

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in Ingegneria Energetica



**ANALISI NUMERICA DI DIFFERENTI
LOGICHE DI REGOLAZIONE DI UNA
POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA**

Relatore:

Prof. Luca MOLINAROLI

Co-relatori:

Ing. Carlambrogio BIANCHI

P.I. Filippo MAGNI

Tesi di Laurea di:

Marco MOLTENI

Matricola: 721006

Anno Accademico 2008/2009

Ringraziamenti

Per prima cosa ringrazio Te perché in questi anni mi hai fatto crescere e sei cresciuta assieme a me, per avermi fatto capire che “per qualcuno puoi essere il mondo” ma soprattutto per avermi iniziato ai misteri di quella scienza, oscura ai più, qual è l’urologia...

Un, doveroso, ringraziamento va poi ai miei genitori per avermi sempre sostenuto, sia moralmente (anche quando ero io il primo a non crederci), sia economicamente. Ringrazio mio fratello Luca che mi ha insegnato che non servono molte parole per farsi capire...

Ringrazio tutti i nonni e le nonne i quali con parole a volte d’elogio a volte meno mi sono sempre stati vicino.

Ringrazio anche tutti i miei amici e i compagni di corso in particolar modo Matteo, Paolo e Silvio con i quali, anche se in modi diversi, mi sono sempre confrontato e talvolta anche scontrato.

Ringrazio, quindi, la Carrier S.p.A. che mi ha permesso di svolgere il tirocinio presso la sua sede di Villasanta grazie al quale è stato sviluppato questo lavoro, in modo particolare ringrazio il P.I. Filippo Magni e l’Ing. Carlambrogio Bianchi per i loro preziosi consigli e il materiale fornito.

Ringrazio, inoltre, tutti gli altri colleghi per la loro disponibilità, la compagnia e le risate durante i quattro mesi trascorsi assieme.

Infine un grazie, davvero particolare, va al Prof. Ing. Luca Molinaroli per la grande disponibilità e il sostegno fornitomi durante lo svolgimento di questo lavoro di tesi.

Marco Molteni

7 Aprile 2010

Indice

Ringraziamenti	iii
Elenco delle figure	viii
Elenco delle tabelle	xiii
Sommario	xix
Introduzione	1
1 Descrizione dell'edificio	5
1.1 Parametri climatici	6
1.2 Calcolo del carico termico di progetto	7
1.2.1 Temperature	8
1.2.2 Dispersione per trasmissione	9
1.2.3 Dispersione per ventilazione	11
1.2.4 Potenza di riscaldamento	12
1.3 Inerzia e capacità termica	14
1.4 Acqua calda sanitaria	16
1.4.1 Tapping cycles	17
1.4.2 Descrizione della procedura di calcolo	19
1.4.3 Legionella	24
2 Tipologie di impianti di riscaldamento considerati	29
2.1 Impianto di riscaldamento a pavimento radiante	30
2.1.1 Vantaggi	30
2.1.2 Svantaggi	33
2.1.3 Dimensionamento dell'impianto	36
2.2 Impianto di riscaldamento a ventilconvettori	42
2.2.1 Vantaggi	42
2.2.2 Svantaggi	44
2.2.3 Dimensionamento dell'impianto	45

3	Caratteristiche costruttive delle pompe di calore utilizzate	51
3.1	Aquasnap Junior 30RH013	51
3.1.1	Caratteristiche dimensionali e limiti di funzionamento	51
3.1.2	Evaporatore	53
3.1.3	Organo di laminazione Accurater	55
3.1.4	Condensatore	55
3.1.5	Il ricevitore di liquido	57
3.1.6	Compressore	58
3.1.7	Valvola di inversione	59
3.1.8	Refrigerante	60
3.1.9	Scheda CCN	60
3.2	AquaSnap PLUS Reversible 30AWH012H	61
3.2.1	Caratteristiche dimensionali e limiti di funzionamento	62
3.2.2	Evaporatore	63
3.2.3	Organo di laminazione PMV	65
3.2.4	Condensatore	65
3.2.5	Il ricevitore di liquido	67
3.2.6	Compressore DC con tecnologia ad Inverter	67
3.2.7	Valvola di inversione	71
3.2.8	Refrigerante	71
3.2.9	Scheda GMC	71
4	Regolazioni del sistema macchina-impianto-edificio	73
4.1	Impianto termico a pannelli radianti	74
4.1.1	Inerzia termica	74
4.1.2	Logiche di regolazione	77
4.1.3	Regolazione della potenza	78
4.1.4	Regolazione della temperatura di mandata dell'acqua	84
4.2	Impianto termico a ventilconvettori	88
4.2.1	Logiche di regolazione	88
4.2.2	Regolazione della potenza	89
4.2.3	Regolazione della temperatura di mandata dell'acqua	90
4.2.4	Regolazione dei setpoint della temperatura ambiente	91
4.3	Influenza dell'inerzia termica	93
4.3.1	Avviamento dell'impianto	93
4.3.2	Durata transitorio	94
4.3.3	Fine transitorio avviamento	95
4.3.4	Funzionamento a regime	97
4.4	Serbatoio di accumulo per l'acqua calda sanitaria	99

5	Codice di calcolo	109
5.1	Generalità	109
5.1.1	Dati di Input	109
5.2	Carichi termici dell'edificio	110
5.3	Impianto di riscaldamento	111
5.3.1	Impianto a pannelli radianti	111
5.3.2	Impianto a ventilconvettori	117
5.4	Produzione di Acqua Calda Sanitaria	120
5.5	Potenza fornita dalla macchina	120
5.6	Valori di output	121
6	Risultati ottenuti	123
6.1	Sequenza simulazioni	123
6.2	Simulazioni con solo impianto di riscaldamento a pannelli radianti	126
6.3	Simulazioni con solo impianto di riscaldamento a ventilconvettori	131
6.4	Simulazioni con impianto di riscaldamento a pannelli radianti e produzione di acqua calda sanitaria	136
6.5	Simulazioni con impianto di riscaldamento a ventilconvettori e produzione di acqua calda sanitaria	140
6.6	Confronto tra le simulazioni con sistema di riscaldamento a pannelli radianti e con impianto a ventilconvettori	144
6.7	Proposta di una nuova logica di regolazione sulla base dei risultati ottenuti	145
	Conclusioni	150
A	Valori orari di temperatura dell'aria esterna a Milano nell'anno 2007	155
B	Dati Pompe di Calore	159
B.1	AcquaSnap Junior	159
B.2	AcquaSnap PLUS reversible inverter	160
C	Fluidi frigoriferi	163
D	Vantaggi derivanti dall'utilizzo della tecnologia inverter	169
D.1	Assenza di elevate correnti allo spunto	169
D.2	Minori costi di esercizio (minori consumi energetici)	170
D.3	Rendimento del compressore più elevato	172
D.4	Possibile regolazione modulante	173

INDICE

D.5 Envelope più elevati (possibilità di produrre acqua calda sanitaria)	174
D.6 Funzionamento silenzioso	176
D.7 Intervalli di manutenzione del compressore più lunghi	176
Bibliografia	177

Elenco delle figure

1.1	Pianta dell'appartamento considerato.	7
1.2	Profilo di temperatura dell'acqua calda sanitaria (in Blu) e dell'energia termica da fornire (in Rosso) durante l'arco della giornata.	22
1.3	Diagramma di Hodgson - Casey.	23
1.4	Intervalli di tempo in ore nei quali la temperatura dell'acqua si trova al di sopra e al di sotto di 50 °C.	23
2.1	Curva ideale di benessere termico [1].	31
2.2	Profili di temperatura ambiente nel caso siano installati radiatori o pannelli radianti a pavimento [1].	31
2.3	Esempio di stratigrafia in un pavimento radiante.	41
2.4	Schema costruttivo del ventilconvettore.	46
2.5	Ventilconvettore Idrofan 42N di Carrier.	46
3.1	AcquaSnap Junior da 13 kW.	52
3.2	Envelope operativo della macchina in riscaldamento.	53
3.3	Andamento del fattore di defrost in funzione della differenza di temperatura tra quella dell'aria esterna e quella di evaporazione.	54
3.4	Scambiatore a piastre.	56
3.5	Curve caratteristiche del circolatore.	57
3.6	Compressore scroll.	58
3.7	Schema di funzionamento della valvola di inversione a quattro vie in raffrescamento.	60
3.8	Schema di funzionamento della valvola di inversione a quattro vie in riscaldamento.	60
3.9	AcquaSnap PLUS reversible da 12 kW.	61
3.10	Envelope operativo della macchina in riscaldamento.	62
3.11	Scambiatore a piastre.	65
3.12	Curve caratteristiche del circolatore.	66
3.13	Confronto schematico tra la tecnologia con rotore unico e con rotore doppio.	68

ELENCO DELLE FIGURE

3.14	Schema logico inverter DC.	69
3.15	Sistema di regolazione.	72
4.1	Scematizzazione del sistema macchina-impianto-edificio.	73
4.2	Tre possibili tipologie di isolamento: interno, in intercapedine ed esterno a cappotto.	76
4.3	Accoppiamento tra logiche di regolazione della potenza e logiche di regolazione della temperatura.	77
4.4	Diagramma della potenza fornita Q_h dalla pompa di calore in funzione della temperatura dell'aria esterna OAT, secondo la logica di tipo ON-OFF.	79
4.5	Diagramma della potenza fornita Q_h dalla pompa di calore in funzione della temperatura dell'aria ambiente IAT, secondo la logica di tipo ON-OFF.	79
4.6	Diagramma della potenza fornita Q_h [W] dalla pompa di calore in funzione della temperatura dell'aria esterna OAT, secondo la logica di tipo Proporzionale.	80
4.7	Diagramma della potenza fornita Q_h dalla pompa di calore in funzione della temperatura dell'aria ambiente IAT, secondo la logica di tipo Proporzionale.	82
4.8	Diagramma della potenza fornita Q_h dalla pompa di calore in funzione della temperatura dell'aria esterna OAT, secondo la logica di tipo Modulante.	83
4.9	Diagramma della potenza fornita Q_h dalla pompa di calore in funzione della temperatura dell'aria ambiente IAT, secondo la logica di tipo Modulante.	84
4.10	Curva climatica - Andamento della LWT in funzione della OAT	86
4.11	Confronto tra l'andamento delle potenze (asse principale) e dei COP (asse secondario) a 60 Hz, nel caso di regolazione NO-Climatica (Linea Rossa) e di regolazione Climatica (Linea Blu).	87
4.12	Schema riassuntivo delle logiche di regolazione.	88
4.13	Curva climatica - Andamento della LWT in funzione della OAT	91
4.14	Andamento delle temperature ambiente (linea Blu) e del pavimento (linea Rossa) durante il transitorio di accensione dell'impianto con temperatura interna iniziale pari a 15 °C preso in un giorno qualsiasi del periodo di riscaldamento.	94

4.15	Andamento della temperatura ambiente durante il transitorio di accensione dell'impianto con temperatura interna iniziale pari a 15 °C preso in un giorno qualsiasi del periodo di riscaldamento: Regolazione ON-OFF (Rosso) e Regolazione Modulante (Blu).	96
4.16	Andamento della temperatura superficiale del pavimento durante il transitorio di accensione dell'impianto con temperatura interna iniziale pari a 15 °C preso in un giorno qualsiasi del periodo di riscaldamento: Regolazione ON-OFF (Rosso) e Regolazione Modulante (Blu).	96
4.17	Andamento della temperatura ambiente durante il transitorio di accensione dell'impianto con temperatura interna iniziale pari a 15 °C preso in un giorno qualsiasi del periodo di riscaldamento: Impianto a pannelli radianti (Rosso) e Impianto a ventilconvettori (Blu).	98
4.18	Andamento della temperatura ambiente durante il funzionamento a regime, lungo un periodo di tempo di quattro giorni: Impianto a pannelli radianti (Rosso) e Impianto a ventilconvettori (Blu).	98
6.1	Confronto tra i COP medi stagionali su tutto il periodo di riscaldamento ottenuti dalle simulazioni 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 e 8.	127
6.2	Confronto tra energia termica fornita ed energia elettrica assorbita dalla pompa di calore in funzione dell'energia dispersa e delle simulazioni 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8.	127
6.3	Confronto tra i valori di temperatura ambiente massima, minima e media in funzione delle simulazioni 1, 3, 5, 7.	129
6.4	Confronto tra i valori di temperatura superficiale del pavimento in funzione delle simulazioni 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 e 8.	130
6.5	Confronto tra i COP medi stagionali su tutto il periodo di riscaldamento ottenuti dalle simulazioni 15, 17, 18 e 19.	132
6.6	Confronto tra energia termica fornita ed energia elettrica assorbita dalla pompa di calore in funzione dell'energia dispersa e delle simulazioni 15, 17, 18 e 19.	133
6.7	Confronto tra i COP medi stagionali su tutto il periodo di riscaldamento ottenuti dalle simulazioni 15, 16, 19 e 20.	135
6.8	Confronto tra energia termica fornita ed energia elettrica assorbita dalla pompa di calore in funzione dell'energia dispersa e delle simulazioni 15, 16, 19 e 20.	135
6.9	Confronto tra i COP medi stagionali su tutto il periodo di riscaldamento ottenuti dalle simulazioni 9, 10, 11, 12, 13 e 14.	136

ELENCO DELLE FIGURE

6.10	Confronto tra energia termica fornita ed energia elettrica assorbita dalla pompa di calore in funzione dell'energia dispersa e delle simulazioni 9, 10, 11, 12, 13 e 14.	136
6.11	Confronto tra i valori di temperatura ambiente massima, minima e media in funzione delle simulazioni 9, 11 e 13.	137
6.12	Confronto tra i valori di temperatura superficiale del pavimento in funzione delle simulazioni 9, 10, 11, 12, 13 e 14.	137
6.13	Confronto tra energia termica fornita ed energia elettrica assorbita dalla pompa di calore per la produzione di ACS per le simulazioni 9, 10, 11, 12, 13 e 14.	139
6.14	Confronto tra i COP medi stagionali su tutto il periodo di riscaldamento ottenuti dalle simulazioni 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27 e 28.	141
6.15	Confronto tra energia termica fornita ed energia elettrica assorbita dalla pompa di calore in funzione dell'energia dispersa e delle simulazioni 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27 e 28.	141
6.16	Confronto tra energia termica fornita ed energia elettrica assorbita dalla pompa di calore per la produzione di ACS per le simulazioni 9, 10, 11, 12, 13 e 14.	143
6.17	Andamenti orari del COP medio stagionale durante il periodo di riscaldamento (15 ottobre - 15 aprile) relativi alle simulazioni 11 (Blu) e 25 (Rosso).	144
6.18	Confronto tra l'andamento delle potenze (asse principale) e dei COP medi stagionali (asse secondario) a 60 Hz per la "nuova" regolazione nel caso dei pannelli radianti (Blu) e nel caso di ventilconvettori (Rosso).	146
6.19	Confronto tra l'andamento delle potenze (asse principale) e dei COP medi stagionali (asse secondario) a 60 Hz nel caso di riscaldamento a pannelli radianti secondo le logiche Climatica (Blu), NO-Climatica (Rosso) e "nuova" (Viola)	146
6.20	Confronto tra le curve ricavate riportando i valori della temperatura dell'acqua in uscita dalla pompa di calore in funzione della temperatura esterna sia nel caso di logica Climatica (Blu) che di logica NO-Climatica (Rosso).	148
6.21	Curva ricavata riportando i valori della temperatura dell'acqua in uscita dalla pompa di calore in funzione della temperatura esterna per la nuova logica di regolazione.	148
C.1	Diagramma Pressione - Temperatura per il fluido R407C in condizioni di liquido saturo e vapor saturo.	166
C.2	Diagramma Pressione - Entalpia per il fluido R407C.	167

D.1	Diagramma P - h. Schema ciclo frigorifero a pieno carico e a carico parziale	171
D.2	Andamento schematico della temperatura ambiente con regolazione on-off.	173
D.3	Andamento schematico della temperatura ambiente con regolazione modulante e/o climatica.	174
D.4	Campi di lavoro del compressore twin rotary, installato sulla pompa di calore 30AWH012, in funzione delle frequenze di rotazione del compressore.	175
D.5	Campo di lavoro del compressore scroll, installato sulla pompa di calore 30RH013.	175

Elenco delle tabelle

1.1	Riepilogo dispersioni appartamento piano terra.	12
1.2	Riepilogo dispersioni appartamento primo piano.	12
1.3	Riepilogo dispersioni appartamento secondo piano.	12
1.4	Carichi di progetto totali $[W]$	13
1.5	Riepilogo dati in ingresso.	14
1.6	Stratigrafia e valori utilizzati nel calcolo dell'inerzia termica dell'edificio.	15
1.7	Numero dei Tapping Cycles in funzione del volume nominale del serbatoio d'accumulo.	18
1.8	Tapping Cycle numero 2.	18
2.1	Valori di A_I in funzione di R_p	38
2.2	Valori di A_m in funzione dell'interasse I e di R_p	38
2.3	Valori di A_D in funzione dell'interasse I e di R_p	39
2.4	Tabella riassuntiva dei valori utilizzati per il dimensionamento dell'impianto radiante.	40
2.5	Tabella riassuntiva dei valori dei dati in ingresso per il calcolo del flusso termico ceduto dal pannello all'ambiente.	40
2.6	Valori utilizzati nel calcolo dell'inerzia termica del pavimento radiante.	41
2.7	Caratteristiche tecniche 42N.	48
2.8	Confronto tra i carichi termici richiesti di picco e le potenze fornite dai ventilconvettori alla v_{med} e con $\Delta T = 25\text{ }^\circ C$	48
3.1	Limiti operativi in modalità riscaldamento.	52
3.2	Caratteristiche evaporatore: batteria alettata.	54
3.3	Caratteristiche ventilatore.	55
3.4	Caratteristiche condensatore: scambiatore a piastre.	56
3.5	Caratteristiche compressore.	59
3.6	Limiti operativi in modalità riscaldamento.	62
3.7	Caratteristiche evaporatore: batteria alettata.	63
3.8	Caratteristiche ventilatore.	64

ELENCO DELLE TABELLE

3.9	Caratteristiche condensatore: scambiatore a piastre.	66
3.10	Caratteristiche compressore.	68
3.11	Caratteristiche fluido refrigerante utilizzato: R410A.	71
4.1	Valori dei carichi termici in funzione della temperatura esterna per temperatura interna pari a 20°C.	81
4.2	Regolazione No-Climatica: Tabella dei valori delle rese in Watt in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore.	100
4.3	Regolazione No-Climatica: Tabella dei valori dei COP in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore.	101
4.4	Regolazione Climatica: Tabella dei valori delle rese in Watt in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore.	102
4.5	Regolazione Climatica: Tabella dei valori dei COP in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore.	103
4.6	Regolazione NO-Climatica: Tabella dei valori delle rese in Watt in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore.	104
4.7	Regolazione NO-Climatica: Tabella dei valori dei COP in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore.	105
4.8	Regolazione Climatica: Tabella dei valori delle rese in Watt in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore.	106
4.9	Regolazione Climatica: Tabella dei valori dei COP in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore.	107
5.1	Valori del coefficiente G in funzione della temperatura dell'aria esterna.	111
5.2	Valori del coefficiente K.	118
6.1	Riepilogo delle simulazioni (D si riferisce alla logica di regolazione che mantiene la temperatura ambiente sempre a 20 °C mentre ND si riferisce alla logica di regolazione che mantiene la temperatura ambiente a 20 °C durante il giorno e a 18 °C durante la notte).	124

6.2	Confronto tra i valori di temperatura ambiente massima, minima e media in funzione delle diverse simulazioni 15, 18 e 19.	134
6.3	Riepilogo dei dati ricavati dalle simulazioni 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13 e 14	138
6.4	Valori percentuali di riduzione del COP medio stagionale. . . .	140
6.5	Confronto tra i valori di temperatura ambiente massima, minima e media in funzione delle diverse simulazioni: da 21 a 28.	142
6.6	Valori percentuali di riduzione del COP medio stagionale. . . .	142
6.7	Confronto tra le simulazioni 11 e 25 e altre due eseguite nelle medesime condizioni ma con la “nuova” logica di regolazione invece della Climatica.	147
A.1	Dati di temperatura relativi all’anno 2007 in Città Studi; tabella riepilogativa.	155
A.2	Dati di temperatura relativi all’anno 2007 in Città Studi; distribuzione delle temperature in funzione della temperatura esterna. Periodi di tempo considerati: Anno intero, Solo periodo di riscaldamento. Milano è in zona E: dal DPR 412/93 [2] integrato DPR 551/99 il periodo di riscaldamento va dal 15 ottobre al 15 aprile.	156
A.3	Specifica oraria delle temperature relativamente al 28.12.2007.	157
B.1	Valori delle rese e dei COP in funzione della temperatura esterna e della temperatura di mandata dell’acqua. Il compressore funziona sempre alla stessa frequenza pari a 50 Hz.	159
B.2	Valori di COP in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore con temperatura dell’acqua in mandata pari a 35 °C.	160
B.3	Valori di COP in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore con temperatura dell’acqua in mandata pari a 45 °C.	160
B.4	Valori di COP in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore con temperatura dell’acqua in mandata pari a 60 °C.	160
B.5	Valori di potenza fornita dalla pompa di calore in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore con temperatura dell’acqua in mandata pari a 35 °C.	161

ELENCO DELLE TABELLE

B.6	Valori di potenza fornita dalla pompa di calore in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore con temperatura dell'acqua in mandata pari a 45 °C.	161
B.7	Valori di potenza fornita dalla pompa di calore in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore con temperatura dell'acqua in mandata pari a 60 °C.	161

Sommario

Il presente elaborato di tesi mostra il frutto di un lavoro svolto durante il tirocinio presso l'azienda Carrier S.p.A. volto ad analizzare l'influenza di differenti logiche di regolazione sulle prestazioni energetiche del sistema edificio-impianto-pompa di calore, simulandone il comportamento durante l'intero periodo di riscaldamento mediante un codice di calcolo ideato e sviluppato appositamente per lo scopo. Partendo dalla descrizione di un appartamento situato a Milano si sono dimensionati due impianti di riscaldamento (a pannelli radianti e a ventilconvettori), si è scelta la taglia della pompa di calore e si è anche considerato (e dimensionato) il serbatoio di accumulo per l'acqua calda sanitaria. Le pompe di calore utilizzate nell'analisi sono due: l'AquaSnap Junior 30RH013 e l'AquaSnap PLUS Reversible 30AWH012H entrambe progettate e realizzate da Carrier; la prima è equipaggiata con un compressore a velocità di rotazione fissa mentre la seconda con un compressore a velocità di rotazione variabile.

Parole chiave: Analisi numerica, logiche di regolazione, COP medio stagionale, pompa di calore, pannelli radianti, ventilconvettori, acqua calda sanitaria.

Abstract

This work presents the project carried out during a stage at the Carrier S.p.A. company. The aim of this work is to analyze the influence of several types of adjustment on the performances of the system considered, comprising the building, the heating plant and the heat pump. To this purpose, different simulations are carried out, during the whole heating period, through a software specifically designed. Starting from the description of a flat in Milan, two different heating plants (radiant floor or fancoil) are sized and the heat pump size is chosen. Furthermore, the hot water tank is added to the system and sized. Two models of heat pumps are considered during the analysis: the AquaSnap Junior 30RH013 and the AquaSnap PLUS Reversible 30AWH012H, both designed and manufactured by Carrier; the former is equipped with a fixed speed compressor while the latter is equipped with a variable speed compressor.

Keywords: numerical analysis, different types of adjustment, average seasonal COP, heat pump, radiant floor, fancoil, TAP water.

Introduzione

Riscaldare i siti abitativi è un'esigenza con cui l'uomo ha da sempre dovuto confrontarsi e diversi sono stati i mezzi usati per risponderci. Gli ultimi anni, in particolare, sono stati caratterizzati dallo sviluppo di tecnologie sempre più avanzate poiché accanto alla necessità di riscaldare l'ambiente hanno infatti acquisito un'importanza centrale elementi quali l'efficienza energetica e l'impatto ambientale. Tutto ciò ha fatto sì che già da tempo in Europa, e successivamente anche in Italia, il settore residenziale si aprisse sempre di più all'uso di pompe di calore invertibili ad alta efficienza, in grado di assicurare con una sola macchina riscaldamento invernale, acqua calda sanitaria e climatizzazione estiva. Queste macchine, infatti, hanno ormai dimostrato al di là di ogni dubbio la loro validità in termini di efficienza energetica e di capacità di risposta alla domanda di riscaldamento anche in presenza di temperature esterne molto basse, offrendo una ricca quanto articolata gamma di modelli e potenze. È noto inoltre che, a seguito dell'entrata in vigore delle norme sull'utilizzo razionale dell'energia, l'aumento dell'isolamento termico nei nuovi edifici ha determinato una sensibile riduzione del relativo fabbisogno termico. Ciò ha contribuito a far rivalutare positivamente determinate tecnologie di riscaldamento così dette "a bassa temperatura".

Tutti questi fattori aprono quindi uno scenario particolarmente favorevole al diffondersi delle pompe di calore, soprattutto se combinate a soluzioni impiantistiche come i pannelli radianti e i ventilconvettori associati ad unità abitative realizzate secondo i limiti di trasmittanza imposti dal Decreto Legislativo 311/2006. Se infatti in passato la diffusione delle pompe di calore è risultata ostacolata da alcuni fattori quali il costo non favorevole dell'energia elettrica e la non elevata affidabilità dal punto di vista tecnologico, in questi ultimi anni tali impedimenti sono in gran parte venuti meno, grazie anche ai significativi investimenti economici realizzati dai maggiori produttori del settore, coadiuvati da programmi finanziati da enti pubblici, che hanno consentito il miglioramento delle funzionalità e delle prestazioni di tale tecnologia.

Il presente lavoro di tesi è frutto di una collaborazione tra il Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano e l'azienda Carrier S.p.A. di Villasanta, azienda multinazionale che si occupa della produzione di macchine per la climatizzazione ambientale.

Scopo del presente lavoro è quello di analizzare l'influenza di differenti logiche di regolazione sulle prestazioni energetiche del sistema edificio-impianto-pompa di calore, simulandone il comportamento durante l'intero periodo di riscaldamento, tramite un programma dedicato, realizzato durante il tirocinio.

Partendo dalla descrizione di un appartamento situato a Milano, in conformità con i limiti di trasmittanza imposti dal Decreto Legislativo 311/2006, si sono dimensionati due impianti di riscaldamento (a pannelli radianti e a ventilconvettori), si è scelta la taglia della pompa di calore e si è anche considerato (e dimensionato) il serbatoio di accumulo per l'acqua calda sanitaria. Per eseguire le simulazioni è stato scritto un programma, in linguaggio Visual Basic, in grado di, partendo da alcuni dati in ingresso, implementare diverse logiche di regolazione in modo da mantenere in ambiente le condizioni desiderate. Il programma è in grado di simulare, discretizzando il tempo in intervalli di 5 minuti, il sistema di riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria considerando diverse logiche di regolazione che vanno ad intervenire sia sulla potenza erogata dalla pompa di calore, sia sulla temperatura dell'aria interna all'ambiente. I dati di ingresso al programma sono: le temperature dell'aria esterna, misurate nell'anno 2007 in località Città Studi a Milano, le caratteristiche dell'edificio, degli impianti di riscaldamento, dei prelievi di acqua calda sanitaria dal serbatoio e i dati delle prestazioni delle pompe di calore utilizzate. Le pompe di calore utilizzate nell'analisi sono due: l'AquaSnap Junior 30RH013 e l'AquaSnap PLUS Reversible 30AWH012H entrambe progettate e realizzate da Carrier. Sono state scelte due macchine in quanto alcune logiche di regolazione sono pensate per pompe di calore con compressore a velocità di rotazione fissa (30RH013) e altre per pompe di calore con compressore con velocità di rotazione variabile. È opportuno anticipare e precisare che le logiche di regolazione presentate, rappresentano solo alcune delle logiche possibili. Partendo da tale lavoro seguirà, quindi, uno sviluppo più dettagliato di queste logiche al fine di ottimizzare al meglio l'utilizzo delle pompe di calore, in funzione dell'impianto di riscaldamento installato.

