSOR TECHNICAL DATA	
COMPRESSOR DEFINITION			
Designation	EG YS90HLP		
Nominal Voltage/Frequency	220-240 V 50 Hz		
Engineering Number	513701014		
A - APPLICATION / LIMIT WORKING CONDITIONS			
1 Type	Hermetic reciprocating compressor		
2 Refrigerant	R-134a		
3 Nominal voltage and frequency	220-240 / 50	[V / Hz]	
4 Application type	Low Back Pressure		
4.1 Evaporating temperature range	-35°C to -10°C	(-31°F to 14°F)	
5 Motor type	RSIR		
6 Starting torque	LST - Low Starting Torque		
7 Expansion device	Capillary tube		
8 Compressor cooling	Operating voltage range		
		50 Hz	60 Hz
8.1 LBP (32°C Ambient temperature)	Static	198 to 255 V	-
8.2 LBP (43°C Ambient temperature)	Static	198 to 255 V	-
8.3 HBP (32°C Ambient temperature)	-	-	-
8.4 HBP (43°C Ambient temperature)	-	-	-
9 Maximum condensing pressures/temperature			
9.1 Operating (gauge)	16.2	[kgf/cm ²] (230 psig)	/ °C - °F
9.2 Peak (gauge)	20.6	[kgf/cm ²] (293 psig)	/ °C - °F
10 Maximum winding temperature	130	[°C]	
B - MECHANICAL DATA			
1 Commercial designation	1/4+	[hp]	
2 Displacement	7.15	[cm ³] (0.436 cu.in)	
2.1 Bore	22.500		
2.2 Stroke	9.000		
3 Lubricant charge	280	[ml] (9.47 fl.oz.)	
3.1 Lubricants approved			
3.2 Lubricants type/viscosity	ESTER / ISO10		
4 Weight(with oil charge)	10.97	[kg] (24.18 lb.)	
5 Nitrogen charge	0.2 to 0.3	[kgf/cm ²] (2.84 to 4.27 psig)	
C - ELECTRICAL DATA			
1 Nominal Voltage/Frequency/Number of Phases	220-240 V 50 Hz 1 ~ (Single phase)		
2 Starting device type	PTC		
2.1 Starting device			
3 Start capacitor	-	[µF(VAC minimum)]	
4 Run capacitor	-	[µF(VAC minimum)]	
5 Motor protection (external)	AD58FYX		
6 Start winding resistance	20.94	[Ω at 25°C (77°F)] +/- 8%	
7 Run winding resistance	12.03	[Ω at 25°C (77°F)] +/- 8%	
8 LRA - Locked rotor amperage (50 Hz)	8.20	[A] - Measured according to UL 984	
9 FLA - Full load amperage L/MBP (50 Hz)	1.40	[A] - Measured according to UL 984	
10 FLA - Full Load Amperage HBP (50 Hz)	1.60	[A] - Measured according to UL 984	
11 Approval boards certification	VDE		
UPDATE: 13NOV2006		513701014	

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi



COMPRESSOR TECHNICAL DATA

D - PERFORMANCE - CHECK POINT DATA

TEST CONDITIONS: @220V50Hz			ASHRAELBP32 Static		Evaporating temperature -23.3°C (-9.94°F) (Condensing temperature 54.4°C (129.92°F))			
Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%		
[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
770	194	226	135	0.92	4.38	5.70	1.44	1.67

E - PERFORMANCE - CURVES


TEST CONDITIONS: @220V50Hz			ASHRAE32 Static		(Condensing temperature 45°C (+113°F))				
Evaporating temperature	Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%		
°C (°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
-35 (-31)	405	102	119	89	0.62	2.29	4.51	1.14	1.32
-30 (-22)	572	144	167	106	0.73	3.24	5.35	1.35	1.57
-25 (-13)	758	191	222	125	0.85	4.30	6.10	1.54	1.79
-20 (- 4)	977	246	286	143	0.98	5.56	6.84	1.72	2.00
-15 (+ 5)	1245	314	365	162	1.10	7.10	7.66	1.93	2.24
-10 (+14)	1574	397	461	181	1.22	9.02	8.66	2.18	2.54