Infine, giova specificare ulteriormente che il lavoro è volto al solo confronto tra logiche di regolazione e non va interpretato come un confronto tra diverse tipologie impiantistiche o diverse tipologie di pompa di calore.

La tesi si articola nei seguenti capitoli:

- **Primo capitolo:** si descrive l'appartamento considerato, riportandone le dimensioni in pianta, la stratigrafia delle pareti ed il calcolo dei carichi termici. In questo capitolo si dimensiona anche il serbatoio d'accumulo per l'acqua calda ad uso sanitario evidenziando i problemi legati alla formazione e alla proliferazione del batterio della Legionella Pneumophila. Relativamente alla produzione di acqua calda sanitaria si riporta la procedura seguita, e implementata nel programma, per simulare l'utenza domestica.
- **Secondo capitolo:** si descrivono gli impianti termici considerati (pannelli radianti e ventilconvettori), riportandone pregi e difetti di entrambi e il loro dimensionamento.
- **Terzo capitolo:** si descrivono le due pompe di calore considerate (AquaSnap Junior 30RH013, AquaSnap PLUS Reversible 30AWH012H) appartenenti entrambe alla categoria aria / acqua, evidenziandone, per entrambe, i principali componenti, le diverse prestazioni e i limiti operativi.
- **Quarto capitolo:** sono descritte le diverse logiche di regolazione confrontate, dividendole a seconda dell'impianto di riscaldamento cui vengono applicate e a seconda che siano logiche di regolazione della potenza erogata o logiche di regolazione della temperatura interna all'ambiente. In questo capitolo si evidenzia, anche, l'influenza dell'inerzia termica degli impianti di riscaldamento e dell'edificio sulla regolazione e sull'andamento delle temperature dell'aria interna.
- **Quinto capitolo:** si descrive il codice di calcolo creato ed utilizzato per simulare il sistema di riscaldamento dell'edificio e la produzione di acqua calda sanitaria. La descrizione segue i passaggi logici del programma stesso il quale implementa i bilanci energetici tra i vari sistemi (Edificio-Impianto-Macchina) quali: le dispersioni termiche dell'edificio, l'energia ceduta dall'impianto di riscaldamento all'ambiente e l'energia fornita dalla pompa di calore all'impianto di riscaldamento.
- **Sesto capitolo:** si riportano e si commentano i risultati ottenuti dalle diverse simulazioni.
- **Conclusioni:** si riportano le conclusioni del lavoro svolto.

Capitolo 1

Descrizione dell'edificio

Nella scelta della tipologia di un impianto di climatizzazione, al servizio di un edificio, il progettista deve realizzare sempre un compromesso tra un insieme di esigenze differenti: l'aspetto tecnico-energetico, l'aspetto gestionale e quello economico. In realtà però queste esigenze non sono del tutto indipendenti; anzi presentano delle forti correlazioni tra di loro.

Ad esempio l'aspetto tecnologico, a parità di condizioni di comfort da realizzare, può comportare la scelta di tecnologie più o meno evolute, con conseguenti differenti costi di primo investimento e da cui deriva un maggior o minor risparmio energetico. L'aspetto gestionale invece, con la possibilità di centralizzare le funzioni di controllo degli impianti piuttosto che con la frequenza del livello di manutenzione, comporta l'impiego di più o meno risorse umane. Si vede quindi come il minimo comune denominatore è rappresentato dall'aspetto economico, che è quello a cui generalmente la committenza è più sensibile.

Per valutare la bontà di un impianto e del relativo sistema di regolazione però è necessario, innanzitutto, definire un ambiente in modo da stabilire i carichi termici e la richiesta di acqua calda sanitaria.

L'ambiente considerato è un appartamento di dimensioni medie (superficie $100 m^2$) di nuova costruzione, situato in un condominio di tre piani ed inserito in un contesto urbano.

La città nella quale si è ipotizzata l'ubicazione è Milano.

Per edificio si intende: "Un sistema costituito dalle strutture edilizie esterne che delimitano uno spazio di volume definito, dalle strutture interne che ripartiscono detto volume e da tutti gli impianti e dispositivi tecnologici che si trovano stabilmente al suo interno; la superficie esterna che delimita un edificio può confinare con tutti o alcuni di questi elementi: l'ambiente esterno, il terreno, altri edifici; il termine può riferirsi a un intero edificio ovvero a parti di edificio progettate o ristrutturare per essere utilizzate come unità

immobiliari a sé stanti.” [3][4]

Invece un edificio di nuova costruzione è: “Un edificio per il quale la richiesta di permesso di costruire o denuncia di inizio attività, comunque denominato, sia stata presentata successivamente alla data di entrata in vigore del decreto legislativo a cui si fa riferimento.” [3][4]

1.1 Parametri climatici

Prima di tutto bisogna stabilire la zona climatica di riferimento. Secondo l’articolo 2 comma 1 del DPR 412 [2], il territorio nazionale viene suddiviso in sei diverse zone climatiche, in funzione dei gradi-giorno, e indipendentemente dalla ubicazione geografica:

Zona A: comuni che presentano un numero di gradi-giorno non superiore a 600;

Zona B: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 600 e non superiore a 900;

Zona C: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 900 e non superiore a 1.400;

Zona D: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 1.400 e non superiore a 2.100;

Zona E: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 2.100 e non superiore a 3.000;

Zona F: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 3.000.

I gradi-giorno di una località sono definiti come la somma, estesa a tutti i giorni di un periodo annuale convenzionale di riscaldamento, delle sole differenze positive giornaliere tra la temperatura dell’ambiente, convenzionalmente fissata a 20 °C, e la temperatura media esterna giornaliera; l’unità di misura utilizzata è il grado giorno (GG) [2].

Per quanto riguarda il caso specifico di Milano, i gradi giorno sono pari a 2404: di conseguenza, secondo la classificazione sopracitata, la località considerata è ascrivibile alla zona E.

1.2 Calcolo del carico termico di progetto

L'appartamento studiato si compone di 4 locali: 2 camere da letto, una zona giorno (cucina + soggiorno) e un bagno disposti come in figura 1.1.

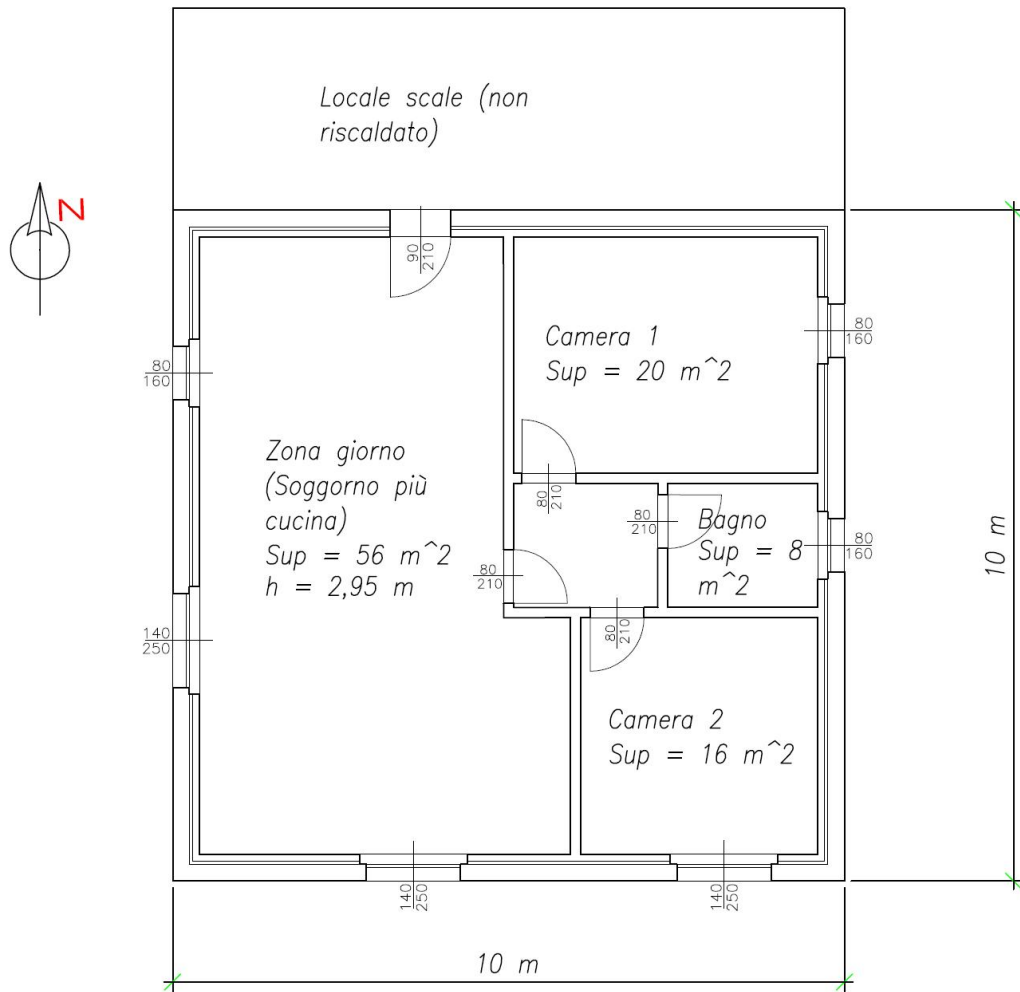


Figura 1.1: Pianta dell'appartamento considerato.

Il carico termico di progetto è calcolato tramite la procedura descritta nella UNI 12831 [5]:

- Per prima cosa si determina il valore della temperatura esterna di progetto e della temperatura media annuale.

- Quindi si prosegue specificando lo stato di ogni spazio (riscaldato o non riscaldato) e i relativi valori della temperatura interna di progetto.
- Dalla pianta, invece, si ricavano le caratteristiche dimensionali di tutti gli elementi dell'edificio e, conoscendo le caratteristiche termiche delle strutture, si calcola così il coefficiente di dispersione termica per trasmissione.
- Si moltiplica quest'ultimo per la differenza di temperatura di progetto ottenendo la dispersione termica per trasmissione dello spazio riscaldato (in questo calcolo è indispensabile tenere conto anche delle dispersioni dovute ai ponti termici).
- Successivamente si calcola il coefficiente di dispersione termica per ventilazione, il quale, moltiplicato per la differenza di temperatura di progetto, consente di ottenere la dispersione termica per ventilazione dello spazio riscaldato.
- Infine, sommando queste potenze, si ottiene la dispersione termica di progetto totale dello spazio riscaldato.

Per ottenere il carico totale di progetto non va trascurata un'ulteriore quota relativa alla potenza di ripresa, ovvero la potenza aggiuntiva, richiesta per compensare gli effetti del riscaldamento intermittente. Nel caso specifico si è aumentato il totale di una percentuale pari a 20%.

1.2.1 Temperature

Esistono limiti legislativi sulle temperature interne dei locali riscaldati e valori normati delle stesse per il calcolo dei carichi di picco.

Secondo il DPR 412 articolo 4 comma 1, durante il periodo in cui è in funzione l'impianto di climatizzazione invernale (nel caso di Milano dal 15/10 al 15/04), la media aritmetica delle temperature dell'aria nei diversi ambienti di ogni singola unità immobiliare per edifici adibiti a residenza e assimilabili non deve superare i $20\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$. [2]

La UNI EN 12831 [5] indica invece come temperature interne di progetto $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ per i locali riscaldati delle abitazioni e $24\text{ }^{\circ}\text{C}$ per i bagni, mentre come temperatura esterna di progetto a Milano $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Nel calcolo dei carichi termici richiesti sono stati utilizzati i valori di temperatura sopra indicati.

1.2.2 Dispersione per trasmissione

Per il calcolo delle dispersioni termiche è necessario, innanzitutto, introdurre i valori di trasmittanza delle singole superfici disperdenti, siano esse opache o trasparenti, verticali o orizzontali. In questo caso specifico si utilizzano i valori di trasmittanza limite imposti dal Decreto Legislativo 311 [4] entranti in vigore dal 1 gennaio 2010, relativi alla zona climatica di riferimento (Zona E).

In particolare:

- Trasmittanza termica limite delle strutture opache verticali = $0,34 W/m^2K$
- Trasmittanza termica limite delle strutture opache orizzontali o inclinate = $0,34 W/m^2K$
- Trasmittanza termica limite dei pavimenti verso locali non riscaldati o verso l'esterno = $0,33 W/m^2K$
- Trasmittanza termica limite delle chiusure trasparenti
 - comprensive degli infissi = $2,2 W/m^2K$
 - solo vetri = $1,7 W/m^2K$

Questi valori rappresentano le trasmittanze massime che le strutture devono avere per legge. Questo significa che il carico termico che si ricava è quello massimo; se, infatti, tali valori fossero minori (*per case di classe A si raggiungono anche valori di trasmittanza che sono la metà di quelli indicati*) il carico termico di progetto necessario sarebbe inferiore. La trasmittanza termica U viene infatti definita secondo la UNI EN ISO 6946 [6] come il flusso di calore che attraversa una superficie unitaria, sottoposta a differenza di temperatura pari ad $1\text{ }^\circ\text{C}$; essa dipende dal tipo di materiale e dalle condizioni di scambio termico superficiale ed è espressa in W/m^2K . Questo significa che, a pari differenza di temperatura tra interno ed esterno, tanto più bassa è la trasmittanza tanto minore sarà il flusso di calore disperso verso l'esterno (caso invernale) e di conseguenza tanto minore sarà il carico termico necessario.

Un'ulteriore dato da non trascurare è la massa superficiale M_s , definita dal DL 311 [4] come la massa per unità di superficie della parete opaca, compresa la malta dei giunti ma senza considerare gli intonaci; misurata in kg/m^2 . Lo stesso decreto impone per le abitazioni, escluse quelle che si trovano nella zona F, che il valore della massa superficiale delle pareti opache verticali, orizzontali o inclinate sia superiore a $230 kg/m^2$. Questo parametro, anche se non rientra direttamente nel calcolo del carico di progetto, risulta di notevole

importanza per la termodinamica dell'edificio. Se, infatti, le strutture presentano delle masse piccole, anche se ben isolate (trasmittanze contenute), basta poco tempo affinché la superficie interna di queste si porti alla stessa temperatura dell'aria esterna, raffreddando (o riscaldando nel caso estivo) l'aria interna. Avere una massa superficiale elevata significa quindi avere un'elevata inerzia termica, la quale smorza i picchi di temperatura; tutto ciò va a vantaggio sicuramente del sistema di riscaldamento (o di raffrescamento) ma anche del comfort ambientale. Questo significa inoltre che, se il sistema di riscaldamento è di tipo intermittente, avere una massa superficiale elevata riduce il valore della potenza di ripresa.

Nel caso specifico i valori di massa superficiale sono compresi tra i 250 e i 300 kg/m^2 .

Anche la forma dell'edificio influenza in maniera non trascurabile lo scambio termico che avviene attraverso la superficie dell'involucro: ciò è espresso dal rapporto di forma S/V . Edifici con valori di S/V contenuti si caratterizzano per essere estremamente compatti, infatti a parità di volume riscaldato, agendo sul rapporto S/V si possono ridurre le superfici disperdenti dell'edificio comprese quelle verso locali riscaldati o a temperatura prefissata. Nel rapporto di forma dell'edificio S/V :

- S , espressa in metri quadrati, è la superficie che delimita verso l'esterno (ovvero verso ambienti non dotati di impianto di riscaldamento), il volume riscaldato V ;
- V è il volume lordo, espresso in metri cubi, delle parti di edificio riscaldate, definito dalle superfici che lo delimitano.

Nell'edificio in esame il valore di S/V è pari a 0,21 [$1/m$]. Il valore della potenza dispersa per trasmissione si calcola quindi per ogni struttura (muri, finestre, solai, ecc) moltiplicando ciascuna area per la corrispondente trasmittanza e per la differenza di temperatura tra interno ed esterno. Sommando tutte le potenze ricavate si ottiene il valore totale delle dispersioni per trasmissione.

A questo valore di potenza termica disperso va infine sommata la quota dovuta ai ponti termici. Per ponti termici si intendono quelle zone, limitate in termini di superficie, dove si verificano disomogeneità del materiale e/o variazioni di forma. In queste zone, a causa di un incremento del valore dei flussi termici e di una variazione delle temperature superficiali interne, si verifica un aumento della potenza termica dispersa attraverso le pareti.

Nelle strutture edilizie reali si presentano degli effetti perturbativi locali che inducono ad un incremento della conduttanza termica e che sono appunto i ponti termici. Generalmente essi possono essere distinti in:

- ponti termici di struttura, ove la presenza di elementi eterogenei di maggior conduttività incrementa il flusso termico locale;
- ponti termici di forma, ove la presenza di spigoli provoca un addensamento delle isoterme e la comparsa di un flusso bidimensionale a causa della maggiore superficie esterna rispetto a quella interna.

Per il calcolo preciso del valore della potenza termica dispersa a causa dei ponti termici si è fatto riferimento alla norma UNI EN ISO 14683 [7], dove l'indicatore utilizzato per quantificarne le dispersioni è la trasmittanza termica lineare ψ espressa in W/mK .

1.2.3 Dispersione per ventilazione

Per quanto riguarda il calcolo della dispersione termica di progetto per ventilazione è necessario innanzitutto distinguere tra il caso di ambiente con ventilazione meccanica e quello senza ventilazione meccanica. Nel caso in esame il tipo di ventilazione è quella naturale; in questi casi, si suppone che l'aria di rinnovo abbia le caratteristiche termiche dell'aria esterna. Pertanto, la dispersione termica è proporzionale alla differenza tra la temperatura interna di progetto e la temperatura dell'aria esterna.

La potenza dispersa per ventilazione da ogni singolo locale riscaldato si calcola [5], quindi, come il prodotto tra la portata d'aria del singolo spazio riscaldato V_i (espressa in m^3/s) per la densità dell'aria, per il calore specifico e per la differenza di temperatura tra interno ed esterno.

La V_i è il valore massimo tra la portata d'aria per infiltrazione, dovuta al flusso d'aria attraverso le fessure e le giunzioni nell'involucro dell'edificio, e la portata d'aria minima, richiesta per ragioni igieniche. Se andiamo a considerare il nostro edificio, essendo esso di nuova costruzione e ben isolato, si è ritenuto che le portate di infiltrazione fossero minori rispetto a quelle minime imposte per motivi igienici. Nel calcolo delle dispersioni per trasmissione si sono, quindi, utilizzate queste ultime, che da norma [5] sono:

- Per gli ambienti abitabili = 0,5 volumi/ora
- Per la cucina = 1,5 volumi/ora
- Per il bagno = 2 volumi/ora

1.2.4 Potenza di riscaldamento

Il calcolo di progetto è riferito a tre appartamenti del tutto simili tra di loro ma che differiscono per la loro collocazione: uno si trova infatti al piano terra, l'altro al primo, mentre il terzo occupa il secondo ed ultimo piano dell'edificio.

Piano terra					
Locale	$P_{trasm}[W]$	$P_{PT}[W]$	$P_{vent}[W]$	$P_{tot}[W]$	$P_{ripresa}[W]$
Cucina + soggiorno	1322	330	2160	3812	762
Bagno	194	49	413	787	157
Camera 1	544	136	207	887	177
Camera 2	478	120	257	854	171
Totale	2538	634	3037	6340	1268

Tabella 1.1: Riepilogo dispersioni appartamento piano terra.

Primo piano					
Locale	$P_{trasm}[W]$	$P_{PT}[W]$	$P_{vent}[W]$	$P_{tot}[W]$	$P_{ripresa}[W]$
Cucina + soggiorno	1230	307	2160	3697	740
Bagno	180	45	413	766	153
Camera 1	518	130	207	854	171
Camera 2	445	111	257	813	163
Totale	2373	593	3037	6131	1226

Tabella 1.2: Riepilogo dispersioni appartamento primo piano.

Secondo piano					
Locale	$P_{trasm}[W]$	$P_{PT}[W]$	$P_{vent}[W]$	$P_{tot}[W]$	$P_{ripresa}[W]$
Cucina + soggiorno	1415	354	2160	3929	786
Bagno	207	52	413	807	161
Camera 1	571	143	207	920	184
Camera 2	511	128	257	895	179
Totale	2704	676	3037	6551	1310

Tabella 1.3: Riepilogo dispersioni appartamento secondo piano.

Nelle tabelle 1.1, 1.2 e 1.3 sono riportati i valori riassuntivi dei calcoli effettuati, dove:

- P_{trasm} è la potenza termica dispersa per trasmissione
- P_{PT} è la potenza dispersa per la presenza di ponti termici
- P_{vent} è la potenza dispersa per ventilazione
- P_{tot} è la potenza dispersa totale
- $P_{ripresa}$ è la potenza di ripresa

Locale	Piano terra	Primo piano	Secondo piano
Cucina + soggiorno	4575	4437	4715
Bagno	944	919	968
Camera 1	1064	1025	1105
Camera 2	1025	976	1075
Totale	7608	7357	7861

Tabella 1.4: Carichi di progetto totali [W].

Nella Tabella 1.4 sono riportati i carichi di picco totali per ogni appartamento: da essi si può notare come, nonostante i valori numerici siano molto simili tra loro, l'appartamento intermedio presenta delle dispersioni minori. Questo è giustificato dal fatto che esso confina sopra e sotto con degli appartamenti, e non con il terreno o con il solaio come negli altri due casi. Partendo da questi valori si può scegliere la taglia della macchina da utilizzare: 12 kW. La taglia viene scelta in modo che la macchina abbia delle rese, alla temperatura di progetto, superiori ai valori del carico totale di picco; come si vede dalle tabelle di resa della macchina considerata (riportate nell'appendice B) le potenze fornite a -5 °C sono sempre superiori ai valori del carico totale riportati in tabella 1.4

La tabella 1.5 riassume i dati utilizzati nel calcolo del carico termico di progetto mentre per le dimensioni dell'appartamento le quote sono riportate in figura 1.1.

Temperatura esterna	-5	°C
Temperatura interna	20	°C
Temperatura interna bagno	24	°C
U_{lim} strutture opache verticali	0,34	W/m^2K
U_{lim} strutture opache orizzontali o inclinate	0,34	W/m^2K
U_{lim} pavimenti	0,33	W/m^2K
U_{lim} chiusure trasparenti - comprensive degli infissi	2,2	W/m^2K
U_{lim} chiusure trasparenti - solo vetri	1,7	W/m^2K
Ricambi orari per gli ambienti abitabili	0,5	volumi/ora
Ricambi orari per la cucina	1,5	volumi/ora
Ricambi orari per il bagno	2	volumi/ora

Tabella 1.5: Riepilogo dati in ingresso.

1.3 Inerzia e capacità termica

Poiché per calcolare l'andamento della temperatura all'interno dell'edificio nel tempo è fondamentale tenere presente gli effetti dovuti all'inerzia e alla capacità termica dell'edificio stesso, in questo paragrafo si mostrerà come si calcolano queste due grandezze e i valori ottenuti.

La capacità termica di un corpo viene definita come la quantità di energia termica che deve essere fornita per innalzare la temperatura dell'intero corpo di 1 grado e si misura in J/K . È immediato vedere che avere un'elevata capacità termica significa avere dei tempi di riscaldamento più lunghi, a pari potenza fornita, ma anche avere un tempo di raffreddamento a pari dispersioni termiche superiore.

Dalla norma UNI EN ISO 13790 [8] si ricava che la capacità termica interna di un edificio, C , deve essere calcolata sommando le capacità termiche di ogni struttura che è in contatto diretto con l'aria dell'ambiente considerato.

$$C = \sum_j \varphi_j \cdot A_j = \sum_j \sum_i \rho_{ij} \cdot c p_{ij} \cdot d_{ij} \cdot A_j \quad (1.1)$$

Dove :

- φ_j è la capacità termica areica interna per unità di superficie del singolo elemento j dell'edificio misurata in $[J/Km^2]$;
- A_j è l'area del j -esimo elemento;
- ρ_{ij} è la densità del materiale dello strato i -esimo all'interno dell'elemento j -esimo;

- cp_{ij} è il calore specifico dello strato i -esimo all'interno dell'elemento j -esimo;
- d_{ij} è lo spessore dello strato i -esimo all'interno dell'elemento j -esimo;

La somma deve includere i parametri della stratigrafia di ogni elemento, a partire dalla superficie interna fino al primo strato di isolante; lo spessore massimo imposto dalla norma è di 10 *cm* o il centro della parete considerata. Poiché, come si vede chiaramente dalla formula 1.1, la capacità termica di un corpo dipende sia dalla natura del materiale sia dalla sua massa, non vengono fornite tabelle che indicano i valori delle capacità termiche dei materiali, bensì tabelle con i loro calori specifici; una volta noto il calore specifico è quindi sufficiente moltiplicarlo per la relativa massa (densità per volume) per ottenere il valore desiderato di capacità termica. Nel caso specifico si è utilizzata la stratigrafia mostrata nella tabella 1.6. Tale stratigrafia si ferma per le pareti interne allo strato di isolante, come prescritto dalla UNI EN ISO 13790 [8]; per quanto riguarda l'effetto del posizionamento dell'isolante all'interno della parete verrà specificato in seguito nel capitolo relativo alla regolazione, nel paragrafo dedicato all'inerzia termica.

Pareti esterne						
	d	ρ	A_{tot}	cp	M	C_i
	<i>m</i>	<i>Kg/m³</i>	<i>m²</i>	<i>J/kgK</i>	<i>kg</i>	<i>J/K</i>
intonaco	0,015	1400	200	1000	4200	4200000
laterizio	0,08	900	200	840	14400	12096000
Pareti interne						
	d	ρ	A_{tot}	cp	M	Ci
	<i>m</i>	<i>Kg/m³</i>	<i>m²</i>	<i>J/kgK</i>	<i>kg</i>	<i>J/K</i>
intonaco	0,01	1400	51,4	1000	719,6	719600
laterizio	0,08	900	51,4	840	3701	3108672
intonaco	0,01	1400	51,4	1000	719,6	719600
				tot	23740	20843872

Tabella 1.6: Stratigrafia e valori utilizzati nel calcolo dell'inerzia termica dell'edificio.

I valori delle varie densità ρ dei diversi materiali che costituiscono i singoli strati sono quelli indicati dalla norma UNI 10351 [9], mentre i valori dei cp sono stati ricavati dalla letteratura tecnica. Come si vede dalla tabella 1.6 si è considerata la stessa stratigrafia sia per le pareti esterne sia per il soffitto. Entrambe queste strutture, nei primi 10

centimetri di spessore interno, sono formate da due strati: un intonaco di calce e gesso e una struttura di mattoni in laterizio. Per quanto riguarda invece le pareti interne sono state considerate nella loro interezza avendo come spessore totale il valore limite di 10 centimetri dato dalla norma [8]; per questo motivo oltre ai due strati sopra descritti si è aggiunto un terzo strato uguale al primo. In questo modo le pareti interne sono state ipotizzate come costituite da uno strato centrale di mattoni rivestito da entrambi i lati da un intonaco di calce e cemento. Per questi motivi le superfici di ogni singola parete sono state sommate ed è stato riportato solamente il valore totale A_{tot} , uno per ogni diverso strato di materiale.

Per quanto riguarda il pavimento, invece, la stratigrafia è diversa e la sua inerzia termica tiene conto anche della presenza dei serpentine dell'impianto radiante e quindi della massa dell'acqua in essi contenuta. Per quanto riguarda tale stratigrafia e il valore della capacità termica del pavimento si rimanda al capitolo relativo ai pannelli radianti.