TEST CONDITIONS: @220V50Hz			ASHRAE32 Static		(Condensing temperature 55°C (+131°F))				
Evaporating temperature	Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%		
°C (°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
-35 (-31)	334	84	98	85	0.60	1.89	3.93	0.99	1.15
-30 (-22)	507	128	149	106	0.73	2.88	4.76	1.20	1.39
-25 (-13)	696	176	204	128	0.87	3.95	5.45	1.37	1.60
-20 (- 4)	915	231	268	151	1.02	5.21	6.08	1.53	1.78
-15 (+ 5)	1178	297	345	174	1.17	6.73	6.74	1.70	1.97
-10 (+14)	1500	378	439	198	1.32	8.59	7.53	1.90	2.21

TEST CONDITIONS: @220V50Hz			ASHRAE32 Static		(Condensing temperature 65°C (+149°F))				
Evaporating temperature	Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%		
°C (°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
-35 (-31)	256	64	75	76	0.54	1.45	3.36	0.85	0.98
-30 (-22)	432	109	127	101	0.69	2.45	4.21	1.06	1.23
-25 (-13)	620	156	182	127	0.86	3.52	4.87	1.23	1.43
-20 (- 4)	834	210	244	155	1.04	4.74	5.42	1.36	1.59
-15 (+ 5)	1088	274	319	183	1.23	6.21	5.95	1.50	1.74
-10 (+14)	1397	352	409	213	1.43	8.00	6.55	1.65	1.92

UPDATE: 13NOV2006


513701014

	COMPRESSOR TECHNICAL DATA
---	----------------------------------

F - EXTERNAL CHARACTERISTICS

1 Base plate	Universal EG/F		
2 Tray holder	Yes		
3 Connectors			
3.1 SUCTION	6.5 +0.12/-0.08	[mm]	(0.256" +0.005"/-0.003")
3.1.1 Material	Copper		
3.1.2 Shape	Straight		
3.2 DISCHARGE	4.94 +0.08/-0.08	[mm]	(0.194" +0.003"/-0.003")
3.2.1 Material	Copper		
3.2.2 Shape	Straight		
3.3 PROCESS	6.5 +0.12/-0.08	[mm]	(0.256" +0.005"/-0.003")
3.3.1 Material	Copper		
3.3.2 Shape	Straight		
3.4 Oil cooler (Copper)	No	[mm]	
3.5 Connector sealing	Rubber Plugs		

6.2. DATI TECNICI COMPRESSORE VCC EMBRACO VEGZ8H

		COMPRESSOR TECHNICAL DATA	
COMPRESSOR DEFINITION			
Designation	VEG Z8H		
Nominal Voltage/Frequency	230 V 53-150 Hz		
Engineering Number	513802001		
A - APPLICATION / LIMIT WORKING CONDITIONS			
1 Type	Hermetic reciprocating compressor		
2 Refrigerant	R-134a		
3 Nominal voltage and frequency	230 / 53-150	[V / Hz]	
4 Application type	Low Back Pressure		
4.1 Evaporating temperature range	-35°C to -10°C	(-31°F to 14°F)	
5 Motor type	BPM		
6 Starting torque	LST - Low Starting Torque		
7 Expansion device	Capillarytube		
8 Compressor cooling		Operating voltage range	
		50 Hz	60 Hz
8.1 LBP (32°C Ambient temperature)	Static	98 to 140 V	98 to 140 V
8.2 LBP (43°C Ambient temperature)	Static	98 to 140 V	98 to 140 V
8.3 HBP (32°C Ambient temperature)	-	-	-
8.4 HBP (43°C Ambient temperature)	-	-	-
9 Maximum condensing pressures/temperature			
9.1 Operating (gauge)	16.2	[kgf/cm ²] (230 psig)	/ °C - °F
9.2 Peak (gauge)	20.6	[kgf/cm ²] (293 psig)	/ °C - °F
10 Maximum winding temperature	130	[°C]	
B - MECHANICAL DATA			
1 Commercial designation	1/4	[hp]	
2 Displacement	7.95	[cm ³] (0.485 cu.in)	
2.1 Bore	22.500		
2.2 Stroke	10.000		
3 Lubricant charge	430	[ml] (14.54 fl.oz.)	
3.1 Lubricants approved			
3.2 Lubricants type/viscosity	ESTER / ISO10		
4 Weight(with oil charge)	10.93	[kg] (24.10 lb.)	
5 Nitrogen charge	0.2 to 0.3	[kgf/cm ²] (2.84 to 4.27 psig)	
C - ELETRICAL DATA			
1 Nominal Voltage/Frequency/Number of Phases	230 V 53-150 Hz 3 ~ (Three phase)		
2 Starting device type	Inverter		
2.1 Starting device			
3 Start capacitor	-	[µF(VAC minimum)]	
4 Run capacitor	-	[µF(VAC minimum)]	
5 Motor protection (external)	VCC31156XXXX		
6 Start winding resistance	6.40	[Ω at 25°C (77°F)] +/- 8%	
7 Run winding resistance	6.40	[Ω at 25°C (77°F)] +/- 8%	
8 LRA - Locked rotor amperage (50/60 Hz)	-	[A] - Measured according to UL 984	
9 FLA - Full load amperage L/MBP (50/60 Hz)	-	[A] - Measured according to UL 984	
10 FLA - Full Load Amperage HBP (50/60 Hz)	-	[A] - Measured according to UL 984	
11 Approval boards certification	CSA - UL		
UPDATE: 16JAN2008		513802001	