Le masse delle porte e delle finestre sono state trascurate in quanto poco influenti sulla capacità termica totale; allo stesso modo non sono state prese in considerazione le masse dei componenti d'arredo.

1.4 Acqua calda sanitaria

Al fine di rendere l'analisi più completa occorre considerare anche la produzione di acqua calda sanitaria in quanto la potenza termica richiesta per questo scopo non è trascurabile. Innanzitutto è necessario stabilire la taglia del serbatoio di acqua calda sanitaria, posto all'interno dell'alloggio. Il calcolo di tale volume V_w è stato eseguito in accordo alla norma UNI 11300-2 [10] che indica di utilizzare la formula seguente:

$$V_w = a \cdot N_U \quad (1.2)$$

Dove:

- a è il fabbisogno giornaliero specifico che, nel caso in esame, sempre secondo la norma, è pari a $4,514 \cdot S_U^{-0,2356}$; dove S_U è la superficie utile che può essere calcolata secondo la norma UNI 11300-1 [11] moltiplicando la superficie lorda per un fattore correttivo f_n ricavabile in funzione dello spessore medio delle pareti esterne secondo la seguente formula:

$$f_n = 0,9761 - 0,3055 \cdot d_m \quad (1.3)$$

- N_U è un parametro che dipende dalla destinazione d'uso dell'edificio che nel caso specifico delle abitazioni è pari alla superficie utile S_U

Il valore così ricavato è stato quindi verificato facendo riferimento alla norma EN 255-3 [12]. La scelta è, infine, caduta su di un serbatoio d'accumulo di $0,25 \text{ m}^3$ (250 litri).

Una volta stabilita la taglia, è fondamentale verificare che questo serbatoio mantenga l'acqua a temperature sufficientemente elevate per un tempo adeguato al fine di impedire o comunque sfavorire la formazione e la proliferazione del batterio della Legionella Pneumophila.

Per la produzione di acqua calda sanitaria si utilizza la stessa pompa di calore che è stata scelta per il riscaldamento, la quale riesce a portare il valore della temperatura dell'acqua in mandata pari a $60 \text{ }^\circ\text{C}$ anche con temperature esterne di $-10 \text{ }^\circ\text{C}$. I valori di resa e di COP relativi a LWT pari a $60 \text{ }^\circ\text{C}$ sono riportati nelle tabelle B.7 e B.4.

1.4.1 Tapping cycles

La norma EN 255-3 [12] è volta a stabilire le metodologie e le tecniche utili per testare le pompe di calore quando queste forniscono calore a serbatoi di acqua calda sanitaria.

Il test si compone di sei passi principali:

- A Periodo di riscaldamento
- B Determinazione della potenza entrante in regime di stand-by
- C Determinazione del consumo di energia e del COP per l'ACS tramite l'uso di Tapping Cycles.
- D Determinazione della temperature di riferimento dell'acqua calda e della massima quantità di acqua calda da usare in un singolo ciclo di draw-off.
- E Test per determinare il range della temperatura di funzionamento.
- F Test di sicurezza

Poiché si è seguita questa norma relativamente al punto C e più precisamente si sono utilizzate le tabelle che descrivono i tapping cycles, è necessario descrivere questa procedura più nel dettaglio.

Con il termine tapping cycle si intende un periodo di tempo, più o meno breve, in cui l'acqua viene prelevata dal serbatoio, simulando in questo modo l'apertura di una utenza domestica. La norma stabilisce, a seconda del volume del serbatoio di accumulo (Tabella 1.7), una certa sequenza di spillamenti di acqua (tapping cycles) durante l'arco della giornata (Tabella 1.8)

e anche le rispettive portate; queste variano a seconda delle utenze che si vogliono simulare.

Volume nominale del serbatoio [m^3]	Tapping Cycle numero
$V_{Tank} \leq 0,120$	1
$0,120 < V_{Tank} \leq 0,250$	2
$0,250 < V_{Tank} \leq 0,400$	3
$0,400 < V_{Tank} \leq 0,600$	4
$0,600 < V_{Tank} \leq 0,900$	5

Tabella 1.7: Numero dei Tapping Cycles in funzione del volume nominale del serbatoio d'accumulo.

Inizio (h:min)	Energia [kWh]	Tipo di utenza	Portata [l/min]
07:00	0,105	Piccolo	4
07:15	1,400	Doccia	10
07:30	0,105	Piccolo	4
08:01	0,105	Piccolo	4
08:15	0,105	Piccolo	4
08:30	0,105	Piccolo	4
08:45	0,105	Piccolo	4
09:00	0,105	Piccolo	4
09:30	0,105	Piccolo	4
10:30	0,105	Lavaggio pavimenti	4
11:30	0,105	Piccolo	4
11:45	0,105	Piccolo	4
12:45	0,315	Lavaggio Piatti	4
14:30	0,105	Piccolo	4
15:30	0,105	Piccolo	4
16:30	0,105	Piccolo	4
18:00	0,105	Piccolo	4
18:15	0,105	Pulizie domestiche	4
18:30	0,105	Pulizie domestiche	4
19:00	0,105	Piccolo	4
20:30	0,735	Lavaggio piatti	4
21:15	0,105	Piccolo	4
21:30	1,400	Doccia	10

Tabella 1.8: Tapping Cycle numero 2.

Nel nostro caso, avendo scelto un volume di accumulo (V_{Tank}) di 250 litri, si deve considerare il tapping cycle numero 2 la cui descrizione è riportata in Tabella 1.8.

1.4.2 Descrizione della procedura di calcolo

Come già anticipato, per quanto riguarda il fabbisogno di energia termica da fornire per la produzione di acqua calda sanitaria si è creato un foglio di calcolo basato sulla norma EN 255-3 [12], sopra descritta.

Inizialmente, si divide la giornata in intervalli di tempo pari a 5 minuti (dalle 7.00 alle 6.55), quindi si procede assegnando i valori di energia sottratta all'accumulo durante ogni singolo spillamento in funzione dell'ora della giornata (secondo la tabella 1.8).

Successivamente, in base ai valori di portata di ogni singolo spillamento, si ricava il tempo di apertura della valvola che simula l'utenza. Questo viene calcolato secondo la seguente formula:

$$t_{Spillamento} = \frac{Q_{tapping} \cdot 3600}{\rho_{H_2O} \cdot Cp \cdot \dot{V} \cdot (T_{Tank} - T_{Acq})} \quad (1.4)$$

Dove:

- $t_{Spillamento}$ è la durata di ogni singolo spillamento, espressa in [s];
- $Q_{tapping}$ è l'energia sottratta da ogni spillamento, espressa in [kWh] (vedi Tabella 1.8);
- ρ_{H_2O} è la densità dell'acqua, pari a 1000 [kg/m³];
- Cp è il calore specifico dell'acqua, pari a 4,186 [kJ/kgK];
- \dot{V} è la portata volumetrica di ogni singolo spillamento, espressa in [m³/s] (vedi Tabella 1.8);
- T_{Tank} è la temperatura dell'acqua nel serbatoio, espressa in [K] (vedi Eq. 1.6);
- T_{Acq} è la temperatura dell'acqua dell'acquedotto, pari a 283 [K].

Nota la durata di ogni tapping cycle è possibile ricavare il volume ($V_{Spillamento}$) di acqua spillata (espresso in m^3), il quale sarà uguale a quello dell'acqua proveniente dall'acquedotto che viene reintegrata nell'accumulo. Nell'ipotesi di serbatoio a miscelazione, conoscere la quantità di acqua che deve essere reintegrata è fondamentale per ricavare la temperatura alla quale si porta l'acqua nel serbatoio d'accumulo; la nuova temperatura, dopo ogni spillamento si calcola con l'equazione 1.6. Tale valore è dovuto alla miscelazione tra il volume di acqua nel serbatoio che si trova ad una certa temperatura, calcolata all'intervallo di tempo precedente ($T_{Tank(n-1)}$), e il volume di acqua di reintegro alla temperatura di $10\text{ }^\circ C$.

$$V_{Spillamento} = t_{Spillamento} \cdot \dot{V} \quad (1.5)$$

$$T_{Tank(n)} = \frac{\rho \cdot cp \cdot (V_{Tank} - V_{Spillamento}) \cdot T_{Tank(n-1)} + \rho \cdot cp \cdot V_{Spillamento} \cdot T_{Acq}}{\rho \cdot cp \cdot V_{Tank}} \quad (1.6)$$

Questi calcoli sono riportati nel foglio di calcolo per ogni intervallo di tempo di 5 minuti dalla 7.00 fino alle 6.55 del giorno dopo.

Per rendere il calcolo più realistico sono state aggiunte le dispersioni di energia, dovute alla differenza di temperatura tra l'acqua e l'ambiente nel quale si trova il serbatoio. Dalla letteratura tecnica si è ricavato il valore delle perdite di energia termica nell'arco di una giornata nell'ipotesi di ΔT costante e pari a $35\text{ }^\circ C$. Per calcolare le dispersioni, in funzione della T_{Tank} che varia nel tempo, si è ricavato un coefficiente di dispersione medio che poi viene moltiplicato per la differenza tra la $T_{Tank(n)}$ e la T_{Amb} ($20\text{ }^\circ C$) e diviso per la differenza tra $T_{Tank(max)}$ e la T_{Amb} . È immediato vedere come, poiché la temperatura dell'acqua nel serbatoio dipende dalle dispersioni termiche e queste ultime dipendono dalla temperatura stessa, sia necessario ripetere i calcoli in modo iterativo fino a che i valori che si ottengono tra due passi successivi si discostano di un valore molto piccolo.

A questo punto si introducono, nel foglio di calcolo, i valori di energia termica da fornire affinché la temperatura nell'accumulo non si porti al di sotto di un certo valore limite. Considerando che i volumi di acqua calda sanitaria sono riferiti convenzionalmente ad una temperatura di erogazione di $40\text{ }^\circ C$ [10], e tenendo presente l'importanza delle alte temperature per combattere il batterio della Legionella il valore limite di temperatura al di sotto della quale il sistema di regolazione fa partire l'impianto di riscaldamento è fissata ad una temperatura pari a $50\text{ }^\circ C$.

Dai valori di temperature orarie registrate a Milano nel 2007 in località Città

Studi, riportati nell'appendice A, si è preso il giorno più freddo dell'anno, 28 Dicembre 2007, basando il confronto sulla temperatura media giornaliera. In questo giorno le efficienze e le potenze fornite dalla pompa di calore sono le più basse. Questo è dovuto al fatto che questo tipo di macchina (aria-acqua) migliora le sue prestazioni in modo proporzionale alle temperature dell'aria esterna; conseguentemente, a pari energia da fornire, i tempi durante i quali la macchina fornisce potenza sono i più lunghi rispetto agli altri giorni dell'anno.

Il foglio di calcolo fino a qui descritto viene quindi implementato nel seguente modo: per ogni intervallo di tempo (300 secondi) si inserisce la relativa temperatura esterna e, in funzione di quella, i valori di resa della pompa di calore studiata espressi in kW. Quindi si fa in modo che, se la temperatura dell'acqua nel serbatoio scende al di sotto di quella limite ($50\text{ }^{\circ}\text{C}$), si calcola l'energia termica che la macchina deve fornire per ogni intervallo di tempo, secondo la (1.7), fino a che la stessa non superi il valore limite superiore fissato a $55\text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{fornito} = \frac{Resa \cdot 300}{1000 \cdot 3600} \quad [kWh] \quad (1.7)$$

Considerando anche l'energia fornita, durante gli intervalli di tempo nei quali la pompa di calore è accesa, la temperatura dell'acqua nell'accumulo non ha più i valori calcolati inizialmente ma sale; va quindi aggiunto un termine nell'equazione (1.6) in modo da sommare alla $T_{Tank(n)}$ l'incremento di temperatura dovuto alla potenza termica della pompa di calore.

$$T_{Tank(n)}^* = T_{Tank(n)} + \frac{Q_{fornito(n-1)} \cdot 1000 \cdot 3600}{Cp \cdot V_{Tank} \cdot d_{H_2O}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (1.8)$$

Infine, per simulare il sistema di regolazione il quale garantisce che la temperatura dell'acqua alle 7.00 sia sempre pari a $55\text{ }^{\circ}\text{C}$, si aggiunge un piccolo accorgimento: a partire dall'intervallo di tempo che inizia alle 6.30, si somma un certo valore di energia termica. Questa quantità viene calcolata tramite la differenza di temperatura alla quale si trova l'acqua nell'accumulo alle 6.30 $T_{Tank(6.30)}$ e quella desiderata alle 7.00 ($55\text{ }^{\circ}\text{C}$) e tenendo conto che durante questo intervallo di tempo continuano ad essere presenti le dispersioni di energia verso l'ambiente. La quantità di calore considerata è pari a:

$$Q_{fornito}^* = \frac{V_{Tank} \cdot Cp \cdot \rho_{H_2O} \cdot (55 - T_{Tank(6.30)}^*)}{3600 \cdot 1000} + \sum_{t=6.30}^{6.55} Q_{disp} \quad [kWh] \quad (1.9)$$

Se la quantità di energia necessaria è maggiore di quella che la macchina è in grado di fornire nell'arco di tempo di 5 minuti (durata di ciascun intervallo

di tempo) la restante parte viene fornita durante l'intervallo successivo (o gli intervalli successivi).

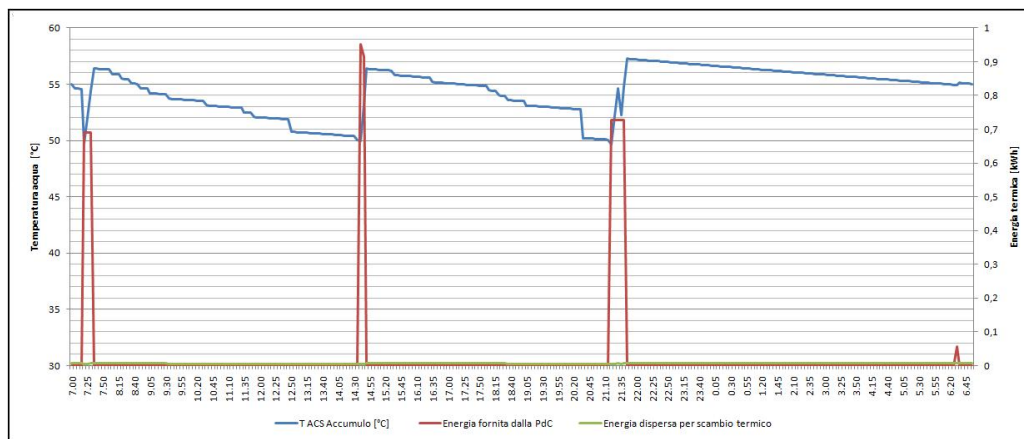


Figura 1.2: Profilo di temperatura dell'acqua calda sanitaria (in Blu) e dell'energia termica da fornire (in Rosso) durante l'arco della giornata.

Con i valori citati durante la descrizione precedente si ottiene il grafico di Figura 1.2. Come si vede la temperatura dell'acqua contenuta nell'accumulo (linea blu) scende solo due volte al di sotto dei $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, ma esclusivamente per periodi di tempo molto brevi, e in ogni caso non scende mai sotto i $49\text{ }^{\circ}\text{C}$. Questo significa che anche nel giorno più freddo, quando la pompa di calore ha le rese minime, la richiesta di acqua calda sanitaria a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ è sempre soddisfatta. Per quanto riguarda l'avviamento della pompa di calore, essa parte quattro volte: le prime tre in corrispondenza degli istanti di tempo in cui la temperatura dell'acqua scende al di sotto dei $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, la terza alle 6.30 quando per la logica di regolazione la temperatura deve essere pari a $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ alle 7.00.

Poiché, come già detto, è importante controllare la formazione e la proliferazione della Legionella, occorre controllare per quanto tempo la temperatura dell'acqua nell'accumulo si trovi al di sopra di una certa temperatura.

Per quanto riguarda la pericolosità del batterio della Legionella, la sua presenza in funzione delle condizioni ambientali e di temperatura e i metodi per combatterlo si rimanda al capitolo successivo. In questo contesto si sottolinea semplicemente come la temperatura sia un fattore fisico avente un ruolo fondamentale sia nella proliferazione che nella eliminazione della Legionella stessa.

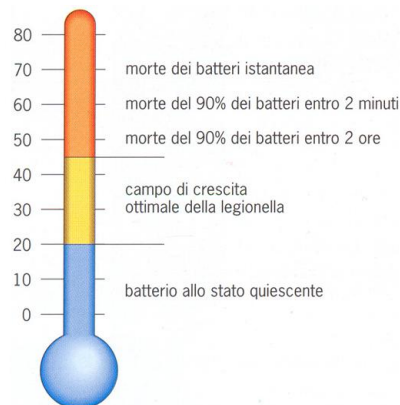


Figura 1.3: Diagramma di Hodgson - Casey.

La figura 1.3 rappresenta il diagramma di Hodgson - Casey, diagramma ormai assunto a livello europeo ed internazionale come sicuro punto di riferimento per stabilire le temperature e i tempi necessari per realizzare i trattamenti termici antilegionella. Esso mostra come, all'aumentare della temperatura, il tempo necessario ad uccidere i batteri decresce, e come già mantenendo per 2 ore l'acqua a 50 °C il 90 % dei batteri venga ucciso. A tale proposito, a partire dai dati precedenti, è possibile creare un ulteriore grafico (Figura 1.4) che mostra per quanto tempo la temperatura dell'acqua si mantiene al di sopra del valore di 55 °C e per quanto tempo scende sotto tale valore.

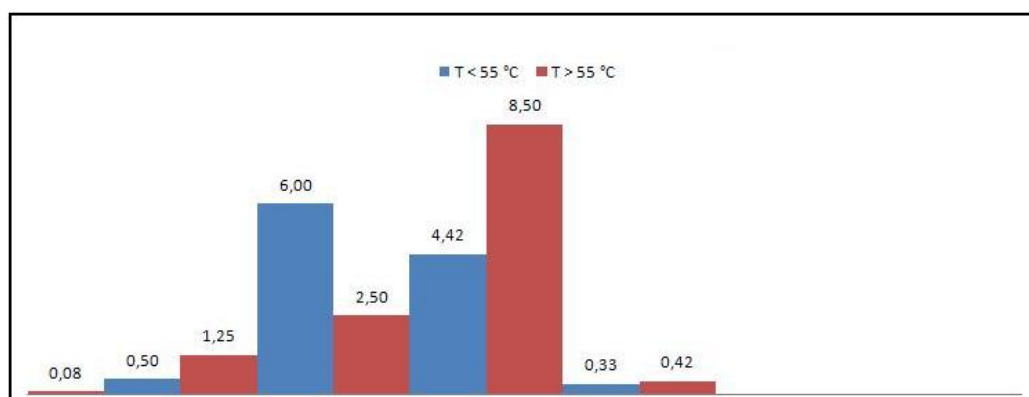


Figura 1.4: Intervalli di tempo in ore nei quali la temperatura dell'acqua si trova al di sopra e al di sotto di 50 °C.

Da questo grafico si vede chiaramente che, nell'arco della giornata, la temperatura rimane per più di 12 ore al di sopra dei $55\text{ }^{\circ}\text{C}$, con conseguente beneficio dal punto di vista dell'abbattimento degli eventuali batteri della legionella. Per finire occorre ricordare che questo metodo, basandosi sull'energia consumata per ogni spillamento, non tiene conto dell'effettiva durata delle singole utenze; ad esempio, dalla Tabella 1.8 si ricava che alle 7.15 per la doccia si consumano $0,00617\text{ kWh}$ e quindi $t_{\text{Spillamento}}$ è pari a 164 secondi, questo non significa che la doccia abbia la medesima durata. I calcoli effettuati tengono infatti conto di acqua a $55\text{ }^{\circ}\text{C}$, mentre all'utenza finale l'acqua arriva a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$; questo, comporta una miscelazione dell'acqua del serbatoio con quella proveniente dall'acquedotto a $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, e quindi una dilatazione nell'erogazione della stessa quantità di energia nel tempo. Non potendo però tenere conto di tutte le variabili relative all'effettiva temperatura di uscita dell'acqua (che può variare anche in funzione della stagione), e volendo standardizzare il più possibile la richiesta di acqua calda sanitaria durante l'anno, si è quindi seguito la procedura descritta.

1.4.3 Legionella

La legionellosi è una malattia infettiva grave e ad alta letalità; sotto tale nome rientrano tutte le forme morbose causate da batteri gram-negativi aerobi del genere *Legionella*. La legionellosi si può manifestare sia in forma di polmonite sia in forma febbrile extrapolmonare o in forma sub-clinica. La specie più frequentemente coinvolta in casi umani è la *Legionella Pneumophila*, anche se altre specie sono state isolate da pazienti con polmonite. Il serbatoio naturale della *Legionella* è l'ambiente; da tale serbatoio (ambienti lacustri, palustri, corsi d'acqua, acque termali ecc) i germi passano poi in altri serbatoi artificiali: reti di distribuzione dell'acquedotto, impianti idrici dei singoli edifici, piscine ecc [13].

Questo argomento non può, quindi, essere trascurato quando si tratta di impianti idrici, siano essi civili o industriali, sanitari o non. Ne è testimone il fatto che le infezioni da *Legionella* sono considerate un problema emergente della Sanità pubblica, tanto che sono sottoposte a sorveglianza speciale da parte dell'Organizzazione Mondiale della Sanità (OMS), della Comunità Europea in cui è operante l'European Working Group for Legionella Infections (EWGLI) e dell'Istituto Superiore di Sanità, che ha istituito dal 1983 il Registro nazionale della legionellosi. Esistono a riguardo diverse normative e linee guida. Tra le tante:

- Gazzetta ufficiale N. 103 del 5 Maggio 2000, Ministero della sanità, Linee guida per la prevenzione e il controllo della legionellosi

- ASHRAE Guideline 12.2000, ASHRAE STANDARD: Minimizing the Risk of Legionellosis Associated with Building Water Systems
- Gazzetta Ufficiale N. 28 del 4 Febbraio 2005, CONFERENZA PERMANENTE PER I RAPPORTI TRA LO STATO LE REGIONI E LE PROVINCE AUTONOME DI TRENTO E BOLZANO PROVVEDIMENTO 13 gennaio 2005 Accordo, ai sensi dell'articolo 4 del decreto legislativo 28 agosto 1997, n. 281, tra il Ministro della salute e le regioni e le province autonome di Trento e di Bolzano, avente ad oggetto «Linee guida recanti indicazioni sulla legionellosi per i gestori di strutture turistico-ricettive e termali».
- Bollettino ufficiale Regione Emilia Romagna N.147 del 22 Agosto 2008, Deliberazione del 21 Luglio 2008 n. 1115 Approvazione linee guida regionali per la sorveglianza e il controllo della legionellosi
- Bollettino Ufficiale Regione Lombardia N.10 del 9 Marzo 2009, Linee guida: Prevenzione e controllo della legionellosi in Lombardia.

Le condizioni più favorevoli alla proliferazione della *Legionella Pneumophila* sono [13]:

- si sviluppa con una temperatura dell'acqua compresa fra 25 e 42 °C, con una crescita ottimale a 36 °C.
- sopravvivenza in ambienti acidi e alcalini, sopportando valori di pH compresi fra 5,5 e 8,3;
- condizioni di stagnazione;
- presenza di incrostazioni e sedimenti;
- biofilm;
- presenza di amebe.

Per combattere il fenomeno esistono diversi sistemi, indicati nelle diverse linee guida soprascritte, in particolare la Gazzetta Ufficiale N.103 [14] riporta nel capitolo 8 i seguenti metodi di controllo e prevenzione della contaminazione del sistema idrico:

1 **Trattamento termico**

L'effetto inattivante dell'aumento della temperatura è stato dimostrato sia negli ospedali che in alberghi. Impianti dell'acqua calda mantenuti

a temperature superiori ai 50 °C sono meno frequentemente colonizzati da Legionella. L'aumento della temperatura dell'acqua calda è uno dei metodi correntemente adoperato per il controllo della legionella nell'impianto di distribuzione dell'acqua. Una temperatura superiore a 60 °C inattiva la Legionella in modo proporzionale al tempo di esposizione. Due metodi nello specifico sono:

1.1 Shock termico

Elevare la temperatura dell'acqua a 70-80 °C continuativamente per tre giorni e far scorrere l'acqua quotidianamente attraverso i rubinetti per un tempo di 30 minuti. Alcuni autori raccomandano di svuotare preventivamente i serbatoi dell'acqua calda, di pulirli ed effettuare una decontaminazione con cloro (100 mg/l per 12-14 ore). È fondamentale verificare che, durante la procedura, la temperatura dell'acqua nei punti distali raggiunga o ecceda i 60 °C; se questa temperatura non viene raggiunta e mantenuta la procedura non fornisce garanzie.

1.2 Mantenimento costante della temperatura tra 55-60 °C all'interno della rete ed a monte della miscelazione con acqua fredda.

Questa tecnica pur garantendo una buona efficacia presenta l'inconveniente degli elevati consumi di energia e di conseguenza di costi elevati, a volte non compatibili con generali criteri di economia energetica. Inoltre, potrebbe presentare problemi di sicurezza per gli utenti della rete idrica.

2 Clorazione

Il cloro è un agente ossidante che è stato usato con successo per il controllo igienico-sanitario delle acque potabili. L'inattivazione e la soppressione della Legionella Pneumophila richiedono una concentrazione costante di cloro superiore a 3 mg/l. Per la bonifica si utilizzano due approcci: l'iperclorazione shock e l'iperclorazione continua.

3 Biossido di cloro

4 Lampade a raggi ultravioletti

L'irradiazione con luce ultravioletta è un metodo alternativo interessante per la disinfezione dell'acqua potabile. La luce ultravioletta (254 nm) inattiva i batteri producendo dei dimeri di timina nel DNA che ne ostacolano la replicazione. L'applicazione della luce ultravioletta è

una modalità di disinfezione che risulta essere maggiormente efficace in vicinanza del punto di impiego.

5 Ionizzazione rame/argento

Metalli come il rame e l'argento sono noti agenti battericidi e l'effetto è dovuto alla loro azione sulla parete cellulare del microorganismo, che comporta una distorsione della permeabilità cellulare che, unita alla denaturazione proteica, porta le cellule alla lisi e alla morte.

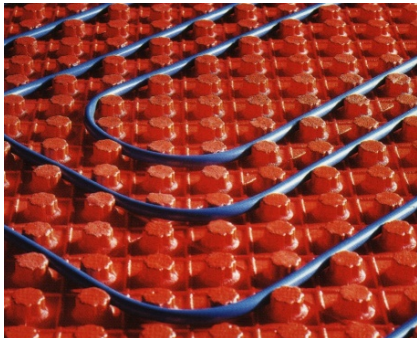
6 Perossido di idrogeno e argento

Il trattamento viene effettuato tramite una soluzione stabile e concentrata di perossido di idrogeno (acqua ossigenata) e argento, sfruttando l'azione battericida di ciascuna delle due componenti e la sinergia che tra di loro si sviluppa.

Capitolo 2

Tipologie di impianti di riscaldamento considerati

Nel capitolo precedente si è descritto l'edificio e le sue caratteristiche termiche, in questa sede verranno mostrate le due tipologie di impianto di riscaldamento prese in considerazione, le loro caratteristiche e il loro dimensionamento:



Impianto di riscaldamento radiante a pavimento



Impianto di riscaldamento a ventilconvettori

2.1 Impianto di riscaldamento a pavimento radiante

Con l'entrata in vigore delle norme sull'uso razionale dell'energia, l'aumento dell'isolamento termico sui nuovi edifici ha determinato una sensibile riduzione del relativo fabbisogno termico, consentendo una positiva rivalutazione dei sistemi di riscaldamento radiante. Questa tipologia di impianti esiste già dai primi anni del secondo dopoguerra; la tecnica adottata era quella di annegare nei pavimenti, senza strati sottostanti di materiale isolante, tubi in acciaio da 1/2" o da 3/4". Questi primi impianti, così realizzati, erano causa di numerosi disturbi fisiologici, quali ad esempio cattiva circolazione, innalzamento della pressione arteriosa, mal di testa ed eccessiva sudorazione. Queste condizioni di malessere fisiologico erano dovute a valori troppo elevati di: temperatura superficiale del pavimento e inerzia termica delle solette. In particolare si dimostra che, per evitare sensazioni di malessere, la temperatura superficiale del pavimento non deve superare i 28 - 29 °C. Al contrario, negli impianti esaminati, si raggiungevano temperature molto più elevate, spesso superiori anche a 40 °C. Sotto la spinta della crisi energetica degli anni settanta, quasi tutti i paesi europei emanano leggi che impongono un buon isolamento termico degli edifici. È così possibile riscaldare i locali con una minore potenza termica e quindi (nel caso dei pannelli) con temperature a pavimento più basse; inoltre, realizzando pavimenti galleggianti con isolamento termico sia sotto i pannelli, sia verso le pareti, è possibile ridurre l'inerzia termica. Attualmente in Europa questi impianti soprattutto in edifici di nuova costruzione stanno conoscendo un meritato successo certamente dovuto ai vantaggi che essi possono offrire.

2.1.1 Vantaggi

In molti paesi del nord Europa, già da una ventina d'anni, la soluzione impiantistica dei pannelli radianti è utilizzata in maniera sempre maggiore e nell'ultimo decennio ha avuto un forte sviluppo anche in Italia. Questa grande diffusione è conseguente a una serie di vantaggi oggettivi, che i sistemi di riscaldamento radiante conseguono rispetto agli impianti tradizionali, basati soprattutto sul riscaldamento radiativo.

Benessere termico

Il benessere termico si ottiene quando la temperatura assume una particolare distribuzione in funzione dell'ambiente riscaldato. Questo profilo

di temperatura è indicato nella figura 2.1 [1] che mostra la curva ideale di benessere termico.

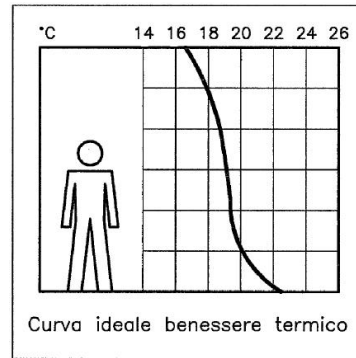


Figura 2.1: Curva ideale di benessere termico [1].

Come si può facilmente notare il benessere termico si raggiunge con temperature più calde a pavimento e leggermente più fredde a soffitto.

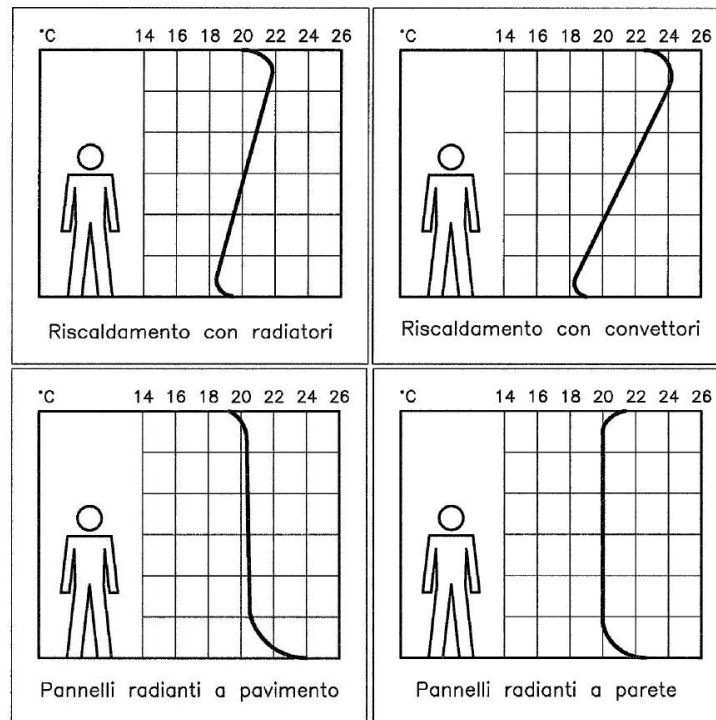


Figura 2.2: Profili di temperatura ambiente nel caso siano installati radiatori o pannelli radianti a pavimento [1].

Dal confronto tra i profili di temperatura in funzione delle diverse tipologie impiantistiche, mostrati nella figura 2.2 [1], è immediato vedere come gli impianti a pavimento, grazie alla particolare collocazione unitamente alla cessione di calore per convezione e per irraggiamento, generano una distribuzione della temperatura ambiente che avvicina sensibilmente la curva ideale.

Pulizia dell'aria

Questo tipo di impianto limita sensibilmente i moti convettivi dell'aria, riducendo al minimo la circolazione delle polveri e minimizzandone, così, l'esposizione a livello dell'apparato respiratorio delle persone. Inoltre è stato rilevato che superfici a temperatura superiore ai $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, sono in grado di decomporre gran parte del pulviscolo, determinando delle alterazioni alle particelle che causano senso di disidratazione e irritazione alle vie respiratorie.

Condizioni igieniche

Gli impianti a pannelli mantengono buone condizioni igieniche ambientali, evitando il formarsi di zone umide a pavimento e sottraendo pertanto il loro ambiente ideale ad acari e batteri e l'insorgere di muffe (e della relativa fauna batterica) sulle pareti che confinano coi pavimenti caldi.

Impatto ambientale

Non imponendo nessun vincolo di natura architettonica, legato alla presenza e all'ingombro di unità terminali, i pannelli radianti permettono di acquisire una notevole libertà nell'arredamento con conseguente utilizzo degli spazi disponibili in maniera più razionale. Inoltre non contribuiscono al degrado di intonaci, pavimenti in legno e serramenti.

Utilizzo di calore a bassa temperatura

L'elevata superficie di scambio termico, permette a questi impianti di funzionare con un fluido termovettore a temperature più ridotte (tipicamente $30 - 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ rispetto ai $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ dei radiatori); questa è una caratteristica ottimale per le macchine che hanno rendimenti che aumentano al diminuire della temperatura richiesta come ad esempio pompe di calore o caldaie a condensazione.

Possibilità di raffrescamento estivo

Con un'unica soluzione è possibile climatizzare l'ambiente dove è installato anche nelle stagioni calde. Va tenuto presente che in regime estivo questi

impianti hanno dei limiti aggiuntivi quali: la resa frigorifera, dovuta al limite relativo alla temperatura superficiale che, per evitare fenomeni di condensa, deve rimanere al di sopra della temperatura di rugiada, e l'impossibilità di attuare una deumidificazione. In ogni caso è possibile ottenere risparmi sui consumi energetici variabili tra il 5% e il 10%.

Gradiente termico Pavimento-Soffitto

Con gli impianti tradizionali di riscaldamento si riscontra una temperatura dell'aria maggiore in prossimità del soffitto e inferiore a livello del pavimento, questo fenomeno fa sì che per portare la zona occupata fino alla temperatura desiderata si deve riscaldare un volume d'aria maggiore, con conseguenti consumi energetici superiori oltre che una situazione di discomfort dovuta ad un profilo termico dell'aria interna opposto a quello del benessere termico (vedi figura 2.2).

Temperatura operante

La temperatura percepita dal corpo umano in uno spazio confinato è la cosiddetta temperatura operante (T_o). Quest'ultima è una combinazione della temperatura di bulbo secco dell'aria (IAT) e della temperatura media radiante (T_{MR}). Poiché nella stagione invernale la condizione di benessere termico si consegue per $T_o = 20\text{ }^\circ\text{C}$, ricavabile da molteplici combinazioni tra T_{MR} e IAT, è possibile, innalzando la T_{MR} , mantenere le condizioni di comfort termico riducendo la IAT a valori inferiori a $20\text{ }^\circ\text{C}$. [1] [15]

2.1.2 Svantaggi

Oltre ai vantaggi sopradescritti esistono anche degli svantaggi, o meglio dei limiti, all'utilizzo dei pannelli radianti a pavimento.

Temperatura superficiale del pavimento

Il primo limite che, come già evidenziato, ne aveva compromesso lo sviluppo e la diffusione in quanto causa di condizioni di malessere fisiologico è la temperatura superficiale del pavimento. Essa, secondo la norma UNI EN 1264-4 [16], deve essere inferiore ai seguenti valori:

- $29\text{ }^\circ\text{C}$ in ambienti dove ci si sofferma in permanenza;
- $33\text{ }^\circ\text{C}$ in locali bagno, docce e piscine;
- $35\text{ }^\circ\text{C}$ in zone perimetrali o in locali dove si accede raramente.

Il rispetto di tali valori comporta precisi limiti alla potenza termica cedibile da un pannello e più precisamente:

- $Q_{\max} = 100 \text{ W/m}^2$ in ambienti dove ci si sofferma in permanenza;
- $Q_{\max} = 150 \text{ W/m}^2$ in locali bagno, docce e piscine;
- $Q_{\max} = 175 \text{ W/m}^2$ in zone perimetrali o in locali dove si accede raramente.

Se Q è maggiore di Q_{\max} , si deve cedere col pannello una potenza termica inferiore o uguale a Q_{\max} e ricorrere, per la potenza mancante, ad un corpo scaldante integrativo.

Aspetti progettuali

A differenza degli impianti tradizionali a corpi scaldanti, gli impianti a pannelli richiedono un maggior impegno per la determinazione dei parametri di progetto. Infatti, oltre ai parametri necessari per determinare le dispersioni termiche dei locali, la progettazione degli impianti a pannelli richiede anche la conoscenza dettagliata di tutti gli elementi costruttivi che riguardano i pavimenti e le solette. Questo porta ad un aumento della complessità dei calcoli e ad un minor adattamento a varianti in corso d'opera o ad impianto ultimato (non è possibile togliere o aggiungere porzioni di pannello come invece è possibile con i radiatori).

Altro aspetto non trascurabile è che, se da una parte è vero che un pavimento radiante non pone dei vincoli sul posizionamento dell'arredo, è altrettanto vero che l'arredo ne influenza il corretto funzionamento. Per convincersi di ciò basta pensare che uno strato di parquet riduce la potenza scambiata dal pannello, a parità di ogni altro parametro, rispetto ad un pavimento in cotto. Inoltre, nel caso in cui sopra al pavimento fosse posto un tappeto, situazione molto comune, esso si comporta come un vero e proprio strato di isolante. La lana di cui è costituito agendo da isolante riduce in modo non trascurabile la temperatura superficiale del tappeto; il pannello si trova quindi ad essere sottodimensionato in quanto gli scambi termici convettivo e radiativo dipendono dalla temperatura superficiale.

Il problema dell'arredo esiste anche qualora non vi fossero presenti tappeti, situazione possibile, in quanto il pavimento radiante è influenzato anche da altri componenti d'arredo quali ad esempio i letti, i divani, gli armadi, ecc. La superficie che scambia calore in modo attivo con l'ambiente non è tutta quella in cui è installato il pannello ma solo una porzione di essa, quella sopra la quale non sono posizionati mobili o tappeti; essa si chiama superficie operante utile. È immediato vedere come tanto maggiori saranno le aree occupate dagli

arredi tanto minore sarà la superficie operante utile. Anche in questo caso l'impianto risulta sottodimensionato, e sarebbe necessario che il progettista tenesse conto di questi aspetti concordando la disposizione dell'arredo con l'utente finale già in fase di progetto; cosa molto difficile da realizzare in termini pratici.

Va inoltre ricordato che in presenza di mobili l'energia prodotta dalle porzioni di area occupate da essi non va disperso. In termini energetici il calore viene comunque dissipato dalla parte attiva ma non va a sommarsi all'energia scambiata, in quanto viene immagazzinata dai mobili stessi che si riscaldano ma prima di iniziare a cedere calore loro stessi, dovrebbero raggiungere una temperatura superiore a quella dell'ambiente.

Inerzia termica

Come ultimo svantaggio, ma forse il più importante, si riporta l'inerzia termica. Gli impianti a pannelli radianti sono caratterizzati dall'aver un'elevata inerzia termica in quanto, per cedere calore, utilizzano le strutture in cui sono annegati i pannelli stessi.

In ambienti riscaldati con una certa continuità (e con buon isolamento sotto i pannelli) l'inerzia termica di questi impianti non pone particolari problemi. Per contro in ambienti riscaldati solo per brevi periodi (ad esempio case di fine settimana) l'inerzia termica degli impianti a pannelli comporta sensibili sfasamenti tra i tempi di avviamento e quelli di effettivo utilizzo. Pertanto in questi casi conviene ricorrere ad altri sistemi di riscaldamento.

Questo aspetto verrà meglio analizzato in seguito ma è giusto anticiparne in questa sede qualche caratteristica. Lo scambio di calore avviene prima tra acqua e pavimento, poi tra pavimento e ambiente: prima le tubazioni scaldano tutto il massetto poi, quando la superficie del pavimento supera quella dell'ambiente anche esso comincia a dissipare calore verso l'ambiente stesso. La stessa cosa succede anche al contrario cioè quando si annulla la portata nelle tubazioni il pavimento continua a cedere calore finché la sua superficie rimane più calda dell'ambiente. Il flusso termico si annulla solo quando la differenza di temperatura diventa pari a zero.

La presenza dell'inerzia termica è negativa in quanto:

- aumenta il tempo di messa a regime dell'impianto;
- aumenta il tempo di reazione dell'impianto;
- impedisce una logica di funzionamento con accensioni e spegnimenti.

Il primo punto riguarda soprattutto le abitazioni con utilizzo discontinuo come ad esempio le seconde case in montagna dove l'impianto viene acceso

per brevi periodi di tempo durante l'anno con conseguente penalizzazioni sia dal punto di vista del comfort che dell'efficienza. Questo è dovuto al fatto che l'impianto va a regime in circa 24 ore e rimane caldo per altrettante ore dopo che l'impianto si spegne e che l'abitazione è stata lasciata.

Il secondo punto si riferisce al caso in cui si verificano particolari condizioni climatiche le quali possono innalzare, o abbassare la temperatura esterna e/o i carichi termici per qualche ora. In questi casi l'impianto non riesce a reagire in tempi confrontabili con quelli con cui variano i carichi esterni con conseguente peggioramento delle condizioni di comfort.

L'ultimo punto si riferisce al fatto che l'inerzia dei pannelli rendono la regolazione molto difficile tanto che si tende ad utilizzare una regolazione che mantenga sempre la stessa temperatura nell'ambiente senza nessuna variazione del setpoint durante le ore notturne [1] [15] [17]. Questo aspetto verrà affrontato più in dettaglio nel capitolo dedicato all'analisi delle logiche di regolazione.

2.1.3 Dimensionamento dell'impianto

Tenendo presente queste considerazioni si procede con la descrizione del dimensionamento dell'impianto di riscaldamento a pannelli radianti.

Seguendo il quarto quaderno Caleffi [1] che si rifà alla norma sui pannelli radianti, la UNI EN 1264, in particolare alle parti due e tre che si riferiscono rispettivamente alla determinazione della potenza termica e al dimensionamento [18][19], si sono determinati i parametri dimensionali e i flussi termici emessi.

Per calcolare il flusso di calore verso l'alto emesso da un pannello si è utilizzata la formula:

$$Q = S \cdot \Delta T_{mln} \cdot B \cdot F_p \cdot F_I \cdot F_m \cdot F_D \quad (2.1)$$

dove:

- Q è il flusso di calore verso l'alto emesso dal pannello, $[W]$;
- S è la superficie coperta dal pannello, $[m^2]$;
- ΔT_{mln} è calcolata in accordo con l'equazione 2.2, $[^{\circ}C]$;
- B è il fattore relativo alle caratteristiche del tubo, $[W/m^2K]$;
- F_p è il fattore adimensionale relativo alla resistenza termica del pavimento;

- F_I è il fattore adimensionale relativo all'interasse dei tubi;
- F_m è il fattore adimensionale relativo allo spessore del massetto sopra i tubi;
- F_D è il fattore adimensionale relativo al diametro esterno del tubo.

Di seguito si riportano le procedure seguite per determinare ciascun termine sopra elencato.

La differenza media logaritmica fra la temperatura del fluido e la temperatura ambiente è pari a:

$$\Delta T_{mln} = \frac{T_{IN} - T_{OUT}}{\ln \frac{T_{IN} - IAT}{T_{OUT} - IAT}} \quad (2.2)$$

dove:

- T_{IN} è la temperatura di entrata del fluido scaldante, [$^{\circ}C$]
- T_{OUT} è la temperatura di uscita del fluido scaldante, [$^{\circ}C$]
- IAT è la temperatura dell'aria ambiente (Indoor Air Temperature), [$^{\circ}C$]

Per quanto riguarda il fattore relativo alle caratteristiche del tubo B la norma indica il valore di $6,7 W/m^2K$ per tubi con spessore s di $0,002 m$ e conducibilità termica pari a $0,350 W/mK$; avendo scelto tubi con queste caratteristiche di conseguenza il valore di B utilizzato è quello sopraindicato. Gli altri fattori adimensionali sono stati calcolati tramite le formule seguenti:

$$F_p = \frac{\frac{1}{\alpha} + \frac{s_{m0}}{\lambda_{m0}}}{\frac{1}{\alpha} + \frac{s_{m0}}{\lambda_m} + R_p} \quad (2.3)$$

dove :

- $\alpha = 10,8$ è il coefficiente di scambio termico convettivo [W/m^2K]
- $s_{m0} = 0,045$ è lo spessore di riferimento del massetto sopra ai tubi [m]
- $\lambda_{m0} = 1,0$ è la conducibilità di riferimento del massetto [W/mK]
- λ_m è la conducibilità termica del massetto, [W/mK]
- R_p è la resistenza termica del pavimento, [m^2K/W]

$$F_I = A_I^x \quad (2.4)$$

dove A_I è determinabile in funzione di R_p secondo la tabella 2.1, mentre l'esponente x (per interasse dei tubi variabile fra 0,050 e 0,375 m) si calcola conoscendo l'interasse dei tubi I [m] secondo la formula:

$$x = 1 - \frac{I}{0,075} \quad (2.5)$$

R_p [m^2K/W]	0	0,05	0,1	0,15
A_I	1,23	1,188	1,156	1,134

Tabella 2.1: Valori di A_I in funzione di R_p .

$$F_m = (A_m)^y \quad (2.6)$$

dove il fattore A_m è determinabile in funzione dell'interasse e di R_p secondo la tabella 2.2, mentre l'esponente y (per spessore del massetto sopra i tubi maggiore di 0,015 m) si calcola conoscendo lo spessore del massetto sopra ai tubi s_m [m] secondo la formula:

$$y = 100 \cdot (0,045 - s_m) \quad (2.7)$$

Interasse tubi [m]	Resistenza termica del pavimento [m^2K/W]			
	0	0,05	0,1	0,15
0,05	1,069	1,056	1,043	1,037
0,075	1,066	1,053	1,041	1,035
0,1	1,063	1,050	1,039	1,033
0,15	1,057	1,046	1,035	1,030
0,2	1,051	1,041	1,031	1,027
0,225	1,048	1,038	1,029	1,026
0,3	1,039	1,031	1,024	1,021
0,375	1,030	1,024	1,018	1,016

Tabella 2.2: Valori di A_m in funzione dell'interasse I e di R_p .

$$F_D = (A_D)^z \quad (2.8)$$

dove il fattore A_D è determinabile in funzione dell'interasse e di R_p secondo la tabella 2.3, mentre l'esponente z (per diametri compresi fra 0,010 e 0,030 m) si calcola conoscendo il diametro esterno dei tubi D_e [m] secondo la formula:

$$z = 250 \cdot (D_e - 0,020) \quad (2.9)$$

Interasse tubi [m]	Resistenza termica del pavimento [m^2K/W]			
	0	0,05	0,1	0,15
0,05	1,013	1,013	1,012	1,011
0,075	1,021	1,019	1,016	1,014
0,1	1,029	1,025	1,022	1,018
0,15	1,040	1,034	1,029	1,024
0,2	1,046	1,040	1,035	1,030
0,225	1,049	1,043	1,038	1,033
0,3	1,053	1,049	1,044	1,039
0,375	1,056	1,051	1,046	1,042

Tabella 2.3: Valori di A_D in funzione dell'interasse I e di R_p .

Seguendo questa procedura si sono calcolati i flussi rilasciati dai pannelli radianti verso l'alto per ogni stanza in modo iterativo, cambiando di volta in volta l'interasse, il diametro esterno e lo spessore sopra il massetto, in modo da ottenere un valore il più vicino possibile al carico termico ricavato per ogni locale in condizioni di picco (vedi tabella 1.4 colonna centrale appartamento al primo piano).

Le tabelle 2.4 e 2.5 riassumono i calcoli fatti per ogni singolo locale, prime quattro colonne, e per l'abitazione presa nella sua interezza, quinta colonna. La tabella 2.4 mostra i parametri che entrano direttamente nella formula (2.1) per il calcolo del flusso termico verso l'ambiente, mentre nella tabella 2.5 sono riportati i dati di partenza per ricavare tali parametri.

Le dimensioni dei tubi sono prese in conformità con la EN ISO 15875-1:2001 essendo i tubi scelti in polietilene reticolato PE-X. Nel bagno, poiché la superficie utilizzabile del pavimento è troppo scarsa per garantire il carico richiesto, si è ipotizzata un'installazione a parete.

	Soggiorno + cucina	Bagno	Camera 1	Camera 2	Alloggio intero
Carico di progetto [W]	4437	919	1025	976	7357
Q [W]	4649	875	959	854	7507
S [m ²]	50	12	16	11	95
ΔT_{mln} [°C]	12,3	8,2	12,3	12,3	12,3
B [W/m ² K]	6,7	6,7	6,7	6,7	6,7
F_p [-]	1,045	0,960	1,045	1,045	1,045
F_I [-]	1,064	1,064	0,650	0,831	0,831
F_m [-]	1	1,288	1,063	1,076	1,076
F_D [-]	1,013	1,003	1,006	1,006	1,024

Tabella 2.4: Tabella riassuntiva dei valori utilizzati per il dimensionamento dell'impianto radiante.

	Soggiorno + cucina	Bagno	Camera 1	Camera 2	Alloggio intero
T_{IN} [°C]	35	35	35	35	35
T_{OUT} [°C]	30	30	30	30	30
IAT [°C]	20	24	20	20	20
s [m]	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002
λ [W/mK]	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
α [W/m ² K]	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
S_{m0} [m]	0,045	0,045	0,045	0,045	0,045
λ_{m0} [W/mK]	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
λ_m [W/mK]	6,3	2,4	6,3	6,3	6,3
R_p [m ² K/W]	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032
A_I [-]	1,203	1,203	1,203	1,203	1,203
x [m]	0,333	0,333	-2,333	-1	-1
I [m]	0,05	0,05	0,25	0,15	0,15
A_m [-]	1,06068	1,06068	1,0416	1,04996	1,04996
y [m]	0	4,3	1,5	1,5	1,5
S_m [m]	0,045	0,002	0,03	0,03	0,03
A_d [-]	1,013	1,013	1,023	1,024	1,024
z [m]	1	0,25	0,25	0,25	1
D_e [m]	0,024	0,021	0,021	0,021	0,024

Tabella 2.5: Tabella riassuntiva dei valori dei dati in ingresso per il calcolo del flusso termico ceduto dal pannello all'ambiente.

Per quanto riguarda la stratigrafia del pavimento per il calcolo dell'inerzia e della capacità termica si deve fare riferimento alla tabella 2.6 e alla procedura di calcolo riportata nel capitolo riguardante la descrizione dell'edificio. Anche in questo caso i valori della densità sono stati ricavati dalla norma UNI 10351 [9], mentre i valori dei cp sono stati ricavati dalla letteratura tecnica; per il valore degli spessori si è, invece, fatto riferimento alla norma DIN 18560-2.

Pavimento						
	d	ρ	A_{tot}	cp	M	C_f
	[m]	[Kg/m ³]	[m ²]	[J/kgK]	[kg]	[J/K]
piastrelle	0,015	2300	100	1000	3450	3450000
malta	0,01	2000	100	840	2000	1680000
massetto calcestruzzo	0,064	2200	100	900	13665	12298779
acqua		1000		4186	188	789042
tot					19304	18217821

Tabella 2.6: Valori utilizzati nel calcolo dell'inerzia termica del pavimento radiante.

Per calcolare la massa dell'acqua si è, dapprima, calcolata la lunghezza dei vari circuiti dividendo la superficie utile di ogni circuito per l'interasse di riferimento (come indicato sul quarto quaderno Caleffi [1]) quindi si sono moltiplicati i valori ottenuti per le rispettive sezioni interne dei tubi e, infine si è moltiplicata la somma di tutti i vari volumi di ciascun circuito, così ottenuti, per la densità dell'acqua. Per rendere il calcolo più preciso si è sottratto il volume dell'acqua al volume del calcestruzzo ricavato tramite la superficie e lo spessore; la massa dei tubi è stata trascurata.

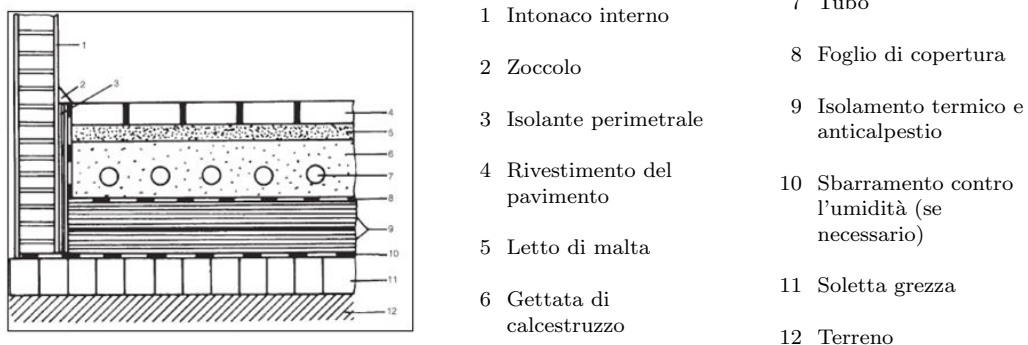


Figura 2.3: Esempio di stratigrafia in un pavimento radiante.

Poiché lo studio svolto non considera i carichi termici dei singoli locali ma le dispersioni dell'intero ambiente si è ipotizzata una medesima stratigrafia per tutto l'edificio. In figura 2.3 è mostrata una tipica stratigrafia di un pavimento a pannelli radianti.

2.2 Impianto di riscaldamento a ventilconvettori

In questi ultimi anni gli stili di vita, e le attese di comfort, sono profondamente cambiate, come pure è aumentata l'attenzione verso la limitazione dei costi di gestione e la sensibilità per la tutela dell'ambiente. Dal punto di vista del risparmio energetico e del comfort termico abbiamo sottolineato i vantaggi forniti dai pannelli radianti ma abbiamo altresì evidenziato il principale svantaggio legato all'installazione degli stessi: cioè la lentezza nel rispondere alle richieste dell'utente e alle variazioni del carico termico a causa dell'elevata inerzia termica.

Nel passato la casa era occupata con continuità durante la giornata: donne e bambini erano presenti per tutto l'arco della giornata e si richiedeva perciò una costanza di temperatura. Oggi, soprattutto nelle grandi città, è andato aumentando il modello di famiglia con uno o due bambini soltanto, dove entrambi i genitori lavorano e sono quindi assenti durante gran parte della giornata. I bambini sono affidati a nidi o asili o scuole a tempo pieno, quindi la casa rimane non occupata per la maggior parte della giornata. Le case sono ormai occupate sempre più in modo discontinuo: pomeriggio tardi, sera e mattino. Nelle ore di non occupazione il riscaldamento non solo non è richiesto, ma neppure è voluto per ridurre il costo. Ma la sera esso deve essere disponibile istantaneamente; la notte deve potersi ridurre e al mattino deve poter essere disponibile ancora con tempestività. Avendo ben presente questa situazione sarà facile comprendere i vantaggi legati all'utilizzo dei ventilconvettori, anche in ambienti adibiti ad abitazione, confrontati con i radiatori e con i pannelli radianti.