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi



COMPRESSOR TECHNICAL DATA

D - PERFORMANCE - CHECK POINT DATA

TEST CONDITIONS: @115V1600RPM			ASHRAELBP32 Static		Evaporating temperature -23.3°C (-9.94°F) (Condensing temperature 54.4°C (129.92°F))				
Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%			
[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]	
472	119	138	77	1.04	2.68	6.12	1.54	1.79	

TEST CONDITIONS: @115V2000RPM			ASHRAELBP32 Static		Evaporating temperature -23.3°C (-9.94°F) (Condensing temperature 54.4°C (129.92°F))				
Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%			
[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]	
579	146	170	93	1.26	3.29	6.23	1.57	1.83	

TEST CONDITIONS: @115V3000RPM			ASHRAELBP32 Static		Evaporating temperature -23.3°C (-9.94°F) (Condensing temperature 54.4°C (129.92°F))				
Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%			
[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]	
895	226	262	144	1.85	5.09	6.20	1.56	1.82	

TEST CONDITIONS: @115V4500RPM			ASHRAELBP32 Static		Evaporating temperature -23.3°C (-9.94°F) (Condensing temperature 54.4°C (129.92°F))				
Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%			
[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]	
1094	276	321	179	2.25	6.22	6.13	1.54	1.80	

E - PERFORMANCE - CURVES

TEST CONDITIONS: @115V1600RPM		ASHRAE32 Static					(Condensing temperature 35°C (+95°F))			
Evaporating temperature	Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%			
	°C	(°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]
-35	(-31)	264	67	77	47	0.62	1.49	5.63	1.42	1.65
-30	(-22)	368	93	108	55	0.71	2.09	6.69	1.68	1.96
-25	(-13)	487	123	143	63	0.82	2.77	7.70	1.94	2.26
-20	(- 4)	625	158	183	72	0.94	3.56	8.76	2.21	2.57
-15	(+ 5)	785	198	230	80	1.05	4.48	9.91	2.50	2.90
-10	(+14)	971	245	285	87	1.14	5.57	11.24	2.83	3.29

UPDATE: 16JAN2008

513802001

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi



COMPRESSOR TECHNICAL DATA

E - PERFORMANCE - CURVES

TEST CONDITIONS:		ASHRAE32			(Condensing temperature 45°C (+113°F))				
@115V1600RPM		Static							
Evaporating temperature	Cooling capacity			Power consumption	Current consumption	Gas flow rate	EFFICIENCY RATE		
	+/- 5%						+/- 7%		
°C (°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[WW]
-35 (-31)	251	63	74	49	0.67	1.42	5.16	1.30	1.51
-30 (-22)	345	87	101	58	0.79	1.96	5.97	1.50	1.75
-25 (-13)	459	116	134	68	0.94	2.60	6.73	1.70	1.97
-20 (- 4)	596	150	175	79	1.10	3.39	7.53	1.90	2.21
-15 (+ 5)	760	192	223	90	1.25	4.34	8.43	2.12	2.47
-10 (+14)	956	241	280	100	1.39	5.48	9.51	2.40	2.79

TEST CONDITIONS:		ASHRAE32			(Condensing temperature 55°C (+131°F))				
@115V1600RPM		Static							
Evaporating temperature	Cooling capacity			Power consumption	Current consumption	Gas flow rate	EFFICIENCY RATE		
	+/- 5%						+/- 7%		
°C (°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[WW]
-35 (-31)	244	61	71	51	0.70	1.38	4.82	1.21	1.41
-30 (-22)	325	82	95	61	0.86	1.84	5.39	1.36	1.58
-25 (-13)	431	109	126	73	1.03	2.45	5.93	1.49	1.74
-20 (- 4)	565	142	166	87	1.22	3.22	6.49	1.64	1.90
-15 (+ 5)	731	184	214	101	1.41	4.18	7.16	1.81	2.10
-10 (+14)	933	235	273	116	1.59	5.35	8.01	2.02	2.35

TEST CONDITIONS:		ASHRAE32			(Condensing temperature 35°C (+95°F))				
@115V2000RPM		Static							
Evaporating temperature	Cooling capacity			Power consumption	Current consumption	Gas flow rate	EFFICIENCY RATE		
	+/- 5%						+/- 7%		
°C (°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[WW]
-35 (-31)	342	86	100	58	0.78	1.94	5.91	1.49	1.73
-30 (-22)	445	112	130	65	0.86	2.52	6.78	1.71	1.99
-25 (-13)	579	146	170	75	0.97	3.29	7.73	1.95	2.26
-20 (- 4)	745	188	218	85	1.10	4.24	8.77	2.21	2.57
-15 (+ 5)	944	238	276	95	1.22	5.39	9.95	2.51	2.91
-10 (+14)	1175	296	344	105	1.34	6.73	11.28	2.84	3.31

TEST CONDITIONS:		ASHRAE32			(Condensing temperature 45°C (+113°F))				
@115V2000RPM		Static							
Evaporating temperature	Cooling capacity			Power consumption	Current consumption	Gas flow rate	EFFICIENCY RATE		
	+/- 5%						+/- 7%		
°C (°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[WW]
-35 (-31)	305	77	89	59	0.84	1.72	5.20	1.31	1.52
-30 (-22)	414	104	121	70	0.98	2.35	5.96	1.50	1.75
-25 (-13)	553	139	162	82	1.13	3.14	6.77	1.71	1.98
-20 (- 4)	721	182	211	94	1.30	4.11	7.65	1.93	2.24
-15 (+ 5)	921	232	270	107	1.46	5.26	8.63	2.18	2.53
-10 (+14)	1151	290	337	118	1.60	6.60	9.75	2.46	2.86

UPDATE: 16JAN2008

513802001

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi



COMPRESSOR TECHNICAL DATA

E - PERFORMANCE - CURVES

TEST CONDITIONS: @115V2000RPM		ASHRAE32 Static			(Condensing temperature 55°C (+131°F))					
Evaporating temperature	Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%			
	°C (°F)	[Btu/h]	[kcal/h]				[W]	[W]	[A]	[kg/h]
-35 (-31)	285	72	84	59	0.83	1.62	4.78	1.20	1.40	
-30 (-22)	396	100	116	73	1.03	2.24	5.39	1.36	1.58	
-25 (-13)	534	135	156	89	1.23	3.03	6.03	1.52	1.77	
-20 (- 4)	700	176	205	104	1.44	3.98	6.71	1.69	1.97	
-15 (+ 5)	894	225	262	120	1.63	5.10	7.47	1.88	2.19	
-10 (+14)	1118	282	328	134	1.79	6.40	8.34	2.10	2.44	

TEST CONDITIONS: @115V3000RPM		ASHRAE32 Static			(Condensing temperature 35°C (+95°F))					
Evaporating temperature	Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%			
	°C (°F)	[Btu/h]	[kcal/h]				[W]	[W]	[A]	[kg/h]
-35 (-31)	517	130	152	92	1.22	2.93	5.55	1.40	1.63	
-30 (-22)	641	162	188	103	1.35	3.63	6.32	1.59	1.85	
-25 (-13)	834	210	244	117	1.52	4.73	7.17	1.81	2.10	
-20 (- 4)	1086	274	318	133	1.70	6.18	8.16	2.06	2.39	
-15 (+ 5)	1386	349	406	148	1.87	7.91	9.33	2.35	2.73	
-10 (+14)	1724	435	505	161	2.01	9.88	10.72	2.70	3.14	

TEST CONDITIONS: @115V3000RPM		ASHRAE32 Static			(Condensing temperature 45°C (+113°F))					
Evaporating temperature	Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%			
	°C (°F)	[Btu/h]	[kcal/h]				[W]	[W]	[A]	[kg/h]
-35 (-31)	483	122	142	93	1.20	2.73	5.23	1.32	1.53	
-30 (-22)	651	164	191	110	1.43	3.69	5.95	1.50	1.74	
-25 (-13)	861	217	252	128	1.67	4.89	6.71	1.69	1.97	
-20 (- 4)	1103	278	323	145	1.88	6.28	7.56	1.91	2.22	
-15 (+ 5)	1367	344	401	160	2.06	7.80	8.55	2.15	2.50	
-10 (+14)	1642	414	481	170	2.19	9.41	9.71	2.45	2.84	