2.2.1 Vantaggi

Procedendo in modo del tutto simile a quanto fatto nel caso dei pannelli radianti si inizia con il descrivere i vantaggi offerti dall'impianto di riscaldamento a ventilconvettori.

Maggior pulizia dell'aria

Il filtro, posizionato sulla ripresa dell'apparecchio, trattiene con continuità polveri, filacce, fibre, pelo animale ecc. depurando l'aria e prevenendo l'inalazione di queste impurità. Per questo motivo le persone che soggiornano negli ambienti risultano protette contro gli effetti delle polveri, e nei locali si realizzano condizioni più igieniche e salutari.

Affinché la filtrazione sia sempre efficace va, però, ricordato che è indispensabile pulire e sostituire i filtri periodicamente; avere i filtri sporchi, inoltre, riduce la resa termica e può portare alla rottura del media filtrante a causa della prevalenza del ventilatore che opera con cadute di pressioni molto elevate dovute all'intasamento del filtro.

Inerzia termica molto limitata

In modo del tutto opposto rispetto ai pannelli radianti la massa dei ventilconvettori è molto limitata e questo, come verrà specificato nel capitolo 4, riduce notevolmente l'inerzia termica che in questo caso risulta del tutto trascurabile.

Per questo motivo, la messa a regime dei locali è molto rapida: all'accensione dell'impianto l'aria inizia ad essere ricircolata immediatamente e quindi l'energia viene distribuita senza le attese dovute all'inerzia termica dei radiatori o dei pannelli radianti. Ciò permette una risposta eccellente alle situazioni oggi molto frequenti di abitazioni e locali usati in modo discontinuo nel corso della giornata.

È quindi immediato vedere che, contrariamente a quanto detto per i pannelli radianti, i ventilconvettori rappresentano un'applicazione ideale nelle seconde case, utilizzate solo saltuariamente nel corso dell'anno. Qui la rapidità di messa a regime è una condizione determinante per raggiungere il benessere termico in tempi brevi e quindi usufruire al meglio della propria abitazione.

Riscaldamento a bassa temperatura

Come nel caso dei pannelli radianti la temperatura dell'acqua di alimentazione dell'impianto può essere sensibilmente inferiore rispetto ai radiatori. I ventilconvettori sono alimentati con acqua a 40-45 °C, i radiatori con acqua a 60-70 °C mentre, come abbiamo già visto, i pannelli radianti vengono alimentati con acqua a 30-35 °C. È evidente che rispetto ai radiatori la temperatura è molto ridotta permettendo l'accoppiamento di tali sistemi con generatori di energia termica a bassa temperatura quali: caldaie a condensazione, pompe di calore e impianti solari. È altrettanto vero, però, che rispetto ai pannelli

radianti la temperatura dell'acqua è più elevata e questo è dovuto al fatto che non è possibile scendere al di sotto dei $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ in mandata in quanto, con queste condizioni, l'aria in uscita non è sufficientemente calda e questo, unito al fatto che essa viene spinta in ambiente con una certa velocità, provoca una sgradevole sensazione di freddo.

Flessibilità nella regolazione

Come già sottolineato, grazie all'inerzia termica molto contenuta, le risposte alle variazioni delle richieste di riscaldamento sono molto più rapide. Questo, unito al fatto che è possibile regolare anche la velocità di rotazione del ventilatore, rende la regolazione molto più flessibile (ad esempio è possibile regolare la temperatura ambiente su setpoint diversi tra il periodo diurno e quello notturno). È, infatti, possibile regolare la potenza fornita da ogni singolo apparecchio separatamente, variando la velocità del ventilatore e quindi la portata di aria che attraversa la batteria di scambio termico con l'acqua. Questo aspetto verrà chiarito nel quarto capitolo dove si vedranno le differenti logiche di regolazione adottate nelle simulazioni, sia nel caso di impianto a pannelli radianti sia nel caso di impianto a ventilconvettori.

Possibilità di raffrescamento estivo

Anche con i ventilconvettori, grazie alla ventilazione forzata, è possibile climatizzare con un'unica soluzione l'ambiente dove sono installati anche nelle stagioni calde.

2.2.2 Svantaggi

Oltre ai sopracitati vantaggi si riportano le criticità e le problematiche legate all'installazione dei ventilconvettori.

Elevato rumore

Il maggiore punto debole dei ventilconvettori, che ne ha limitato l'installazione nelle abitazioni domestiche, è sicuramente la produzione di rumore, causato dalla presenza del ventilatore. Il ventilatore interno all'apparato è, infatti, causa di rumore e la sua rumorosità aumenta al crescere della portata d'aria; per tale motivo occorre porre particolare attenzione al livello di rumorosità nella scelta degli apparecchi; per limitare i valori di potenza sonora emessa si suggerisce l'utilizzo di ventilconvettori dotati di ventilatori tangenziali.

Il rumore prodotto dai ventilconvettori, di norma riportato sulle relative specifiche tecniche, non deve superare il livello sonoro ammissibile nell'ambiente. Tale valore dipende essenzialmente dalla destinazione d'uso dei locali e, nel caso degli appartamenti, il secondo quaderno Caleffi [20] indica come valori di pressione sonora ponderata A di riferimento per impianti di condizionamento 35-42 dB(A); questi valori possono essere differenziati a seconda della tipologia di camera considerata; il manuale del termotecnico indica la pressione sonora ponderata A limite di riferimento per le camere da letto, pari a 30 dB(A) e per il soggiorno pari a 40 dB(A) [13]. Per livello sonoro di riferimento si intende la potenza sonora dell'impianto stabilito nelle prescrizioni contrattuali.

In genere i ventilconvettori sono dotati di ventilatori a tre velocità e risulta conveniente effettuare la loro scelta in base alla velocità media. Si può così ottenere un contenuto livello sonoro in condizioni normali e una rapida messa a regime con la massima velocità di rotazione.

Elevata manutenzione

Rispetto ai radiatori e ancora di più rispetto ai sistemi radianti a pavimento, i ventilconvettori necessitano un'elevata manutenzione.

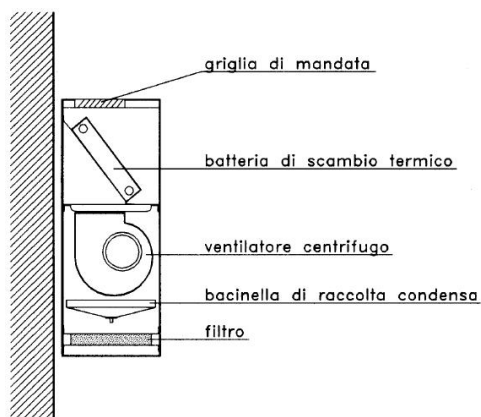
Per prima cosa, come già indicato, è necessario pulire i filtri, mediamente ogni mese, e provvedere alla loro sostituzione almeno una volta all'anno. Anche le batterie vanno pulite periodicamente con frequenza che dipende dal grado di pulizia dell'ambiente e dall'efficienza dei filtri.

Elevato gradiente termico

Come abbiamo visto nella figura 2.2 i ventilconvettori presentano un'elevata stratificazione termica che si discosta non poco dalla curva ideale di benessere termico (figura 2.1). Scaldando l'aria ambiente, per convezione forzata, e spingendola in direzione verticale si favorisce questo tipo di stratificazione che porta a condizioni di discomfort elevate (piedi freddi e testa calda).

2.2.3 Dimensionamento dell'impianto

Dopo avere elencato i vantaggi e gli svantaggi legati all'utilizzo di un impianto a ventilconvettori si passa a descrivere gli elementi scelti, i motivi e la procedura che hanno portato a tale scelta. I ventilconvettori, denominati anche fan-coil (dall'inglese fan = ventilatore e coil = batteria), sono, come già anticipato, terminali che cedono calore all'ambiente per convezione forzata. Essi sono costituiti essenzialmente da:



- una o due batterie alettate di scambio termico;
- uno o due ventilatori centrifughi o tangenziali;
- un filtro dell'aria;
- una bacinella di raccolta condensa;
- un involucro di contenimento.

Figura 2.4: Schema costruttivo del ventilconvettore.

Questo componente è, quindi, essenzialmente uno scambiatore di calore di tipo convettivo: un ventilatore muove l'aria che attraversa una batteria alettata.

Nell'analisi effettuata si è scelto il ventilconvettore serie Idrofan 42N di Carrier (figura 2.5)



Figura 2.5: Ventilconvettore Idrofan 42N di Carrier.

Questo ventilconvettore è stato progettato e realizzato per essere installato sia verticalmente (a parete) che orizzontalmente (a soffitto), inoltre può

essere equipaggiato con ventilatori tangenziali oppure centrifughi, con batterie di scambio alimentate a due o a quattro tubi; nel caso specifico si è scelto di utilizzare la versione a due tubi con ventilatore tangenziale.

Per scegliere la taglia di ciascun elemento si è fatto riferimento ai carichi termici di picco dei singoli ambienti riportati nella tabella 1.4 e si sono scelte le taglie che garantissero tali valori alla velocità massima di rotazione del ventilatore e con ΔT pari a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. I dati sono stati ricavati dalla letteratura tecnica dell'azienda costruttrice (Carrier) la quale fornisce le potenze termiche rese dal ventilconvettore in funzione della portata di acqua e di un ΔT . Questo ΔT è la differenza tra la temperatura dell'acqua in ingresso alla batteria del ventilconvettore e la temperatura dell'aria che viene aspirata (cioè uguale alla temperatura ambiente). I dati sono stati ricavati con IAT (Indoor Air Temperature) pari a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ e con acqua, in ingresso alla batteria, a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Per resa del ventilconvettore si intende la potenza termica fornita all'aria dalla batteria alimentata. Come sopra indicato, il corretto dimensionamento dovrebbe essere effettuato considerando le rese corrispondenti alla velocità di rotazione media, in questo caso però si sono scelti i valori relativi alla velocità massima tenendo conto del fatto che la temperatura di mandata dell'acqua utilizzata è di $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ e non di $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. I valori utilizzati risultano quindi corretti (soddisfano i carichi termici), come mostrato in tabella 2.8, in quanto la resa viene sottostimata dal fatto che l'acqua entra ad una temperatura superiore di quella di test ma, viceversa, la resa è sovrastimata dal fatto che la velocità di rotazione è quella massima. Inoltre, come verrà specificato in seguito, poiché una delle logiche di regolazione (Climatica) impone alla macchina di produrre acqua a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ siamo comunque sicuri che l'impianto di riscaldamento riesca a soddisfare i carichi richiesti anche in quella condizione, regolando la velocità di rotazione al massimo. Questo aspetto è però negativo dal punto di vista della rumorosità ma va tenuto conto che, secondo tale logica, la temperatura di mandata pari a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ corrisponde ad un valore di temperatura esterna pari a $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, situazione che a Milano si verifica poche ore all'anno e che non si è mai verificata durante il 2007, anno considerato nell'analisi, come mostrato nella tabella A.2 nell'appendice A.

Nel locale giorno (cucina più soggiorno) si è scelto di utilizzare due ventilconvettori in modo da distribuire più uniformemente il calore, mentre nelle altre stanze si è ipotizzata l'installazione di un unico terminale per ambiente. Sulla base di queste considerazioni e tenendo conto dei limiti legati alla rumorosità, citati nel precedente paragrafo, la scelta è ricaduta su:

- Tre ventilconvettori 42N16 (uno in ogni locale della zona notte)
- Due ventilconvettori 42N33 (installati sulle due pareti esterne del locale giorno)

Le caratteristiche tecniche dei due ventilconvettori scelti sono riportate nella tabella 2.7, mentre nella tabella 2.8 si mostrano le potenze termiche richieste dai singoli locali e la potenza fornita dai ventilconvettori alla v_{med} e con $\Delta T = 25 \text{ }^\circ C$.

Serie Idrofán 42N						
Taglia	16			33		
	v_{min}	v_{med}	v_{max}	v_{min}	v_{med}	v_{max}
Portata d'aria [m^3/h]	216	266	331	335	518	684
Velocità di rotazione [RPM] ($\pm 5\%$)	540	790	1000	570	880	1120
Portata d'acqua [kg/h]	100			200		
Volume di acqua nella batteria [l]	0,5			1,25		
Potenza fornita [kW] $\Delta T = 20 \text{ }^\circ C$	0,65	0,89	1,07	1,13	1,84	2,22
Potenza fornita [kW] $\Delta T = 30 \text{ }^\circ C$	0,98	1,33	1,60	1,71	2,78	3,35
Potenza fornita [kW] $\Delta T = 40 \text{ }^\circ C$	1,30	1,77	2,13	2,74	3,73	4,49
Pressione sonora ponderata [$dB(A)$]	25	35	41	30	41	47
Assorbimento elettrico [W] ($\pm 5\%$)	10	20	32	15	30	44

Tabella 2.7: Caratteristiche tecniche 42N.

Locale	Carico termico [W]	Potenza fornita [W] v_{med} e $\Delta T = 25 \text{ }^\circ C$	Modello ventilconvettore
Cucina + soggiorno	4437	2310 x 2	42N33 x 2
Bagno	919	1110	42N16
Camera 1	1025	1110	42N16
Camera 2	976	1110	42N16

Tabella 2.8: Confronto tra i carichi termici richiesti di picco e le potenze fornite dai ventilconvettori alla v_{med} e con $\Delta T = 25 \text{ }^\circ C$.

Lo scambio termico tra la batteria del ventilconvettore e l'ambiente è legato quasi esclusivamente alla convezione forzata. Dal lato aria lo scambio termico segue quindi la legge:

$$Q_{VC} = K \cdot (T_{IN} - IAT) \quad (2.10)$$

Dove:

- Q_{VC} è la potenza fornita dal singolo ventilconvettore [W];
- K è un fattore di scambio termico globale [W/K]. Il valore di K è praticamente indipendente dalle temperature e, poiché la trasmissione del

calore avviene, per lo più, per convezione forzata, varia con la velocità di rotazione del ventilatore (valori riportati in tabella 5.2);

- T_{IN} è la temperatura dell'acqua in ingresso alla batteria del ventilconvettore [$^{\circ}C$];
- IAT (Indoor Air Temperature) è la temperatura di bulbo secco dell'aria ambiente [$^{\circ}C$].

Dal lato acqua, invece, la potenza termica ceduta può essere calcolata come:

$$Q_{H_2O} = m \cdot cp \cdot (T_{IN} - T_{OUT}) \quad (2.11)$$

Dove:

- Q_{H_2O} è la potenza ceduta dall'acqua [W];
- m è la portata massica [kg/s];
- cp è il calore specifico dell'acqua [J/kgK];
- T_{IN} è la temperatura dell'acqua in ingresso alla batteria del ventilconvettore [$^{\circ}C$];
- T_{OUT} è la temperatura dell'acqua in uscita dalla batteria del ventilconvettore [$^{\circ}C$].

Ogni singolo apparecchio può essere regolato tramite la variazione della velocità di rotazione del ventilatore, sia manualmente che automaticamente, mentre la termoregolazione ambientale è effettuata per mezzo di un termostato che arresta o mette in funzione il ventilatore. Per quanto riguarda la descrizione dettagliata delle logiche utilizzate nelle simulazioni si rimanda al quarto capitolo.

Capitolo 3

Caratteristiche costruttive delle pompe di calore utilizzate

Dopo avere caratterizzato l'edificio e gli impianti di riscaldamento studiati, in questo capitolo, vengono descritti i principali componenti installati sulle pompe di calore utilizzate nelle simulazioni:

- AquaSnap Junior 30RH013
- AquaSnap PLUS Reversible 30AWH012H

3.1 Aquasnap Junior 30RH013

L'Aquasnap Junior è una pompa di calore con compressore scroll a velocità fissa prodotta da Carrier. La taglia della macchina scelta è la 13 *kW*. Essa si riferisce alla potenza fornita in condizioni di temperatura dell'aria esterna di 7(6) °C (7 °C è la temperatura di bulbo secco, 6 quella di bulbo umido) con temperatura dell'acqua di mandata pari a 45 °C e ΔT pari a 5 °C. La stessa ditta produce anche macchine di questo tipo con taglie inferiori (5, 7, 9 e 11 *kW*) ma nessuna di queste garantisce i carichi richiesti dall'edificio alla temperatura dell'aria esterna di progetto (-5 °C).

Di seguito si riporta una breve descrizione dei componenti e delle caratteristiche di questa macchina.

3.1.1 Caratteristiche dimensionali e limiti di funzionamento

La macchina, mostrata in figura 3.1, ha dimensioni pari a 800x300x1264 millimetri e ha una massa di 123 *kg*; i suoi limiti operativi sono riportati in



Figura 3.1: *AcquaSnap Junior da 13 kW.*

tabella 3.1 mentre il grafico di figura 3.2 ne mostra l'envelope operativo. Sia l'envelope che i valori tabulati si riferiscono alla sola modalità di riscaldamento (Heating mode).

Limiti operativi	
Temperatura esterna massima	20 °C
Temperatura dell'acqua in mandata massima	50 °C
Temperatura esterna minima	-10 °C
Temperatura dell'acqua in mandata minima	20 °C

Tabella 3.1: *Limiti operativi in modalità riscaldamento.*

I limiti operativi e l'envelope che si riferiscono alla modalità di raffreddamento (Cooling mode) non sono stati riportati in quanto ininfluenti per l'analisi effettuata in questo lavoro che si focalizza solamente sul funzionamento della macchina funzionante come pompa di calore.

Nell'appendice B sono tabulati i valori precisi delle rese e dei COP della macchina in funzione della temperatura dell'aria esterna, della frequenza e della LWT. Questi valori si riferiscono a potenze cedute dalla macchina al

circuito idronico di acqua glicolata al 20% in volume (temperatura di congelamento $-9\text{ }^{\circ}\text{C}$). La presenza del glicole è indispensabile in quanto il posizionamento della pompa di calore è all'esterno e questo potrebbe provocare, nel caso in cui il fluido fosse solo acqua, la formazione di ghiaccio nel circuito quando la temperatura esterna scende al di sotto degli $0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

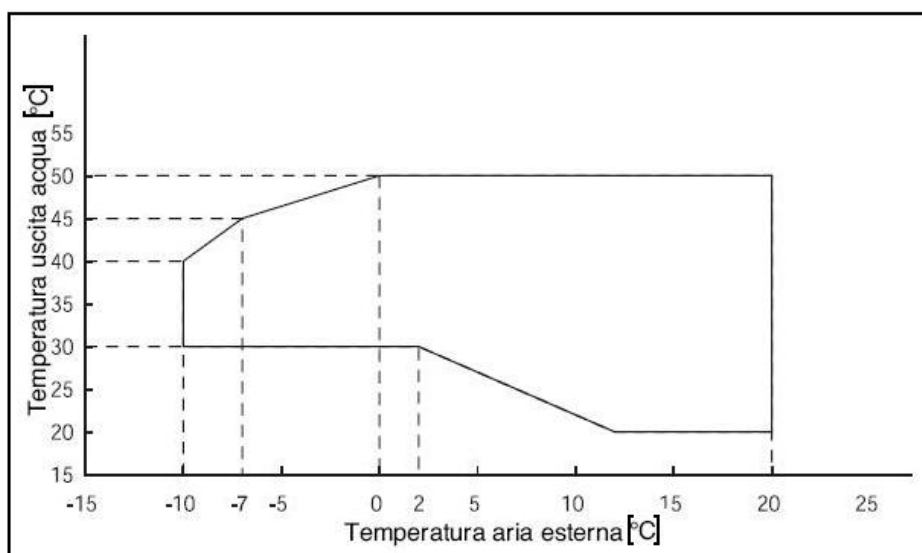


Figura 3.2: Envelope operativo della macchina in riscaldamento.

3.1.2 Evaporatore

L'evaporatore della pompa di calore è una batteria alettata che realizza lo scambio termico tra refrigerante e aria le cui caratteristiche sono riportate in tabella 3.2.

In funzionamento da pompa di calore sull'evaporatore si forma ed accumula brina e pertanto vanno previsti dei cicli di sbrinamento che dipendono dalla temperatura esterna e dall'umidità dell'aria. Questi cicli di funzionamento della macchina, in cui l'evaporatore funziona da condensatore e viceversa, sono necessari per sciogliere il ghiaccio che si forma sulla batteria alettata in determinate condizioni. La presenza di ghiaccio è altamente dannosa sia dal punto di vista delle prestazioni che delle perdite di carico lato aria. I cicli di sbrinamento dello scambiatore di calore esterno vengono controllati automaticamente da un microprocessore e consentono, così, il funzionamento dell'unità con un rendimento particolarmente elevato anche con basse temperature esterne. Questi cicli sono determinati in funzione di un parametro chiamato "fattore di defrost" F_{def} : quando è uguale al 100% parte il defrost.

Batteria alettata	
Tubi	
Materiale	Rame
Tipo	microalettati
$d_{esterno}$ [mm]	9,52
Spessore [mm]	0,30
Lunghezza tubo [mm]	686
Passo longitudinale [mm]	19
Passo trasversale [mm]	25,4
Numero di ranghi [-]	3
Numero di tubi per rango [-]	41
Numero di circuiti [-]	7
Alette	
Materiale	Alluminio
Tipo	Lanced
Spessore [mm]	0,109
Passo [mm]	1,5

Tabella 3.2: Caratteristiche evaporatore: batteria alettata.

Questo fattore viene calcolato tramite un algoritmo, di cui Carrier è proprietaria, in funzione di alcuni parametri tra cui la temperatura dell'aria esterna e la temperatura di evaporazione T_{eva} .

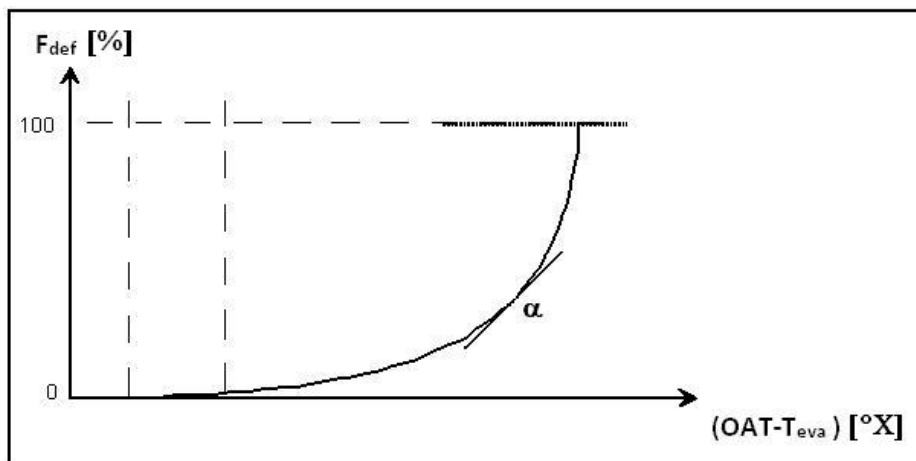


Figura 3.3: Andamento del fattore di defrost in funzione della differenza di temperatura tra quella dell'aria esterna e quella di evaporazione.

In pratica F_{def} dipende dalla differenza tra la OAT e la T_{eva} come mostrato in figura 3.3; la velocità di formazione di brina sulla batteria (velocità con cui si raggiunge 100% del F_{def}) dipende come mostrato in tale figura da questa differenza di temperatura; tanto maggiore è la pendenza della tangente al grafico (α derivata della funzione) più veloce è la formazione di brina. La durata dello sbrinamento non può essere minore di 2 minuti né maggiore di 8 e dipende anche in questo caso dal fattore F_{def} calcolato secondo un diverso algoritmo di calcolo; il ciclo di sbrinamento si arresta se F_{def} è pari a 0 %.

La ventilazione forzata dell'aria è affidata, su questa macchina, a due ventilatori assiali a doppia velocità a mandata d'aria orizzontale. Ai carichi parziali o per bassi valori della temperatura esterna la velocità del ventilatore viene diminuita automaticamente del 50%, per un funzionamento silenzioso. Le caratteristiche dei due ventilatori sono riportate nella tabella 3.3. Durante il ciclo di sbrinamento i ventilatori sono fermi per garantire una elevata condensazione anche a basse temperature ambiente.

Tipologia ventilatore	Assiale
Numero pale	4
Diametro girante [mm]	370
Portata d'aria nominale [m^3/h]	5300
Velocità di rotazione nominale [Rpm]	1200
Assorbimento elettrico nominale [W]	245

Tabella 3.3: Caratteristiche ventilatore.

3.1.3 Organo di laminazione Accurater

L'organo di laminazione montato sull'Aquasnap Junior è chiamato Accurater. Esso è sostanzialmente una valvola di laminazione meccanica, costituita da due orifizi calibrati distintamente per il funzionamento in raffreddamento piuttosto che in riscaldamento. Il diametro degli orifizi è calibrato in funzione della carica di refrigerante e in funzione del surriscaldamento e del sottoraffreddamento desiderati.

3.1.4 Condensatore

Il condensatore della pompa di calore è uno scambiatore a piastre saldate, le cui caratteristiche sono riportate in tabella 3.4.

Scambiatore a piastre	
Dimensioni (altezza x larghezza x spessore) [mm]	526x112x77
Tipo	Piastre corrugate
Materiale	Acciaio (AISI 316)
Numero di piastre	30
Numero passaggi refrigerante	14
Volume refrigerante [dm^3]	1,4
P_{MAX} refrigerante [bar]	45
Numero passaggi acqua [-]	15
Volume acqua [dm^3]	1,5
P_{MAX} acqua [bar]	3

Tabella 3.4: Caratteristiche condensatore: scambiatore a piastre.

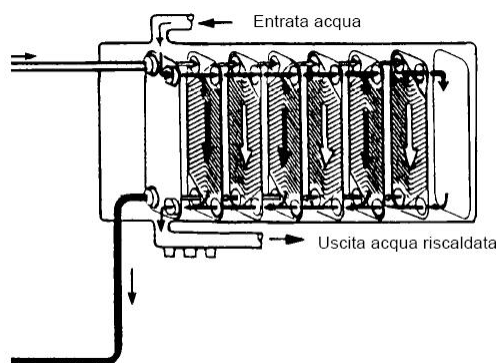


Figura 3.4: Scambiatore a piastre.

Questa tipologia di scambiatori (figura 3.4) offre: elevate superfici di scambio ed un ridotto volume interno (minore carica di refrigerante), un deflusso parallelo ed in controcorrente e un elevata turbolenza del moto del fluido (scambio termico superiore e maggiore pulizia delle superfici interne). Vanno poi ricordati anche alcuni aspetti negativi di questo scambiatore come le elevate cadute di pressione e le problematiche relative alla tenuta. La tenuta del canale modulare è garantita o da guarnizioni di gomma oppure da una saldobrasatura. Nel caso studiato poichè le pressioni di esercizio sono elevate a causa dell'utilizzo come fluido refrigerante l'R410A tutte le piastre sono saldate; lo scambiatore così realizzato non è disassemblabile per le operazioni di pulizia meccanica.

La miscela di acqua e glicole viene spinta all'interno del circuito tramite una pompa di circolazione le cui curve caratteristiche sono riportate in figura 3.5; ogni curva si riferisce ad una velocità di rotazione diversa.

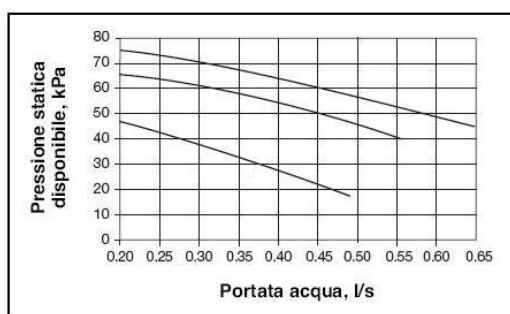


Figura 3.5: Curve caratteristiche del circolatore.