TEST CONDITIONS: @115V3000RPM		ASHRAE32 Static			(Condensing temperature 55°C (+131°F))					
Evaporating temperature	Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%			
	°C (°F)	[Btu/h]	[kcal/h]				[W]	[W]	[A]	[kg/h]
-35 (-31)	462	117	135	97	1.29	2.61	4.80	1.21	1.41	
-30 (-22)	641	162	188	118	1.57	3.64	5.42	1.37	1.59	
-25 (-13)	836	211	245	137	1.82	4.75	6.04	1.52	1.77	
-20 (- 4)	1036	261	304	154	2.03	5.90	6.70	1.69	1.96	
-15 (+ 5)	1231	310	361	166	2.16	7.03	7.44	1.88	2.18	
-10 (+14)	1411	356	413	171	2.22	8.08	8.32	2.10	2.44	

UPDATE: 16JAN2008

513802001

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi



COMPRESSOR TECHNICAL DATA

E - PERFORMANCE - CURVES


TEST CONDITIONS: @115V4500RPM		ASHRAE32 Static			(Condensing temperature 35°C (+95°F))					
Evaporating temperature	Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%			
	°C (°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
-35 (-31)	740	187	217	144	1.86	4.19	5.13	1.29	1.50	
-30 (-22)	1032	260	302	169	2.13	5.85	6.08	1.53	1.78	
-25 (-13)	1268	320	372	180	2.24	7.20	7.08	1.78	2.07	
-20 (- 4)	1471	371	431	182	2.25	8.37	8.12	2.05	2.38	
-15 (+ 5)	1662	419	487	179	2.22	9.49	9.25	2.33	2.71	
-10 (+14)	1864	470	546	176	2.19	10.68	10.48	2.64	3.07	

TEST CONDITIONS: @115V4500RPM		ASHRAE32 Static			(Condensing temperature 45°C (+113°F))					
Evaporating temperature	Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%			
	°C (°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
-35 (-31)	653	165	191	141	1.80	3.69	4.64	1.17	1.36	
-30 (-22)	955	241	280	170	2.16	5.41	5.58	1.41	1.63	
-25 (-13)	1185	299	347	182	2.33	6.73	6.52	1.64	1.91	
-20 (- 4)	1365	344	400	184	2.36	7.77	7.49	1.89	2.20	
-15 (+ 5)	1516	382	444	178	2.31	8.66	8.53	2.15	2.50	
-10 (+14)	1663	419	487	171	2.23	9.53	9.64	2.43	2.82	

TEST CONDITIONS: @115V4500RPM		ASHRAE32 Static			(Condensing temperature 55°C (+131°F))					
Evaporating temperature	Cooling capacity +/- 5%			Power consumption +/- 5%	Current consumption +/- 5%	Gas flow rate +/- 5%	EFFICIENCY RATE +/- 7%			
	°C (°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
-35 (-31)	595	150	174	134	1.73	3.36	4.44	1.12	1.30	
-30 (-22)	880	222	258	167	2.16	4.99	5.16	1.30	1.51	
-25 (-13)	1077	271	316	182	2.36	6.12	5.87	1.48	1.72	
-20 (- 4)	1207	304	354	184	2.38	6.87	6.59	1.66	1.93	
-15 (+ 5)	1292	326	379	177	2.29	7.37	7.34	1.85	2.15	
-10 (+14)	1356	342	397	166	2.13	7.76	8.15	2.05	2.39	

UPDATE: 16JAN2008

513802001

	COMPRESSOR TECHNICAL DATA
---	----------------------------------

F - EXTERNAL CHARACTERISTICS

1 Base plate	Universal EG/FI/MEM version 2		
2 Tray holder	No		
3 Connectors			
3.1 SUCTION	8.2 +0.12/-0.08	[mm]	(0.323" +0.005"/-0.003")
3.1.1 Material	Copper		
3.1.2 Shape	Straight		
3.2 DISCHARGE	6.5 +0.12/-0.08	[mm]	(0.256" +0.005"/-0.003")
3.2.1 Material	Copper		
3.2.2 Shape	Straight		
3.3 PROCESS	6.5 +0.12/-0.08	[mm]	(0.256" +0.005"/-0.003")
3.3.1 Material	Copper		
3.3.2 Shape	Straight		
3.4 Oil cooler (Copper)	No	[mm]	
3.5 Connector sealing	Rubber Plugs		