3.1.5 Il ricevitore di liquido

Sulla macchina è installato un ricevitore di liquido standpipe con un volume di 1350 cm^3 . Il ricevitore di liquido è un dispositivo che accumula il refrigerante in eccesso durante il funzionamento invernale della pompa di calore. La macchina presenta infatti una carica in modalità riscaldamento minore della carica in modalità raffrescamento a causa della diversa densità del fluido nei vari punti della macchina stessa.

Il refrigerante in eccesso durante il funzionamento in riscaldamento è immagazzinato in un accumulatore, posto sulla linea del refrigerante compresa tra l'organo di laminazione e lo scambiatore a piastre in configurazione a "T". Il ricevitore di liquido di tipo standpipe fa in modo che il refrigerante che giunge dal condensatore si separi nelle due fasi: quella liquida rimane nella parte inferiore del serbatoio mentre quella gassosa si accumula nella parte superiore. Durante il funzionamento in riscaldamento il refrigerante entra nel ricevitore di liquido prima della valvola di laminazione e si troverà quasi totalmente in fase liquida; la carica in eccesso verrà quindi accumulata al suo interno. In raffrescamento, invece, il refrigerante entra nel ricevitore di liquido dopo essere stato laminato quindi sarà una miscela di liquido e vapore con percentuali che dipendono dal funzionamento della macchina; come già detto la fase liquida tenderà ad accumularsi sul fondo mentre quella gassosa nella parte superiore.

3.1.6 Compressore

Il compressore installato è un compressore rotativo volumetrico scroll. La sua caratteristica peculiare è la camera di compressione che è formata da due spirali (una fissa e una orbitante in modo eccentrico rispetto all'altra), come mostrato nella figura 3.6.

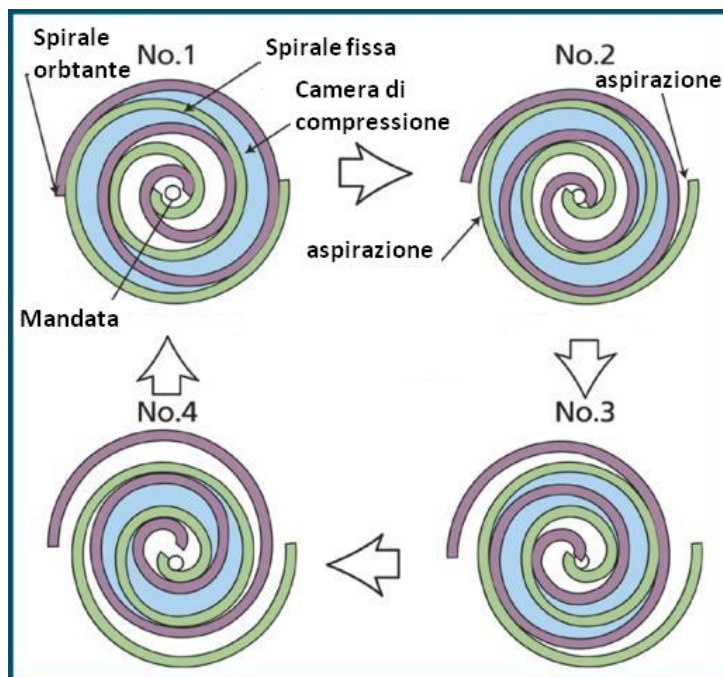


Figura 3.6: Compressore scroll.

La rotazione delle spirali è tale da creare contemporaneamente più camere di compressione mantenendo basse vibrazioni e basso rumore grazie all'assenza della valvola di scarico.

La velocità di rotazione di questi compressori non può essere modulata in quanto, poichè la distribuzione dell'olio lubrificante è garantita dalla forza centrifuga dovuta alla rotazione della girante, se diventasse troppo bassa si rischierebbe una parziale lubrificazione con conseguenze deleterie sull'integrità del compressore stesso. Nella successiva tabella 3.5 si riportano i limiti operativi del compressore.

I compressori Scroll hanno un funzionamento particolarmente silenzioso e del tutto privo di vibrazioni. Sono inoltre rinomati per le loro eccezionali doti di durata e di affidabilità. Il motore è raffreddato dal gas aspirato e hanno un numero massimo di avviamenti orari pari a 12.

Tipologia compressore	Scroll ermetico
Diametro linea di mandata [mm]	12,7
Diametro linea di ritorno [mm]	22,22
Velocità di rotazione nominale [RPM]	3000
Frequenza di rotazione [Hz]	50
Displacement [cm ³]	52,0

Tabella 3.5: Caratteristiche compressore.

3.1.7 Valvola di inversione

La valvola d'inversione del tipo a 4 vie è un organo fondamentale che permette l'inversione del ciclo frigorifero (da condizionatore a pompa di calore e viceversa) mantenendo inalterata la circuitazione sulla linea del compressore. Oltre alla commutazione del funzionamento da raffrescamento a riscaldamento, l'inversione del ciclo avviene anche durante i periodi di sbrinamento che caratterizzano il funzionamento in riscaldamento. Durante questi cicli la batteria alettata è attraversata dal gas caldo, permettendo così lo scioglimento del ghiaccio depositatosi sulla batteria, fungendo da condensatore.

Essa è composta da una valvola principale, da un solenoide collegato alla batteria di scambio termico e da una valvola pilota. Quest'ultima è una piccola elettrovalvola, detta pilota (vedi "Pilot Valve" nelle figure 3.7 e 3.8), la quale provvede all'inversione del ciclo tramite lo spostamento di una slitta nella valvola principale, invertendo così la direzione di flusso del refrigerante. La valvola pilota serve a garantire una commutazione sicura e immediata dalla modalità di raffreddamento a quella di riscaldamento tramite un differenziale minimo di pressione. Durante il suo movimento la slitta è, infatti, aiutata dalla differenza di pressione che si genera ai suoi capi grazie al prelievo di piccole quantità di gas sulla linea di bassa e di alta pressione dovute alla valvola pilota.

Quando il sistema funziona in modalità raffrescamento (Figura 3.7) lo spostamento della slitta nella valvola principale mette in comunicazione il tubo di sezione S (Suction), aspirazione del compressore, con la batteria di scambio termico refrigerante-acqua ed il tubo di sezione D (Discharge), mandata del compressore, con la batteria di scambio termico alettata refrigerante-aria. Viceversa, quando il sistema funziona in modalità pompa di calore (Figura 3.8) lo spostamento della slitta nella valvola principale mette in comunicazione il tubo di sezione S con la batteria di scambio termico alettata refrigerante-aria, che in questo caso funziona da evaporatore, ed il tubo di sezione D con la batteria di scambio termico refrigerante-acqua, che funziona

da condensatore.

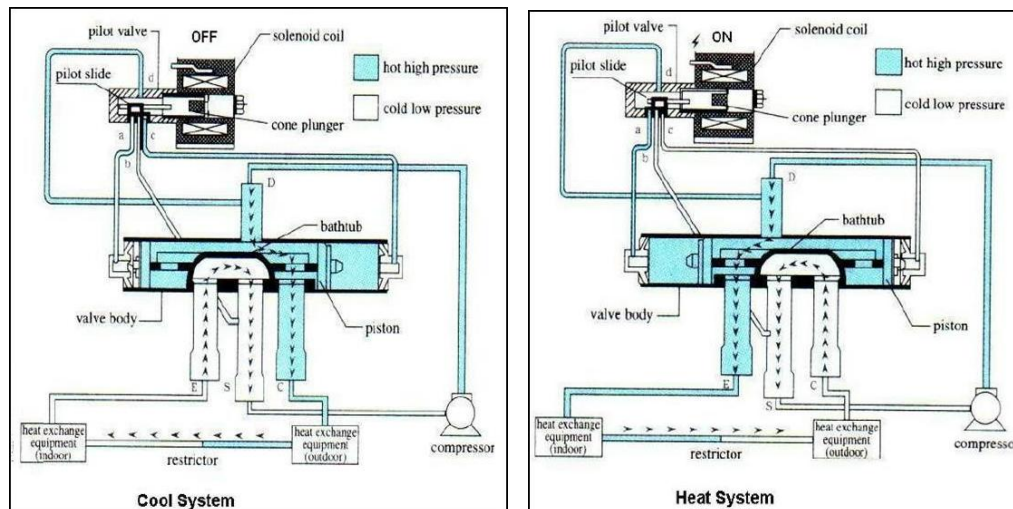


Figura 3.7: Schema di funzionamento della valvola di inversione a quattro vie in raffreddamento.

Figura 3.8: Schema di funzionamento della valvola di inversione a quattro vie in riscaldamento.

È immediato vedere come i tubi di aspirazione e mandata del compressore, rispettivamente indicati dalle lettere S e D, rimangono inalterati, sia in modalità riscaldamento che in modalità raffreddamento; nel resto del circuito, invece, il flusso di refrigerante cambia verso facendo funzionare i due scambiatori sia come evaporatore sia come condensatore.

3.1.8 Refrigerante

Il fluido refrigerante utilizzato è l'R410A. Le sue caratteristiche termofisiche sono riassunte nella tabella 3.11; maggiori dettagli riguardo la scelta di questo fluido sono descritti nell'appendice C.

3.1.9 Scheda CCN

La scheda di controllo incorporata nell'unità è la CCN Clock Board la quale offre diverse funzionalità:

- fino ad otto sequenze di programmazione dei tempi di funzionamento dell'unità
- gestione del funzionamento in cascata di due unità
- controllo a distanza

- programmazione dei tempi di funzionamento a bassa velocità dei ventilatori

Grazie al sistema di controllo a distanza l'utente è in grado di gestire facilmente le principali funzioni della macchina come il controllo di marcia/arresto, la commutazione della temperatura desiderata per il risparmio energetico e le indicazioni generali di allarme.

3.2 AquaSnap PLUS Reversible 30AWH012H

La seconda macchina presa in considerazione è l'AquaSnap PLUS Reversible (chiller/pompa di calore) progettata e costruita sempre da Carrier, mostrata in figura 3.9.



Figura 3.9: AquaSnap PLUS reversible da 12 kW.

Essa è una pompa di calore equipaggiata con compressore volumetrico rotativo monofase accoppiato ad un inverter. Questa macchina viene prodotta in tre differenti taglie: 6, 8 e 12 kW; tutte e tre progettate e realizzate per garantire prestazioni ottimali in termini di efficienza e silenziosità. Nello specifico la taglia utilizzata è la 12 kW, scelta sulla base dei calcoli riportati nel capitolo dedicato alla descrizione dell'edificio e dei relativi carichi termici. Anche in questo caso la taglia della macchina si riferisce alla resa misurata in condizioni di temperatura dell'aria esterna di 7(6) °C con temperatura dell'acqua di mandata pari a 45 °C e ΔT pari a 5 °C

Essa è stata realizzata per rispondere alla maggior parte delle richieste nei settori residenziale e delle piccole imprese, per rendere facili le operazioni di installazione e di manutenzione e per raggiungere elevati obiettivi di qualità e di affidabilità.

In questo paragrafo verranno brevemente descritti i principali componenti di cui la macchina è costituita e ne verranno brevemente illustrate le caratteristiche e la funzione di ciascuno.

3.2.1 Caratteristiche dimensionali e limiti di funzionamento

Le dimensioni dell'Aquasnap PLUS sono di 900x320x1360 millimetri e la sua massa è pari a 105 kg.

Limiti operativi	
Temperatura esterna massima	30 °C
Temperatura dell'acqua in mandata massima	60 °C
Temperatura esterna minima	-20 °C
Temperatura dell'acqua in mandata minima	20 °C

Tabella 3.6: Limiti operativi in modalità riscaldamento.

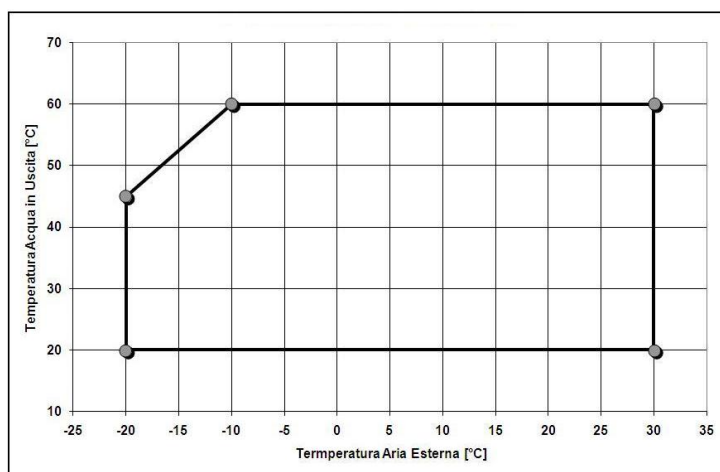


Figura 3.10: Envelope operativo della macchina in riscaldamento.

Nella tabella 3.6 sono riassunti i limiti operativi della macchina mentre il grafico di figura 3.10 mostra l'envelope operativo; tutti questi dati si riferiscono alla modalità di riscaldamento.

Anche per questa macchina i valori precisi delle rese e dei COP in modalità di riscaldamento sono tabulati nell'appendice B in funzione della temperatura dell'aria esterna, della frequenza e della LWT. Si ricorda che questi valori si riferiscono allo scambio termico con una miscela di acqua e glicole al 20% in volume.

3.2.2 Evaporatore

L'evaporatore della pompa di calore è una batteria alettata che realizza lo scambio termico tra refrigerante e aria le cui caratteristiche sono riportate in tabella 3.7.

Batteria alettata	
Tubi	
Materiale	Rame
Tipo	microalettati
$d_{esterno}$ [mm]	7,450
Spessore [mm]	0,375
Lunghezza tubo [mm]	910
Passo longitudinale [mm]	12,59
Passo trasversale [mm]	21,59
Numero di ranghi [-]	2
Numero di tubi per rango [-]	60
Numero di circuiti [-]	9+2
Alette	
Materiale	Alluminio
Tipo	Lanced (sagomate)
Spessore [mm]	0,10
Passo [mm]	1,31

Tabella 3.7: Caratteristiche evaporatore: batteria alettata.

Come nel caso precedente la macchina in funzionamento invernale necessita di alcuni cicli di sbrinamento. La rimozione della brina avviene tramite appositi cicli di inversione dove, grazie ad una valvola a quattro vie, si inverte il ciclo di funzionamento della macchina e nello scambiatore viene fatto passare gas caldo; questo processo comporta un consumo energetico notevole e

la sospensione dell'erogazione del servizio. Lo sbrinamento avviene secondo una precisa logica di controllo le cui caratteristiche sono riportate di seguito. Tramite una sonda di temperatura posizionata sulla batteria alettata si rileva il valore istantaneo OAT e il valore di temperatura OAT0 misurato dopo 10-15 minuti dalla partenza del compressore (questo valore viene rimisurato ad ogni ripartenza del compressore).

La macchina inverte il funzionamento (attiva i cicli di sbrinamento) se:

- dopo 34 minuti dalla partenza del compressore e con $-10\text{ }^{\circ}\text{C} < \text{OAT} < -5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\text{OAT0-OAT} \geq 3$ per 120 secondi.
- dopo 40 minuti dalla partenza del compressore e con $-13\text{ }^{\circ}\text{C} < \text{OAT} < -10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\text{OAT0-OAT} \geq 3$ per 120 secondi.
- dopo 55 minuti dalla partenza del compressore e con $-18\text{ }^{\circ}\text{C} < \text{OAT} < -13\text{ }^{\circ}\text{C}$, OAT rimane in questa condizione per 120 secondi.
- dopo 90 minuti dalla partenza del compressore e con $\text{OAT} < -18\text{ }^{\circ}\text{C}$, OAT rimane in questa condizione per 120 secondi.

Il processo di sbrinamento termina se una delle seguenti condizioni è soddisfatta:

- $\text{OAT} \geq 12\text{ }^{\circ}\text{C}$
- $-7\text{ }^{\circ}\text{C} \leq \text{OAT} < 12\text{ }^{\circ}\text{C}$ per un minuto
- dopo 10 minuti dall'inizio del processo

Una volta terminato il processo di sbrinamento, il compressore e il ventilatore ripartono dopo circa 50 secondi in modo da consentire alla batteria di scolare correttamente l'acqua che si è creata sulla stessa.

Tipologia ventilatore	Assiale	
Numero pale	3	
Diametro girante [mm]	495	
Altezza [mm]	135	
	min	max
Portata d'aria [m^3/h]	2181	6358
Velocità di rotazione [Rpm]	270	750
Assorbimento elettrico [W]	27	198

Tabella 3.8: Caratteristiche ventilatore.

Per quanto riguarda la sezione ventilante, l'unità è provvista di due ventilatori le cui caratteristiche sono riportate in tabella 3.8.

I fori e le griglie di ventilazione sono progettate in modo da ridurre al minimo il livello di rumorosità verso l'esterno.

3.2.3 Organo di laminazione PMV

L'organo di laminazione montato è una PMV, acronimo di Pulse Modulation Valve (valvola di laminazione con controllo ad impulsi elettrici). Essa è un dispositivo elettronico di espansione a doppio flusso che è in grado di ottimizzare la portata di refrigerante che circola nel circuito e il ΔT di surriscaldamento, evitando la presenza di refrigerante liquido nel compressore. La valvola PMV è costituita da un motore passo-passo dove lo statore è costituito da 4 o più avvolgimenti di materiale ferromagnetico, mentre il rotore è costituito da un magnete permanente. Tramite un sistema di regolazione si inviano allo statore delle sequenze di impulsi elettrici, i quali, producendo un campo magnetico che interagisce con il campo magnetico del rotore, generano una certa coppia magnetica. Tale coppia fa ruotare il rotore stesso di un certo angolo in funzione del numero di impulsi ricevuti. La rotazione completa di 360 gradi si ha in corrispondenza di 96 impulsi elettrici. Il moto rotatorio del rotore viene quindi trasformato in moto traslatorio di una vite che regola la sezione di passaggio di refrigerante. La coppia magnetica determina l'apertura della valvola (la vite si solleva ed aumenta la sezione di passaggio del fluido), mentre la chiusura della stessa è garantita dalla presenza di una molla che imprime una certa forza contraria alla direzione di apertura.

3.2.4 Condensatore

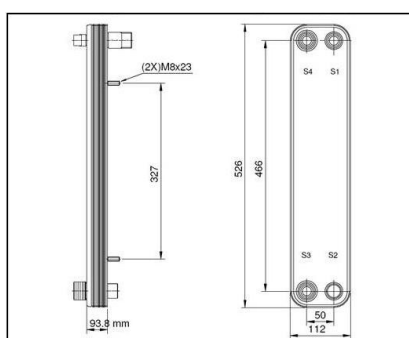


Figura 3.11: Scambiatore a piastre.

Il condensatore della pompa di calore è uno scambiatore a piastre saldobrasate, mostrato in figura 3.11, le cui caratteristiche sono riportate in tabella 3.9.

Scambiatore a piastre	
Dimensioni (altezza x larghezza x spessore) [mm]	526x112x92,8
Tipo	Piastre corrugate
Materiale	Acciaio (AISI 316)
Numero di piastre [-]	36
Numero passaggi refrigerante	17
Volume refrigerante [dm ³]	1,62
P_{MAX} refrigerante [bar]	38
Numero passaggi acqua [-]	18
Volume acqua [dm ³]	1,71
P_{MAX} acqua [bar]	3

Tabella 3.9: Caratteristiche condensatore: scambiatore a piastre.

Gli scambiatori di calore refrigerante/acqua sono di tipo a piastre ed assicurano uno scambio di calore ottimale, pur avendo dimensioni ridotte. Questi scambiatori sono, infatti, caratterizzati da un contenuto di refrigerante inferiore a quello degli scambiatori tradizionali di pari potenza. Anche in questo caso a causa delle elevate pressioni di esercizio dovute all'utilizzo dell'R410A come fluido refrigerante, tutte le piastre sono state saldobrasate; anche questo scambiatore non è disassemblabile.

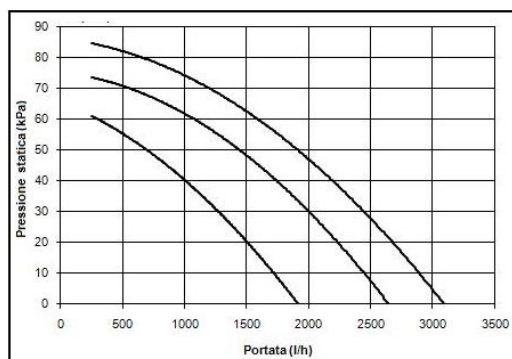


Figura 3.12: Curve caratteristiche del circolatore.

La circolazione della miscela di acqua e glicole è garantita grazie ad un circolatore le cui curve caratteristiche, in funzione di diverse velocità di rotazione, sono riportate in figura 3.12.

3.2.5 Il ricevitore di liquido

Il ricevitore di liquido è, come già descritto, il dispositivo che accumula il refrigerante in eccesso durante il funzionamento invernale della pompa di calore, in quanto la macchina, in questo caso, presenta una carica minore di quella in raffreddamento. Il ricevitore di liquido installato su questa macchina è del tutto simile, a parte nel volume, a quello descritto nel paragrafo relativo alla macchina Acquasnap Junior; il suo volume è di 942 cm^3 .

3.2.6 Compressore DC con tecnologia ad Inverter

La tecnologia ad inverter, nell'ambito della climatizzazione, è utilizzata già da tempo. È necessario però distinguere in quali settori del mercato si collocano le sue possibili applicazioni. Per quanto riguarda le macchine aria / aria, i comuni "split", i compressori ad inverter sono utilizzati per macchine sia di piccola potenza (inferiore ai 15 kW) che di media potenza (fino a 20 kW). Per le macchine aria / acqua, categoria a cui appartiene anche la pompa di calore studiata, e le macchine acqua / acqua l'inverter è presente solo su unità e gruppi di potenza superiore a 20 kW, utilizzati solo in modalità raffreddamento. Macchine del genere vengono sfruttate prevalentemente negli Stati Uniti per la produzione di acqua fredda necessaria ai grandi impianti di condizionamento dell'aria. Le pompe di calore aria / acqua di piccola potenza a cui è applicata la velocità variabile stanno entrando sul mercato solo negli ultimi mesi e l'AcquaSnap PLUS è una di queste. Va inoltre puntualizzato che questa macchina a velocità variabile non presenta solo il compressore comandato dall'inverter ma anche il ventilatore esterno.

Compressore

Il compressore è di tipo twin rotary cioè ha due rotori gemelli sfasati l'un l'altro di 180° ; questa configurazione garantisce una maggiore uniformità di rotazione durante il funzionamento ed una riduzione degli attriti rispetto agli altri compressori rotativi. Dalla figura 3.13 si vede bene come in un compressore a due cilindri la flessione intorno all'asse è molto piccola, poichè la forza che agisce sul perno viene bilanciata dalla rotazione sfasata dei due rotori, contrariamente a quanto avviene per un compressore ad un solo cilindro. Grazie a queste caratteristiche il rumore e le vibrazioni sono estremamente ridotti mentre le prestazioni e l'affidabilità aumentano notevolmente.

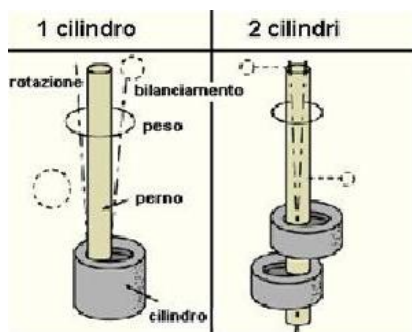


Figura 3.13: Confronto schematico tra la tecnologia con rotore unico e con rotore doppio.

Per quanto riguarda le caratteristiche del compressore, esse sono riportate nella tabella 3.10 mentre in figura D.4 sono riportati i diversi campi di lavoro in funzione delle frequenze di alimentazione.

Tipologia compressore	Rotativo ermetico
Numero di rotori	2
Diametro dei rotori [mm]	63
Altezza dei rotori [mm]	22
Velocità di rotazione [Rpm]	900-4500
Displacement [cm ³ /rev]	42,3

Tabella 3.10: Caratteristiche compressore.

Il motore elettrico del compressore in esame è un motore brushless DC a 4 poli. I motori brushless DC sono così chiamati in quanto sono pilotati da sequenze commutate di segnali in corrente continua sui diversi avvolgimenti di statore. In questi motori, infatti, il rotore è a magneti permanenti e gli avvolgimenti, che si trovano sullo statore, sono alimentati da un'opportuna sequenza di impulsi elettrici grazie alla quale si genera un campo magnetico alternativo. Il rotore cercando di allinearsi con questo campo magnetico dovuto allo statore genera una coppia motrice per effetto della quale il rotore, cercando di raggiungere l'allineamento tra i due campi, tenderà a ruotare con una certa velocità angolare. Per mantenere lo sfasamento, mentre la macchina ruota, occorre commutare la corrente negli avvolgimenti di statore in modo dipendente dalla posizione del rotore; per fare ciò a monte è necessaria la presenza di un inverter, comandato da un segnale che rileva la posizione rotorica e, a questo fine, sono necessari anche dei sensori che per-

mettano al controllore di stabilire il momento in cui commutare la corrente negli avvolgimenti.

Inverter

L'inverter è un dispositivo elettronico capace di produrre un segnale a “frequenza variabile” assorbendo energia da una rete a frequenza fissa e permettendo quindi una semplice regolazione delle velocità di rotazione del motore. Questa tecnologia è, su questa macchina, accoppiata ad un motore brushless (senza spazzole) il quale agisce sul compressore twin rotary (doppio rotore). In figura 3.14 è schematizzato brevemente come l'inverter modula la velocità di rotazione del compressore:

- la corrente alternata proveniente dalla rete elettrica (230 V, 50 Hz) viene trasformata in corrente continua tramite un raddrizzatore
- la corrente continua viene “modificata” per ottenere degli “impulsi” i quali, inviati al compressore, lo portano alla velocità di rotazione desiderata. Poiché gli impulsi sono molto ravvicinati il compressore non risente dell'ON/OFF. (Allungando la durata dell'impulso aumenta la velocità di rotazione del compressore per cui aumenta la potenza della pompa di calore)

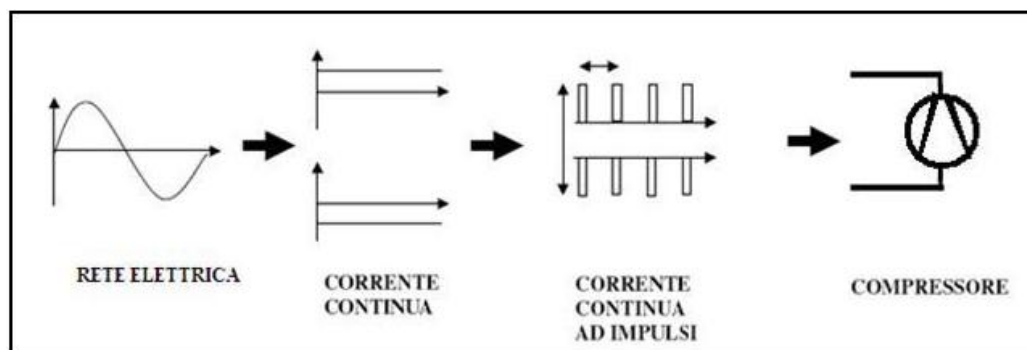


Figura 3.14: Schema logico inverter DC.

Il motore del compressore viene, quindi, alimentato da impulsi elettrici, i quali, in funzione della loro durata, ne variano la velocità di rotazione e con essa il rapporto di compressione e la potenza erogata (ed assorbita). La grande innovazione di questo tipo di motori non sta nel fatto che sono a velocità variabile (esistono anche motori che, in funzione del numero di avvolgimenti che vengono percorsi da corrente, possono variare la propria

velocità di rotazione in un numero discreto di valori) ma sta nel fatto che la velocità di rotazione può essere regolata con continuità da un valore massimo ad un minimo; nel caso specifico da 60 a 15 Hz .