6.3. DATI TECNICI SONDE NTC

RC & FC NTC sensors characteristic
NTC RESISTANCE V/S TEMPERATURE AND ACCURACY

T °C	R min [Ohm]	R nom [Ohm]	R max [Ohm]
-40	85460	90721	95983
-39,5	82698,78	87738,93	92779,54
-39	80038	84867	89696
-38,5	77471,14	82098,23	86725,3
-38	74997	79431	83865
-37,5	72610,21	76859,18	81108,14
-37	70309	74381	78453
-36,5	68087,96	71990,28	75893,1
-36	65946	69686	73427
-35,5	63877,93	67463,1	71049,25

T °C	R min [Ohm]	R nom [Ohm]	R max [Ohm]
-35	61883	65320	68758
-34,5	59956,68	63252,15	66547,57
-34	58098	61258	64417
-33,5	56303,21	59332,41	62361,63
-33	54571	57475	60380
-32,5	52897,01	55681,99	58467,43
-32	51281	53952	56623
-31,5	49719,65	52280,83	54842,5
-31	48212	50668	53125
-30,5	46754,61	49109,99	51466,35

T °C	R min [Ohm]	R nom [Ohm]	R max [Ohm]
-30	45347	47606	49866
-29,5	43978,68	46145,23	48312,26
-29	42657	44735	46813
-28,5	41378,86	43372,08	45365,3
-28	40144	42056	43968
-27,5	38950,44	40784,31	42618,16
-27	37797	39556	41315
-26,5	36680,86	38368,38	40055,88
-26	35602	37221	38840
-25,5	34558,19	36111,32	37664,45

T °C	R min [Ohm]	R nom [Ohm]	R max [Ohm]
-25	33549	35039	36529
-24,5	32572,41	34001,65	35431,41
-24	31628	32999	34371
-23,5	30714,05	32029,4	33345,23
-23	29830	31092	32354
-22,5	28974,09	30184,53	31395,48
-22	28146	29307	30469
-21,5	27343,54	28458,09	29573,13
-21	26567	27637	28707
-20,5	25815,45	26841,55	27868,16

T °C	R min [Ohm]	R nom [Ohm]	R max [Ohm]
-20	25088	26072	27057
-19,5	24379,67	25323,86	26269,04
-19	23694	24600	25507
-18,5	23029,95	23899,2	24768,94
-18	22387	23221	24055
-17,5	21763,66	22563,98	23363,78
-17	21160	21928	22695
-16,5	20575,33	21311,69	22047,56
-16	20009	20715	21421
-15,5	19459,43	20136,86	20814,28

T °C	R min [Ohm]	R nom [Ohm]	R max [Ohm]
-15	18927	19577	20227
-14,5	18411,01	19034,48	19657,94
-14	17911	18509	19107
-13,5	17426,04	17999,55	18573,06
-13	16956	17506	18056
-12,5	16500,03	17027,58	17555,13
-12	16058	16564	17070
-11,5	15628,98	16114,07	16599,14
-11	15213	15678	16143
-10,5	14809,41	15255,02	15701,15

T °C	R min [Ohm]	R nom [Ohm]	R max [Ohm]
-10	14418	14845	15273
-9,5	14036,25	14445,91	14856,05
-9	13666	14059	14452
-8,5	13307,14	13683,81	14060,49
-8	12959	13320	13681
-7,5	12620,98	12966,68	13312,37
-7	12293	12624	12955
-6,5	11974,3	12291,52	12608,75
-6	11665	11969	12273
-5,5	11364,59	11655,84	11947,09

T °C	R min [Ohm]	R nom [Ohm]	R max [Ohm]
-5	11073	11352	11631
-4,5	10789,87	11056,63	11323,9
-4	10515	10770	11026
-3,5	10247,62	10491,91	10737,2
-3	9988	10222	10457
-2,5	9735,87	9959,669	10184,47
-2	9491	9705	9920
-1,5	9253,098	9457,918	9663,223
-1	9022	9218	9414
-0,5	8799,36	8984,635	9169,906

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

T °C	R min [Ohm]	R nom [Ohm]	R max [Ohm]
0	8583	8758	8933
0,5	8360,732	8536,819	8713,415
1	8145	8322	8500
1,5	7937,494	8113,524	8290,039
2	7736	7911	8086
2,5	7540,694	7714,209	7887,723
3	7351	7523	7695
3,5	7166,361	7336,874	7507,387
4	6987	7156	7325
4,5	6812,519	6980,032	7147,543

T °C	R min [Ohm]	R nom [Ohm]	R max [Ohm]
5	6643	6809	6975
5,5	6478,171	6642,682	6807,192
6	6318	6481	6644
6,5	6162,314	6323,824	6485,332
7	6011	6171	6331
7,5	5863,436	6021,944	6180,965
8	5720	5877	6035
8,5	5581,076	5736,583	5892,576
9	5446	5600	5754
9,5	5314,18	5466,686	5618,678

T °C	R min [Ohm]	R nom [Ohm]	R max [Ohm]
10	5186	5337	5487
10,5	5061,289	5210,281	5358,784
11	4940	5087	5234
11,5	4821,888	4967,391	5112,894
12	4707	4851	4995
12,5	4594,978	4736,967	4879,469
13	4486	4626	4767
13,5	4379,558	4518,572	4658,072
14	4276	4414	4552
14,5	4175,655	4312,154	4448,141

T °C	R min [Ohm]	R nom [Ohm]	R max [Ohm]
15	4078	4213	4347
15,5	3982,728	4116,227	4248,725
16	3890	4022	4153
16,5	3799,804	3929,789	4059,287
17	3712	3840	3968
17,5	3626,37	3752,867	3879,363
18	3543	3668	3793
18,5	3461,939	3585,434	3708,929
19	3383	3505	3627
19,5	3305,997	3426,491	3546,473

T °C	R min [Ohm]	R nom [Ohm]	R max [Ohm]
20	3231	3350	3468
20,5	3158,057	3275,038	3392,043
21	3087	3202	3318
21,5	3017,094	3131,099	3245,591
22	2949	3062	3175
22,5	2883,158	2994,649	3106,141
23	2819	2929	3039
23,5	2756,198	2864,689	2973,18
24	2695	2802	2909
24,5	2635,241	2741,243	2846,732

T °C	R min [Ohm]	R nom [Ohm]	R max [Ohm]
25	2577	2682	2786
25,5	2520,284	2623,774	2726,263
26	2465	2567	2668
26,5	2411,329	2511,818	2611,306
27	2359	2458	2556
27,5	2307,864	2405,352	2502,351
28	2258	2354	2450
28,5	2208,887	2303,886	2398,373
29	2161	2255	2348
29,5	2114,935	2207,422	2299,42

NOTE: the sensor will be "unreliable" for any NTC value higher than 110K ohm or lower than 500 ohm.

RINGRAZIAMENTI

Al termine di un'attività di progetto di durata quasi annuale, è dovere e volontà dell'Autore ringraziare sentitamente tutti coloro che hanno reso tale esperienza un piacere, prima e più che un lavoro.

In particolare, i colleghi dell'ufficio *Global Product Development - Cooling Technology*: Erika Foa, Nadir William, Paolo Sicher, Matteo Parnisari, Roberto Crespi, Dejan Ergarac, Daniel Zardo e Hector Eduardo Huerta, disponibili al massimo grado nell'insegnarmi la professione e i suoi segreti, con la leggerezza di chi ama il suo lavoro.

Fondamentale e continuo il supporto dei ragazzi dell'*Advanced Electronic Technology* e del *Controls and Electronics*: Gaetano Paviglianiti, Raffele Paganini, Massimo Cassani e Gioele Ravis su tutti, hanno fornito il supporto tecnico e umano indispensabile per arrivare a raggiungere il risultato finale. Ogni errore o mancanza è ovviamente da attribuire solamente a me.

Un ringraziamento al relatore e tutor universitario prof. Franco Bernelli Zazzera.

Fondamentale il raggiungimento del traguardo è stato lo sprone continuo e la visione dell'obiettivo trasmessami da tutta quanta la mia famiglia: a loro, come a dei veri e propri co-autori, il mio ringraziamento più importante,