L'inverter DC dell'AcquaSnap PLUS è gestito da due differenti logiche di controllo: PAM e PWM. Queste ottimizzano il funzionamento del compressore DC tramite la regolazione della frequenza e della durata del segnale di corrente, in tutte le condizioni di funzionamento, e limitando il consumo di energia.

- PAM acronimo di "Pulse Amplitude Modulation" (Modulazione dell'Ampiezza dell'Impulso) è la logica di controllo della corrente continua che regola il compressore nelle condizioni di carico massimo (partenza e carichi di picco) incrementando la tensione e mantenendo la frequenza fissa. Il compressore lavora alla velocità massima in modo da raggiungere rapidamente la temperatura desiderata.
- PWM acronimo di "Pulse Width Modulation" (Modulazione della lunghezza d'onda dell'impulso) è la logica di controllo della corrente continua che regola il compressore nelle condizioni di carico parziale variando la frequenza mantenendo la tensione fissa; la velocità del compressore è regolata con precisione e il sistema fornisce un elevato livello di comfort (fluttuazioni di temperatura contenute).

Nel caso specifico della regolazione del carico termico con inverter, essa può essere effettuata in modo continuo mediante la variazione del numero di giri del motore del compressore. Variando quest'ultimo si cambia la portata del refrigerante e quindi si interviene sulla resa della macchina e sulle sue prestazioni.

L'utilizzo di un motore inverter per la regolazione della macchina comporta dei vantaggi non trascurabili rispetto ad un motore a velocità variabili (parzializzate) e soprattutto rispetto a motori a velocità fissa.

Tali vantaggi possono essere così riassunti:

- Assenza di elevate correnti allo spunto
- Minori costi di esercizio (minori consumi energetici)
- Rendimento del compressore più elevato
- Possibile regolazione modulante
- Envelope più elevati (possibilità di produrre acqua calda sanitaria)

- Funzionamento silenzioso
- Intervalli di manutenzione del compressore più lunghi

La trattazione dettagliata di questi aspetti è riportata nell'appendice D.

3.2.7 Valvola di inversione

Anche questa macchina ha la possibilità di invertire il ciclo frigorifero e funzionare, quindi, sia da pompa di calore che da chiller. L'inversione è resa possibile, anche in questo caso, dalla presenza di una valvola a quattro vie, del tutto simile a quella installata sulla macchina con compressore scroll a velocità fissa, già descritta nel precedente paragrafo.

3.2.8 Refrigerante

Il refrigerante utilizzato è l'R410A. I motivi che hanno portato all'utilizzo di questo fluido e le caratteristiche dettagliate su di esso sono riportate nell'appendice C. Nella tabella 3.11 sono riassunte le principali caratteristiche del refrigerante utilizzato.

Fluido	R410A
Glide [K]	0,11
Pressione di saturazione a 54,5 °C [kPa]	3383
Formula Chimica	CH_2F_2/CHF_2CF_3
Massa molecolare [g/mol]	86,2
$T_{ebollizione}$ (p = 101325 Pa) [°C]	-43,56
Temperatura Critica [°C]	86,74
Pressione Critica [kPa]	4619
Densità Critica [kg/m ³]	527
ODP	0
GWP	1900

Tabella 3.11: Caratteristiche fluido refrigerante utilizzato: R410A.

3.2.9 Scheda GMC

La scheda di controllo GMC elabora la richiesta dell'interfaccia utente, tramite la quale l'utente può selezionare la modalità operativa, e la traduce in messaggi per il controllo dell'unità. In aggiunta la scheda GMC gestisce

le curve climatiche, l'acqua calda sanitaria, il funzionamento notturno, il segnale allarme/defrost, l'eventuale presenza di una sorgente aggiuntiva esterna calda, la protezione antigelo e la gestione del funzionamento compressore. Tutto questo viene fatto analizzando costantemente l'acqua e le condizioni dell'ambiente interno secondo le richieste del cliente aggiornando i segnali inviati all'unità.

Il controllo dell'unità viene fatto tramite un continuo dialogo tra l'inverter e la scheda GMC, grazie al quale si cura l'affidabilità del sistema e si soddisfa la richiesta proveniente dal sistema idronico ed ambiente interno gestendo il ventilatore, la valvola PMV e il compressore.

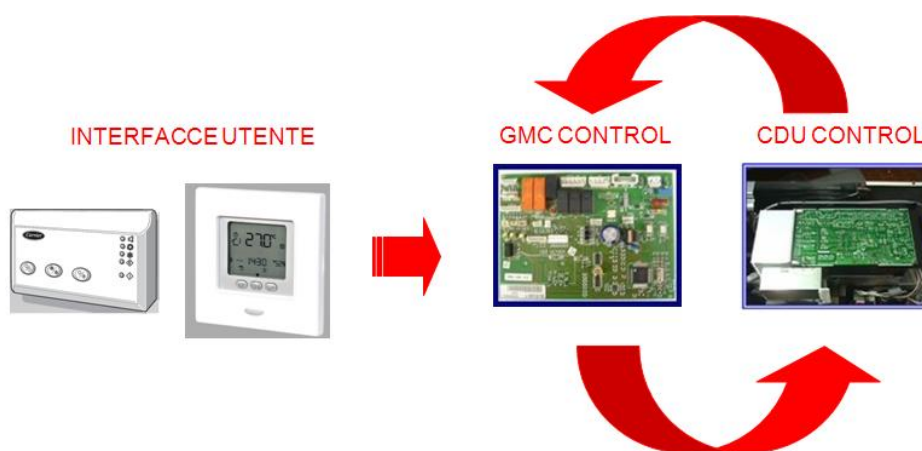


Figura 3.15: Sistema di regolazione.

Capitolo 4

Regolazioni del sistema macchina-impianto-edificio

Nei capitoli precedenti sono stati descritti separatamente l'edificio considerato (Capitolo 1), l'impianto di riscaldamento (pannelli radianti o ventilconvettori) (Capitolo 2) e la pompa di calore (Capitolo 3). In questo capitolo verrà descritto come questi interagiscono tra di loro e quali sono le logiche di regolazione adottate.

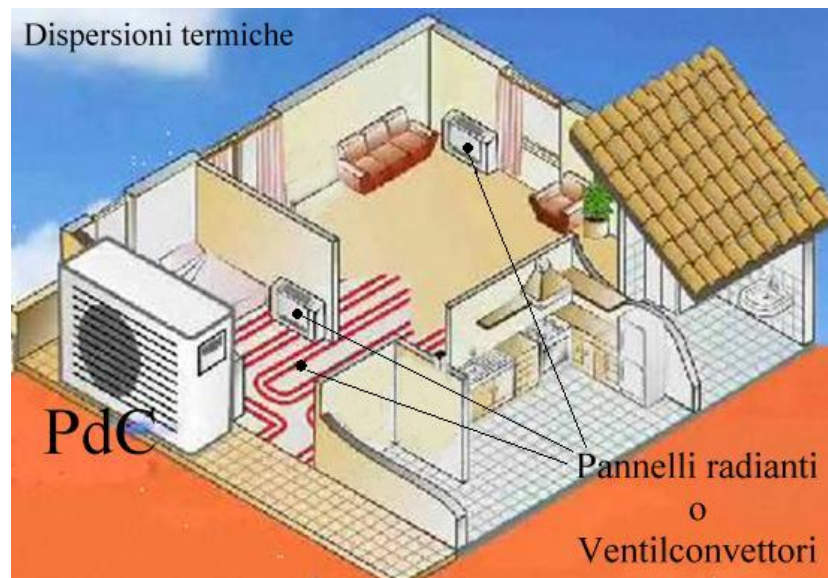


Figura 4.1: Scematizzazione del sistema macchina-impianto-edificio.

Poiché il funzionamento dell'impianto a pannelli radianti è del tutto di-

verso da quello dell'impianto a ventilconvettori, sia dal punto di vista dello scambio termico che dal punto di vista della regolazione, si tratteranno queste due tipologie impiantistiche separatamente.

4.1 Impianto termico a pannelli radianti

Per prima cosa bisogna capire come l'impianto considerato interagisce con l'ambiente e con la pompa di calore:

- 1 Dapprima la pompa di calore fornisce energia termica all'acqua che circola nell'impianto radiante tramite lo scambiatore a piastre.
- 2 L'acqua calda cede calore al pavimento aumentandone la temperatura.
- 3 Infine il pavimento comincia a fornire potenza termica al locale non appena la sua temperatura superficiale supera la temperatura operante dell'ambiente.
- 4 Contemporaneamente l'ambiente continua a disperdere energia verso l'esterno, in quantità inversamente proporzionali alla temperatura dell'aria esterna.

La stessa cosa, al contrario, succede quando la macchina si spegne e la portata nelle tubazioni del pannello radiante si annulla. In questa situazione il pannello radiante continua a cedere calore fino a quando la temperatura del pavimento non raggiunge la temperatura ambiente.

Questo effetto è dovuto ad un particolare fenomeno chiamato inerzia termica. Riguardo questo argomento si è già accennato nei capitoli precedenti ma è necessario spiegare più in dettaglio questa dinamica che risulta fondamentale nell'analisi effettuata.

4.1.1 Inerzia termica

Procedendo in analogia alla meccanica, possiamo definire in termodinamica l'inerzia termica come la proprietà che determina l'opposizione alle variazioni della temperatura di un corpo; nel nostro caso di un edificio o di un impianto di riscaldamento.

L'inerzia termica di una struttura, che separa l'ambiente interno dall'esterno, consiste quindi nella sua capacità di opporsi al passaggio del flusso di energia e di assorbirne una quota, senza rilasciarla in maniera immediata e contribuendo al contenimento delle oscillazioni della temperatura dell'ambiente interno.

L'inerzia può essere pensata anche come l'effetto combinato della capacità e della resistenza termica della struttura. Queste due caratteristiche dipendono dalla massa della parete, del calore specifico e dalla conduttività dei materiali che la costituiscono. La soluzione tecnica migliore da adottare per la realizzazione di una parete si ottiene, quindi, scegliendo un sistema dotato contemporaneamente di sufficiente massa e bassa conduttività senza prediligere soltanto una di queste caratteristiche. In particolare all'aumentare della capacità cresce la quantità di energia immagazzinata mentre al diminuire della conduttività decresce anche la velocità con cui l'energia viene ceduta.

La capacità termica di un corpo, già descritta in precedenza, viene definita come la quantità di energia termica che deve essere fornita per innalzare la temperatura dell'intero corpo di 1 grado e si misura in J/K . La formula per il calcolo è la (1.1) che mostra come la capacità termica sia proporzionale alla massa e al calore specifico; per avere un'elevata inerzia termica è necessario creare delle strutture con elevata densità a parità di volume.

In inverno la capacità delle strutture che definiscono l'edificio può essere sfruttata per ridurre i consumi per il riscaldamento sfruttando la radiazione solare in ingresso o i sistemi di riscaldamento radianti. Utilizzando questi ultimi l'energia viene accumulata nelle strutture che li ospitano e rilasciata lentamente; grazie alla capacità termica dei materiali, quindi, le strutture in cui si trovano i pannelli radianti (pavimento, parete, ecc.) continueranno a fornire calore all'ambiente anche quando l'impianto sarà spento.

Poiché l'inerzia dipende anche dalla trasmittanza (conduttività) delle pareti è necessario descrivere brevemente l'effetto dell'isolante sull'inerzia termica. Nel capitolo riguardante la descrizione dell'edificio si è detto che la norma UNI EN ISO 13790 [8] specifica di sommare, per il calcolo della capacità termica, tutte le masse degli elementi indicati nella stratigrafia, a partire dalla superficie interna fino al primo strato di isolante o per uno spessore massimo di 10 cm o uguale alla metà della parete considerata. La limitazione, dettata dalla norma, di sommare solo le masse di quegli elementi che sono interni allo strato di isolante è proprio dovuta all'effetto che questo ha sui flussi di calore.

Prendiamo ad esempio tre possibili situazioni, isolamento interno, in intercapedine ed esterno a cappotto (Figura 4.2). Nel primo caso la presenza di materiale coibente sulla faccia interna delle murature impedisce la fuoriuscita del calore ma ne impedisce anche l'accumulo nella parete retrostante e dunque la possibilità di sfruttare la capacità degli elementi strutturali. L'isolamento in intercapedine può rendere difficoltoso il controllo dei ponti termici ma d'altra parte, proprio per com'è costituita questa soluzione, presenta una massa esterna che, con la sua capacità, rallenta l'ingresso della sollecitazione termica; questo isolamento, inoltre, blocca gran parte dell'energia grazie alla sua

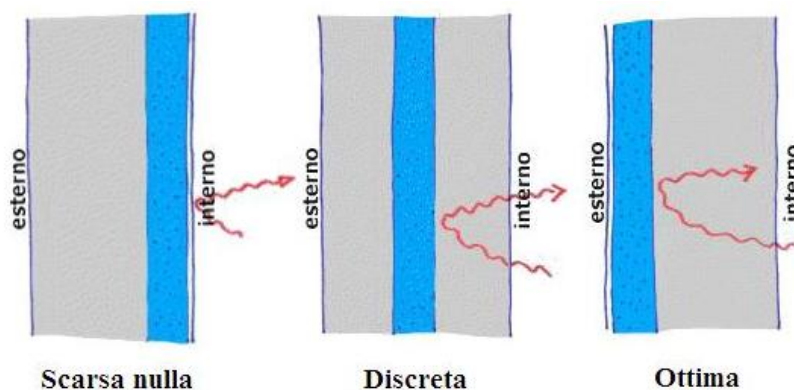


Figura 4.2: Tre possibili tipologie di isolamento: interno, in intercapedine ed esterno a cappotto.

alta resistenza termica mentre la massa interna contribuisce al mantenimento delle condizioni desiderate in ambiente accumulando calore e rilasciandolo lentamente. Nel caso di cappotto esterno, invece, l'isolamento ostacola da subito l'ingresso di calore in estate mentre in inverno, grazie all'elevata massa interna allo strato di isolante, permette l'accumulo dell'energia termica che riceve dall'impianto di riscaldamento. Per il corretto posizionamento della massa termica nell'involucro bisogna, quindi, considerare se i maggiori consumi energetici sono legati al raffrescamento estivo o al riscaldamento invernale e ovviamente al tipo di utilizzo che si intende fare dell'edificio:

- Per il riscaldamento: è bene posizionare le soluzioni con maggiore massa termica in posizioni in cui possano ricevere energia da sistemi di riscaldamento radianti e/o convettivi (Soluzione migliore cappotto esterno).
- Per il raffrescamento: è necessario proteggere le soluzioni costruttive con elevata massa termica dalla radiazione solare con sistemi di oscuramento o isolamento ed è anche preferibile prevedere lo sfruttamento della ventilazione notturna e delle correnti d'aria per la rimozione del calore accumulato dalle superfici (Soluzione migliore isolamento interno).

Chiariti questi concetti si passa a considerare come essi intervengano nel funzionamento del sistema edificio-impianto e sulla regolazione.

4.1.2 Logiche di regolazione

Prima di procedere con la descrizione della dipendenza dell'andamento della temperatura dall'inerzia termica risulta necessario spiegare le logiche di regolazione che si sono studiate.

Il sistema di regolazione della macchina, sulla base delle misure di temperatura dell'aria esterna (OAT) e temperatura ambiente, è in grado di variare, solo per la pompa di calore equipaggiata con inverter: la velocità di rotazione del compressore, la temperatura di mandata dell'acqua e, di conseguenza, la potenza termica fornita e il COP.

I dati di input sono rilevati da apposite sonde poste rispettivamente all'esterno e all'interno dell'edificio.

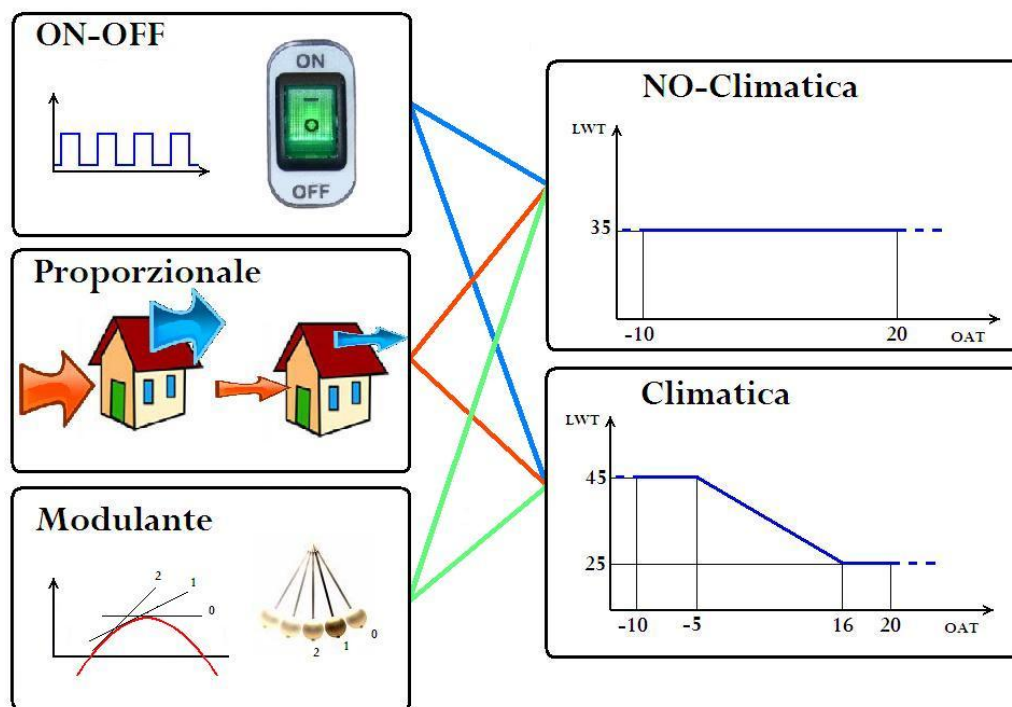


Figura 4.3: Accoppiamento tra logiche di regolazione della potenza e logiche di regolazione della temperatura.

Basandosi su queste considerazioni si sono stabilite e studiate tre differenti logiche di regolazione sulla potenza fornita dalla pompa di calore:

- Regolazione ON-OFF
- Regolazione Proporzionale

- Regolazione Modulante

Ognuna delle quali è stata accoppiata con due regolazioni sulla temperatura dell'acqua in uscita secondo un determinato schema mostrato in figura 4.3:

- Regolazione No-Climatica
- Regolazione Climatica

Come si vede chiaramente ciascuna delle prime tre regolazioni: ON-OFF, Proporzionale e Modulante, è stata provata sia con una logica di tipo climatico sia con una logica di tipo non climatico.

I risultati ottenuti dalle simulazioni del sistema edificio-impianto-macchina secondo queste logiche di regolazione sono riportati e commentati nel sesto capitolo.

4.1.3 Regolazione della potenza

Logica di tipo ON-OFF

Nella regolazione ON-OFF la macchina può solo o fornire la potenza massima o non fornirne affatto. Le accensioni e gli spegnimenti vengono decisi esclusivamente in funzione di due setpoint relativi alla temperatura interna: uno massimo pari a $20,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e uno minimo pari a $19,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Secondo la logica considerata la macchina fornisce energia termica se la temperatura scende al di sotto del limite inferiore di temperatura e smette di funzionare quando la sonda interna misura un valore più grande del setpoint superiore; una volta che la temperatura ridiscende al di sotto dei $19,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ la macchina si riattiva, per innalzare di nuovo la temperatura, spegnendosi non appena si raggiunge una temperatura interna superiore a $20,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e così via.

Ovviamente i valori di potenza termica fornita non sono costanti ma variano in funzione della temperatura esterna.

Questa regolazione è stata introdotta per confrontare il comportamento della pompa di calore ad inverter con una a velocità di rotazione fissa, in quanto essa è l'unica logica possibile con macchine che non hanno il compressore regolato da inverter.

Per comprenderne meglio il funzionamento si possono osservare i grafici delle figure 4.4 e 4.5. Nel grafico di figura 4.4 si vede come la potenza fornita è direttamente proporzionale alla temperatura dell'aria esterna e può assumere solo un certo numero di valori poiché il compressore ha un'unica velocità di rotazione in funzione della frequenza di alimentazione: 50 Hz per la macchina a velocità fissa, 60 Hz per la pompa di calore con inverter utilizzata a velocità fissa.

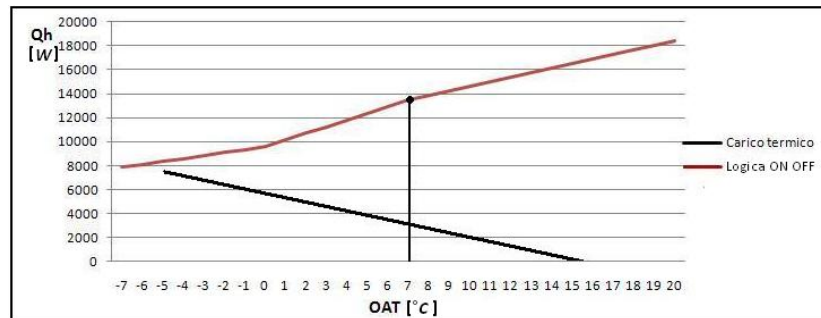


Figura 4.4: Diagramma della potenza fornita Q_h dalla pompa di calore in funzione della temperatura dell'aria esterna OAT, secondo la logica di tipo ON-OFF.

Questa seconda modalità è stata scelta per permettere un confronto tra macchine con e senza inverter nel caso in cui si voglia considerare la produzione di acqua calda sanitaria; nel terzo capitolo si è, infatti, evidenziato che la pompa di calore senza inverter non è in grado di produrre acqua a temperature troppo elevate (superiori ai 50 °C).

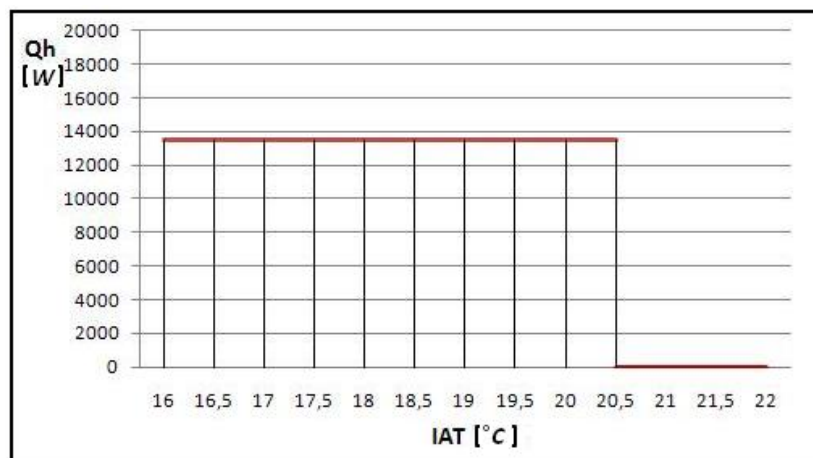


Figura 4.5: Diagramma della potenza fornita Q_h dalla pompa di calore in funzione della temperatura dell'aria ambiente IAT, secondo la logica di tipo ON-OFF.

Il grafico di figura 4.5 mostra come la potenza fornita sia costante a pari OAT (nel grafico si è considerata pari a 7 °C) al variare della temperatura dell'aria interna (IAT); la macchina cessa di fornire energia se la temperatura interna supera i 20,5 °C.

Logica di tipo Proporzionale

La seconda tipologia di regolazione studiata è quella di tipo Proporzionale. Essa prende questo nome in quanto impone alla pompa di calore di fornire una potenza termica legata, tramite la OAT, alle dispersioni dell'edificio.

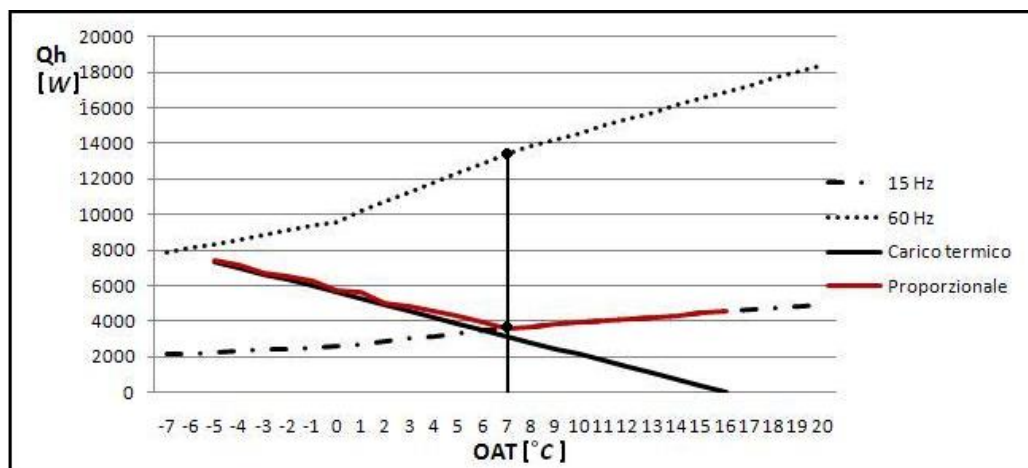


Figura 4.6: Diagramma della potenza fornita Q_h [W] dalla pompa di calore in funzione della temperatura dell'aria esterna OAT, secondo la logica di tipo Proporzionale.

Per tenere conto che le dispersioni variano al variare della temperatura esterna e di quella interna si sono calcolati i carichi dell'edificio secondo una procedura descritta, più in dettaglio, nel capitolo 5. Questa procedura si basa sulla determinazione di un coefficiente di dispersione termica globale G e moltiplicando quest'ultimo di volta in volta per i diversi ΔT tra la OAT e la IAT. I valori del coefficiente G sono riportati in tabella 5.1. Per quanto riguarda il carico nullo ($G = 0$) esso non è stato preso in corrispondenza del valore di temperatura esterna pari a $20\text{ }^\circ\text{C}$ (temperatura alla quale si annulla il ΔT di progetto) ma pari a $16\text{ }^\circ\text{C}$. Questo valore è stato scelto su indicazione della norma per il calcolo dell'efficienza stagionale delle pompe di calore PrEN 14825 [21] che indica di considerare i carichi richiesti dall'edificio in funzione del carico di progetto, interpolandoli tra la temperatura a cui è stato determinato tale valore e i $16\text{ }^\circ\text{C}$. Questa temperatura tiene conto del fatto che nel calcolo del carico di picco i valori delle dispersioni dovute alla ventilazione naturale sono sovrastimati e che gli apporti interni gratuiti vengono trascurati. In tabella 4.1 sono riportati, ad esempio, i carichi termici dell'edificio, in funzione della temperatura esterna, calcolati con temperatura interna costante pari a $20\text{ }^\circ\text{C}$. Nei grafici delle figure 4.6, 4.4 e 4.8 sono stati graficati questi dati in modo da mostrare un andamento qualitativo degli

stessi nel caso particolare di IAT pari a $20^{\circ}C$; al variare della temperatura dell'aria interna si otterranno una serie di rette parallele a quella mostrata.

OAT[$^{\circ}C$]	Carichi [W]	OAT[$^{\circ}C$]	Carichi [W]
-5	7357	8	2803
-4	7007	9	2452
-3	6656	10	2102
-2	6306	11	1752
-1	5956	12	1401
0	5605	13	1051
1	5255	14	701
2	4905	15	350
3	4554	16	0
4	4204	17	0
5	3854	18	0
6	3503	19	0
7	3153	20	0

Tabella 4.1: Valori dei carichi termici in funzione della temperatura esterna per temperatura interna pari a $20^{\circ}C$.