BIBLIOGRAFIA

- Martien Janssen, *“Vapour Compression Systems For Domestic Cold Appliances”*, Whirlpool confidential, 2008
- Pier Carlo Farina, *“Il Frigorifero”*, pcfarina.eng.unipr.it, 2007
- John R. Culham, *“Refrigeration Cycle”*, www.mhtl.uwaterloo.ca, 2006
- Autore ignoto, *“Il Circuito Frigorifero E Le Macchine Per La Climatizzazione”*, web.taed.unifi.it, 2009
- Autore ignoto, *“Il Ciclo Frigorifero”*, www.tesioline.com, 2009
- Autore ignoto, *“Heat Exchangers Course”*, Whirlpool confidential, 2003
- Autore ignoto, *“No-frost Design Guidelines”*, Whirlpool confidential, 2003
- Erika Foa, *“WER - GPD Solutions - Side by Side”*, Whirlpool confidential, 2009
- Paolo Sicher, Marco Marques, *“No Frost Improved Control Algorithm”*, Whirlpool confidential, 2003
- Massimo Cassani, Pietro Rovetti, Alberto Bonaglia, *“Electronic Control For Global Side By Side”*, Whirlpool confidential, 2008
- Marco Bressan, *“VCC Speed Measure”*, Whirlpool confidential, 2001
- Paolo Contin, Raffaele Paganini, Alessandro Boer, *“Electronic Control For BK Combi VCC VBL”*, Whirlpool confidential, 2002
- Emilio Toso, Luigi Costa, *“Global Electronic Control GP5 For Upright Direct Cool VCC Application”*, Whirlpool confidential, 2001
- Alessandro Boer, Raffaele Paganini, *“Descrizione Algoritmo Di Controllo Di Temperatura Per Apparecchi CV Con Variable Speed Compressor”*, Whirlpool confidential, 2001
- Julien Contarin, *“Frequency Control Of A Variable Cooling Capacity Compressor For Energy Efficiency Of A Refrigerating Appliance”*, Whirlpool confidential, 2009
- Autore ignoto, *“VCC Specifications For CV”*, Whirlpool confidential, 2001
- Autore ignoto, *“PID Control”*, Whirlpool confidential, 2001
- Autore ignoto, *“Embraco VCC - The Intelligent Compressor”*, Embraco, 2008
- Autore ignoto, *“Embraco VCC Technological Innovations”*, Embraco, 2006
- Autore ignoto, *“Embraco VCC 3rd Generation. The Intelligent Compressor”*, Embraco, 2008
- Autore ignoto, *“VCC-3 Electronic Inverter - Technical Information”*, Manuale di

Controllo in frequenza di un compressore a capacità variabile per frigoriferi

utilizzo, 2008

Autore ignoto, *“Thermal Mathematical Model”*, Whirlpool confidential, 2008

Gianantonio Magnani, Gianni Ferretti, Paolo Rocco, *“Tecnologie Dei Sistemi Di Controllo”*, McGraw-Hill, 2007

G. Franklin, J.D.Powell, A.Emami-Naeni, *“Feedback Control of Dynamical Systems”*, Edizioni Addison Wesley, 1996

Giovanni Marro, *“Controlli automatici”*, Zanichelli Editore, 2006

Alberto Isidori, *“Sistemi di Controllo”*, Editrice Siderea, 2006

Paolo Rocco, *“Automatica”*, home.dei.polimi.it, 2004

Paolo Rocco, *“Controllo Automatici”*, home.dei.polimi.it, 2004

Franco Bernelli Zazzera, *“Dinamica E Controllo Del Volo”*, www.aero.polimi.it, 2009

Antonio Visioli, *“Tecnologie Del Controllo”*, automatica.ing.unibs.it, 2006

Leonardo Lanari, *“Controllo Dei Processi”*, www.dis.uniroma1.it, 2004

Elena Gnani, *“Sui Sistemi Lineari”*, didattica.arces.unibo.it, 2009

Valerio Scordamaglia, *“Tecniche Di Taratura Di Un PID”*, www.ing2.unirc.it, 2009

Andrea Usai, *“Regolatori PID”*, labsis.dis.uniroma1.it, 2009

Sergio Rizzuti, Raffaele Rosa, *“Valutazione Degli Errori Geometrici Mediante Procedure Di Ottimizzazione E Tecniche Di Reverse Engineering”*, adm.ing.unibo.it, 2009

Marco Buratto, *“Teoria Della Risposta In Frequenza E Filtri Passivi”*, www.scuola-elettrica.it, 2008

Autore ignoto, *“Fondamenti Di Automatica - Controllo Di Sistemi Lineari”*, <http://it.wikibooks.org>, 2009

Autore ignoto, *“Regolatori Elettronici PID 851/852”*, www.thermosystems.it, 1997

Autore ignoto, *“Classificare E Quantificare La Stabilità Dei Sistemi”*, www.ingegneria-elettronica.com, 2009

Autore ignoto, *“Circuiti Dinamici”*, www.die.ing.unibo.it, 2007

www.embraco.com

www.whirlpool.com

www.whirlpool.eu

www.whirlpoolcorp.com