Partendo da questi valori, al variare della temperatura esterna, la regolazione fa in modo che la frequenza di rotazione del compressore si porti al valore minimo tale per cui la potenza fornita sia appena superiore al carico richiesto. Secondo quanto descritto, la macchina fornisce dei carichi di poco superiori a quelli che vengono dispersi; per questo motivo la potenza utile, cioè la differenza tra quella in ingresso e quella in uscita, è molto piccola e quindi la temperatura cambierà molto lentamente. Affinché, soprattutto nei transitori di accensione dell'impianto, la temperatura si porti il più rapidamente possibile a regime, il sistema di regolazione impone al compressore di ruotare alla massima frequenza se la temperatura ambiente ha un valore inferiore ai $18^{\circ}C$.

Ovviamente un tipo di regolazione di questo tipo può essere fatta solo con pompe di calore con compressore regolato da inverter.

Anche in questo caso la macchina si spegne se la temperatura interna supera i $20,5^{\circ}C$ e si riaccende quando scende sotto ai $19,5^{\circ}C$. È immediato vedere come questa regolazione si basi sulla temperatura interna ed anche su quella esterna; essa, infatti, riduce la potenza termica resa al ridursi del carico termico in maniera proporzionale all'aumentare della temperatura dell'aria esterna.

Anche in questo caso si riportano gli andamenti delle potenze rese, in funzione della temperatura dell'aria esterna (figura 4.6) ed interna (figura 4.7). Dal grafico di figura 4.6 è immediato vedere che la potenza resa dalla pompa di calore segue il carico termico disperso, grazie alla modulazione della velocità di rotazione, fino a che esso non scende sotto il valore minimo di potenza erogabile alla minima frequenza di rotazione (15 Hz); sotto tale valore la potenza fornita è pari a quella erogata dalla macchina con il compressore regolato alla minima velocità di rotazione. Va, infine, ricordato che l'andamento graficato è un esempio in cui si ipotizza che la temperatura interna sia sempre pari a 20°C .

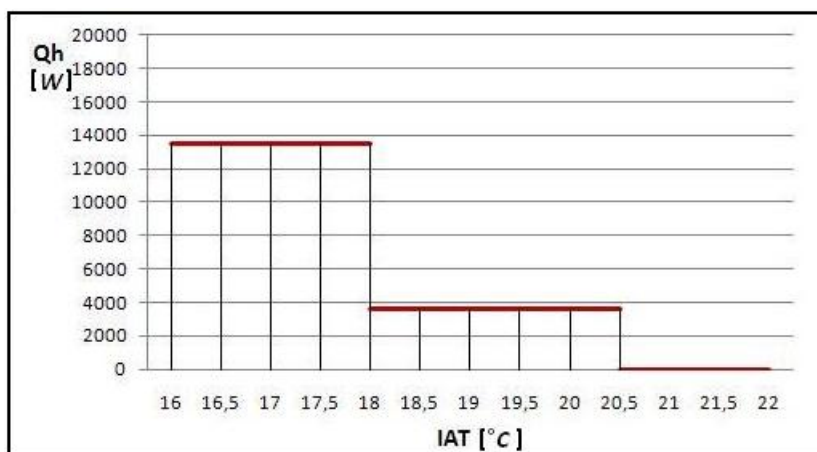


Figura 4.7: Diagramma della potenza fornita Q_h dalla pompa di calore in funzione della temperatura dell'aria ambiente IAT , secondo la logica di tipo Proporzionale.

Il grafico di figura 4.7 si riferisce alla condizione di OAT pari a 7°C e mostra che:

- La potenza resa è pari a quella corrispondente alla massima velocità di rotazione (60 Hz), se la IAT è minore di 18°C
- La potenza resa è proporzionale alla OAT, se la IAT è maggiore di 18°C
- La potenza resa è nulla, se la IAT è maggiore di $20,5^\circ\text{C}$

Logica di tipo Modulante

Quest'ultima tipologia di regolazione è più complessa delle precedenti in quanto con essa si varia, a pari temperatura dell'aria esterna, la potenza

termica fornita dalla pompa di calore da un valore massimo, quando la temperatura ambiente è minore o uguale a $18\text{ }^{\circ}\text{C}$, ad un valore minimo, quando la temperatura interna è pari a $20,5\text{ }^{\circ}\text{C}$; per temperature superiori la macchina si arresta e riparte quando la sonda ambiente rileva un valore di temperatura più basso di quello del setpoint inferiore pari, anche in questo caso, a $19,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

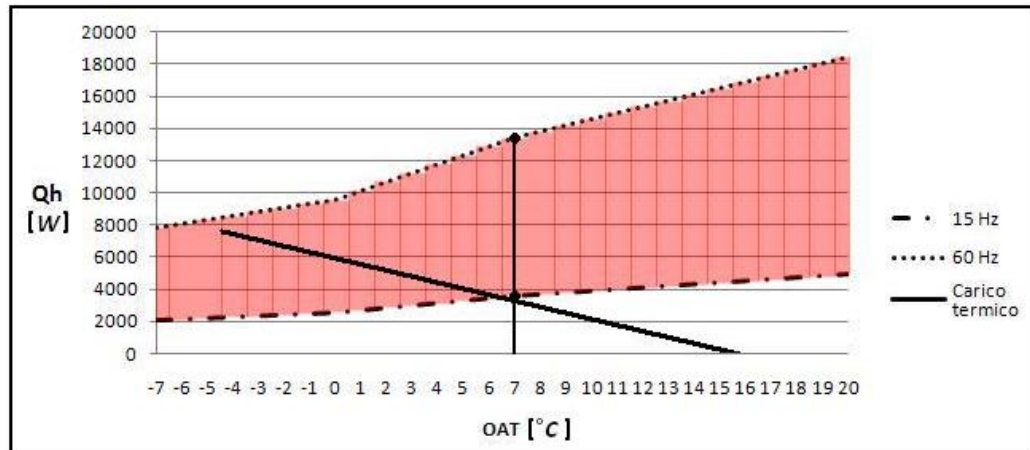


Figura 4.8: Diagramma della potenza fornita Q_h dalla pompa di calore in funzione della temperatura dell'aria esterna OAT, secondo la logica di tipo Modulante.

Nei grafici, mostrati in figura 4.8 e in figura 4.9, sono riportate le potenze rese dalla pompa di calore in funzione, rispettivamente, della OAT e della IAT. Il grafico di figura 4.8 mostra come, per ogni temperatura esterna, la potenza fornita può variare da un valore massimo, in corrispondenza della velocità di rotazione del compressore di 60 Hz , ad uno minimo (frequenza di rotazione 15 Hz) secondo una logica basata sulla temperatura dell'aria interna, sopradescritta e graficata in figura 4.9.

Se, ad esempio, la temperatura esterna è pari a $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ la potenza massima, a 60 Hz , è di 13455 W e quella minima, a 15 Hz , è di 3605 W (figura 4.8); in questa condizione di OAT, quando la temperatura dell'aria ambiente è pari o minore a $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ la macchina fornisce all'impianto 13455 W mentre se la temperatura misurata è uguale a $20,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ne fornisce 3605 . A tutte le temperature intermedie la pompa di calore fornirà delle potenze intermedie a queste due in modo lineare (figura 4.9); ad esempio se la temperatura interna fosse uguale a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ la potenza fornita sarebbe pari a 5575 W .

Questo comportamento può essere visto come quello di un pendolo il quale man mano che si avvicina alla quota massima la sua velocità diminuisce raggiungendo il valore minimo proprio quando il peso raggiunge la massima

altezza; al contrario più si avvicina all'estremo inferiore più la sua velocità aumenta raggiungendo il valore massimo dove il filo si trova perfettamente orizzontale e il peso è allineato al perno attorno al quale ruota. In tutte le posizioni comprese tra quella massima e quella minima la velocità assume valori intermedi ai due limiti estremi.

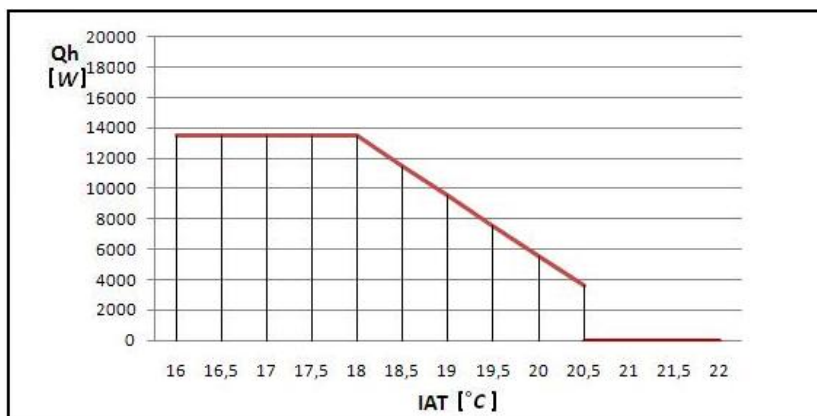


Figura 4.9: Diagramma della potenza fornita Q_h dalla pompa di calore in funzione della temperatura dell'aria ambiente IAT, secondo la logica di tipo Modulante.

Questa regolazione unisce i vantaggi delle due logiche precedenti: riduce i tempi necessari al raggiungimento della temperatura interna desiderata rispetto alla logica Proporzionale in quanto più si è lontani dal setpoint più la macchina fornisce potenza mentre, al contrario, riduce la potenza fornita all'avvicinarsi delle condizioni desiderate in modo da fare funzionare la macchina con valori di efficienza più elevati e da migliorare il comfort termico rispetto alla regolazione ON-OFF. Il comfort migliora perché sono ridotti i picchi di temperatura che si hanno con la prima logica dovuti alla potenza in eccesso rispetto a quella che viene dispersa.

È scontato che anche questo tipo di regolazione è possibile solo con pompe di calore che sono equipaggiate con compressore regolato da inverter.

4.1.4 Regolazione della temperatura di mandata dell'acqua

Come già anticipato ognuna delle tre logiche sopra descritte è stata accoppiata con altre due logiche che regolano la temperatura di mandata dell'acqua (LWT):

- LWT fissa a 35 °C - Regolazione NO-Climatica

- LWT variabile da 45 °C a 25 °C in funzione della temperatura esterna
- Regolazione Climatica

Logica di tipo NO-Climatica

La prima regolazione mantiene la portata e la temperatura di mandata dell'acqua costanti, ma al variare delle rese varia di conseguenza il ΔT . I valori delle rese che la macchina fornisce in funzione della temperatura dell'aria esterna e della frequenza del compressore sono tabulati nella tabella 4.2 mentre i valori dei rispettivi COP sono riportati in tabella 4.3. Questi dati sono stati ottenuti interpolando i valori ricavati sperimentalmente riportati nelle tabelle B.5 B.2 nell'appendice B; si è interpolato linearmente sia rispetto alle temperature sia rispetto alle frequenze in modo da avere un'ampia gamma di valori di potenza e di efficienza in un range sufficientemente ampio di frequenze e temperature.

Va ricordato che la temperatura di ingresso nell'impianto a pannelli radianti pari a 45 °C è un po' elevata e potrebbe causare problemi dovuti all'eccessiva temperatura superficiale del pavimento, rischiando di provocare condizioni di discomfort e addirittura di causare danni alla salute delle persone. È altrettanto vero che questa situazione si verifica solamente quando all'esterno la temperatura è pari o inferiore ai -5 °C, condizione questa che, nell'anno studiato, non si è mai verificata (IAT minima = -3 °C), e che a Milano si verifica raramente.

Logica di tipo Climatica

Quest'altro tipo di regolazione è leggermente più complessa perché con essa è variata la temperatura dell'acqua in mandata in funzione della temperatura dell'aria esterna:

- LWT = 45 °C se OAT \leq -5
- LWT = 25 °C se OAT \geq 16

Per i valori di OAT, intermedi tra i -5 e i 16 °C, i valori di LWT sono ricavati interpolando linearmente il valore massimo (45 °C) e il valore minimo (25 °C) come mostrato in figura 4.10.

I valori delle rese che la macchina fornisce in funzione della temperatura dell'aria esterna e della frequenza del compressore sono riportati nella tabella 4.4 mentre i valori dei rispettivi COP in tabella 4.5. Per calcolare questi valori si sono costruite delle tabelle del tutto simili alle 4.2 e 4.3 ma con temperatura di mandata dell'acqua pari a 45 °C partendo dalle tabelle sperimentali B.6 B.3 mostrate nell'appendice B.

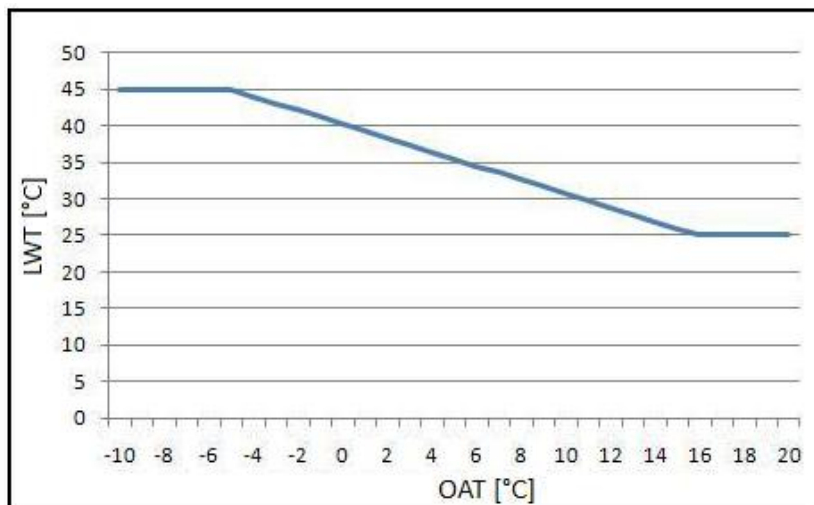


Figura 4.10: Curva climatica - Andamento della LWT in funzione della OAT

Una volta create queste due tabelle (4.6 e 4.7) si sono interpolate con quelle riferite a LWT di 35 °C nel seguente modo:

- Per prima cosa si devono ricavare tutti i valori delle LWT comprese tra 45 e 25 °C in funzione della temperatura esterna che va da -5 a 16 °C. Per ottenere questi dati si è semplicemente interpolato linearmente tra queste temperature; i valori di LWT ottenuti in questo modo sono riportati nella seconda colonna delle tabelle 4.4 e 4.5 e diagrammati in figura 4.10.
- Prendiamo ora ad esempio la colonna relativa ai 60 Hz, il valore di potenza che corrisponde a -5 °C è quello calcolato con LWT pari a 45 °C (7924 W) quindi è lo stesso riportato in tabella B.6.
- Per calcolare i successivi valori di potenza invece si devono prendere le rese corrispondenti al valore di temperatura esterna considerato sia con LWT di 45 °C sia con LWT di 35 °C e si interpola linearmente tra questi due. Se ad esempio si vuole conoscere la potenza fornita a 0 gradi (LWT = 40,2 °C) si deve interpolare tra il valore di 9608 W con LWT di 35 °C (tabella 4.2 riga ottava = 0 °C, terza colonna = 60 Hz) e il valore di 9116 W con LWT di 45 °C (tabella 4.6 ottava riga = 0 °C, terza colonna = 60 Hz). Interpolando quindi tra i valori di LWT pari a 45 e 35 °C si ottiene:

$$Qh = \frac{(9116 - 9608)}{(45 - 35)} \cdot (40,2 - 35) + 9608 = 9351$$

- Questo calcolo deve essere ripetuto per ogni frequenza di rotazione e per ogni temperatura esterna, sia per le potenze che per i COP; così facendo si ottengono infine le tabelle 4.4 e 4.5.

Come possiamo vedere confrontando queste tabelle con quelle relative alla regolazione precedente, le potenze, a pari frequenza e temperatura esterna, fornite con questa regolazione di tipo climatico, sono maggiori all'aumentare della OAT mentre sono inferiori di quelle con LWT fissa a 35 °C per valori di OAT bassi. Lo stesso comportamento si nota confrontando i valori dei COP. Per evidenziare meglio questo aspetto si sono diagrammate, in figura 4.11, la terza colonna di tutte e quattro le tabelle 4.2, 4.3, 4.4 e 4.5.

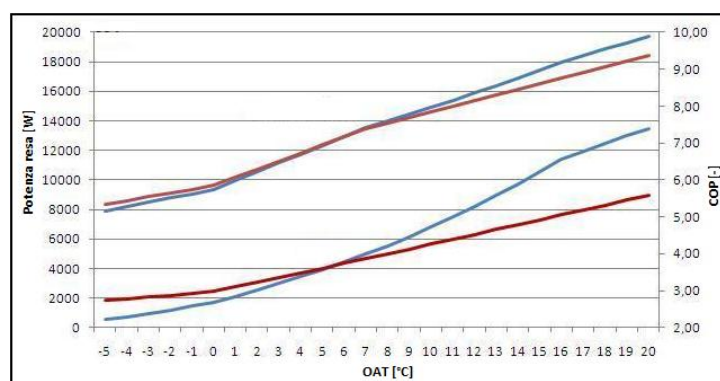


Figura 4.11: Confronto tra l'andamento delle potenze (asse principale) e dei COP (asse secondario) a 60 Hz, nel caso di regolazione NO-Climatica (Linea Rossa) e di regolazione Climatica (Linea Blu).

Da questa figura si vede chiaramente quanto appena espresso e si nota, inoltre, che ad elevate temperature dell'aria esterna la distanza tra le due curve (blu e rossa) è maggiore di quella che si ha a bassi valori di OAT. Questo significa che con la logica Climatica si ottengono, in corrispondenza di elevate temperature esterne, dei COP molto superiori, rispetto alla logica NO-Climatica, e invece, in corrispondenza di bassi valori di OAT, dei COP di poco inferiori.

Questo ultimo aspetto, ovviamente, fa sì che i COP medi su tutta la stagione di riscaldamento risulteranno superiori, come verrà evidenziato anche dai risultati delle simulazioni, rispetto agli stessi riferiti alla logica di regolazione NO-Climatica.

4.2 Impianto termico a ventilconvettori

L'utilizzo di ventilconvettori per il riscaldamento necessita di logiche di regolazione diverse rispetto a quelle utilizzate nel caso di pannelli radianti per diversi motivi, già evidenziati nel capitolo 3:

- Inerzia termica praticamente nulla grazie al limitato contenuto d'acqua nella batteria alettata e alla piccola massa della stessa.
- Trasmissione del calore che avviene prevalentemente per convezione forzata grazie ad un ventilatore che spinge l'aria attraverso la batteria alettata di scambio termico.
- Velocità del ventilatore regolabile su tre diversi setpoint (massima, media, minima)

4.2.1 Logiche di regolazione

Anche in questo caso le logiche di regolazione utilizzate sono diverse ma vengono utilizzate accoppiate secondo lo schema riportato in figura 4.12.

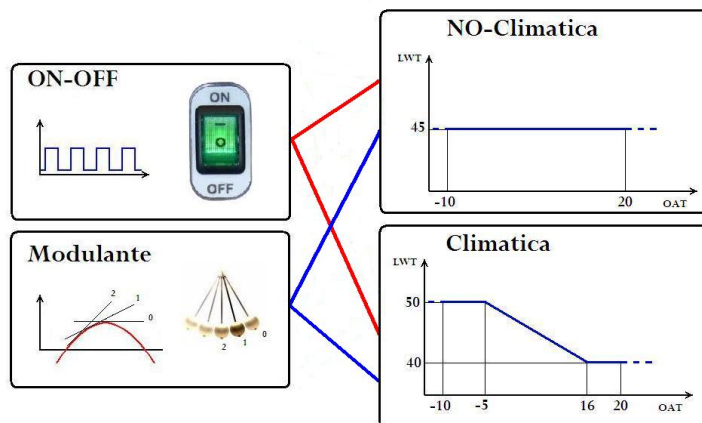


Figura 4.12: Schema riassuntivo delle logiche di regolazione.

Come nel caso precedente abbiamo due logiche di regolazione “principali” (ON-OFF e Modulante) le quali sono state accoppiate a due logiche “secondarie” (Climatica e NO-Climatica). In modo analogo al caso precedente le prime regolano la potenza fornita mentre le seconde regolano il setpoint

della temperatura di mandata dell'acqua. Rispetto al caso precedente si è eliminata una logica di regolazione della potenza (Proporzionale) ma, d'altra parte, è stata aggiunta un'altra che viene applicata ad ogni coppia di regolazione precedente. Questa nuova regolazione permette di avere, nel periodo notturno, diversi valori di setpoint della temperatura ambiente rispetto al periodo diurno (19,5-20,5 °C durante il giorno, 17,5-18,5 °C durante la notte); questo tipo di regolazione ha ovviamente senso solo con sistemi a bassa inerzia quali sono i ventilconvettori.

4.2.2 Regolazione della potenza

Come abbiamo già descritto nel terzo capitolo, nel paragrafo dedicato al dimensionamento dei ventilconvettori, la potenza termica ceduta all'ambiente, calcolata secondo la (2.10), dipende dalla differenza tra la temperatura dell'acqua di mandata (LWT) e della temperatura ambiente (IAT). Le logiche di regolazione riportate si basano tutte sul fatto che la pompa di calore si accende o si spegne in funzione del valore della LWT e della IAT.

Logica di tipo ON-OFF

Anche in questo caso la logica di tipo ON-OFF, essendo l'unica attuabile da macchine con compressore a velocità fissa, è stata introdotta per confrontare le prestazioni delle pompe di calore con tecnologia inverter con quelle a velocità fissa. In modo analogo alla precedente logica di tipo ON-OFF, relativa all'impianto a pannelli radianti, questo tipo di regolazione gestisce la potenza che la pompa di calore deve fornire in funzione della temperatura di mandata dell'acqua. Se LWT è minore di 45 °C la pompa di calore fornisce il massimo della potenza, anche in questo caso in funzione della temperatura esterna, mentre se LWT è maggiore non fornisce nessuna potenza.

Logica di tipo Modulante

Questo tipo di logica, che è possibile solo con macchina ad inverter, riduce la potenza fornita via via che la LWT si avvicina al valore desiderato (45 °C costante nella logica NO-Climatica, da 40 a 50 °C nella logica Climatica). L'andamento è del tutto simile a quello descritto nel paragrafo relativo alla logica Modulante applicata all'impianto a pannelli radianti, ma invece che modulare in funzione della temperatura ambiente in questo caso si modula sulla base della temperatura di mandata dell'acqua.

4.2.3 Regolazione della temperatura di mandata dell'acqua

La figura 4.12 mostra che ognuna delle due logiche sopra descritte è accoppiata con altre due logiche che regolano il setpoint della temperatura di mandata dell'acqua. Queste due logiche sono del tutto identiche alle precedenti descritte nel paragrafo 4.1.4 solo che i valori di temperatura sono diversi:

- LWT fissa a $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ - Regolazione NO-Climatica
- LWT variabile da 40 a $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ in funzione della temperatura esterna - Regolazione Climatica

Logica di tipo NO-Climatica

Questa logica mantiene la temperatura dell'acqua di mandata costante al variare della temperatura esterna. La differenza sostanziale, rispetto alla logica NO-Climatica descritta nel paragrafo precedente, è che il valore di LWT, nel caso di ventlconvettori, è pari a $45\text{ }^{\circ}\text{C}$, per i motivi riportati nel capitolo due, e non $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ come nel caso dei pannelli radianti.

I dati delle potenze fornite e dei COP sono stati ricavati per interpolazione lineare delle tabelle B.3 e B.6 nello stesso identico modo descritto nel paragrafo relativo alla logica NO-Climatica riferita ai pannelli radianti. I dati così ottenuti sono riportati nelle tabelle 4.6 e 4.7.

Logica di tipo Climatica

Anche questa logica di regolazione è del tutto identica a quella omonima sopradescritta, con l'unica differenza legata ai valori di setpoint. La LWT è pari a:

- $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, per valori di IAT superiori o uguali a $16\text{ }^{\circ}\text{C}$
- $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, per valori di IAT inferiori o uguali a $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$
- un valore compreso tra i 40 e i $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ in funzione del valore di IAT compreso tra -5 e $16\text{ }^{\circ}\text{C}$, ricavato interpolando linearmente questi valori come mostrato in figura 4.13.

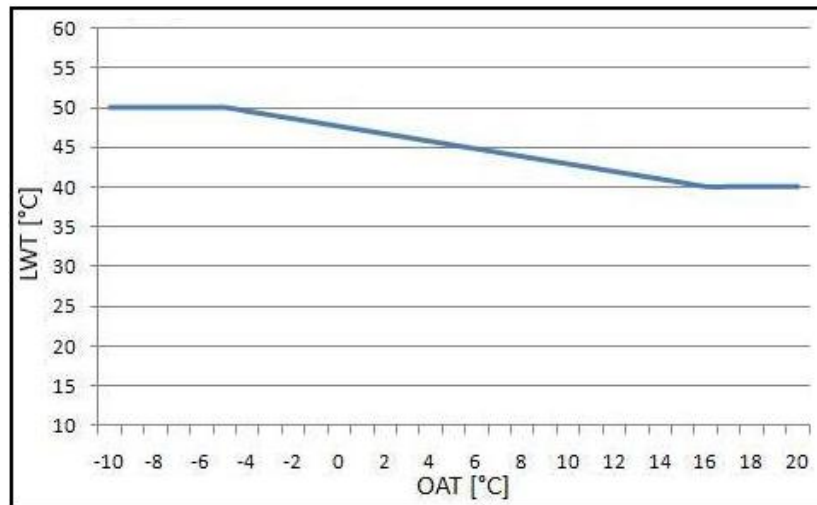


Figura 4.13: Curva climatica - Andamento della LWT in funzione della OAT

Per quanto riguarda i valori delle potenze fornite e dei COP, essi sono tabulati nelle tabelle 4.8 e 4.9. Questi valori sono stati ricavati seguendo il procedimento descritto per ricavare le tabelle 4.4 e 4.5 nel paragrafo relativo alle logiche di regolazione dei pannelli radianti. Le uniche differenze sono, ancora una volta, i valori delle temperature dell'acqua in uscita dalla pompa di calore (LWT massima pari a 50 °C, LWT minima pari a 40 °C).

4.2.4 Regolazione dei setpoint della temperatura ambiente

In tutti questi casi, in modo identico alle logiche relative all'impianto a pannelli radianti, la macchina si spegne se la temperatura dell'ambiente supera il setpoint superiore e si riavvia se la stessa scende al di sotto del setpoint inferiore. I valori dei setpoint, come già anticipato possono essere costanti durante tutta la giornata oppure essere diversi tra la notte e il giorno:

- 19,5-20,5 °C costante per 24 ore
- 19,5-20,5 °C dalle 06.00 alle 22.00 e 17,5-18,5 °C dalle 22.00 alle 06.00

Setpoint della IAT costante

Per quanto riguarda la regolazione sulla temperatura interna, essa è affidata alla velocità di rotazione dei ventilatori tangenziali dei ventilconvettori. Abbiamo più volte evidenziato che la potenza ceduta dai ventilconvettori si

calcola secondo la (2.10). Da questa si vede che la potenza scambiata è funzione, oltre che della LWT e della IAT, anche di un coefficiente K di scambio termico. Poiché lo scambio termico avviene per lo più per convezione forzata il coefficiente K varia al variare della portata d'aria elaborata dal ventilatore e quindi con la velocità di rotazione. Tanto maggiore è la velocità di rotazione tanto maggiore sarà la potenza scambiata. Noto questo andamento, le tre velocità vengono regolate secondo la seguente logica:

- $IAT < 17\text{ }^{\circ}C$: velocità di rotazione massima
- $17 \leq IAT \leq 19\text{ }^{\circ}C$: velocità di rotazione media
- $IAT > 19\text{ }^{\circ}C$: velocità di rotazione minima

Si è già sottolineato il problema del rumore legato all'impianto di riscaldamento a ventilconvettori, e come questo sia legato alla velocità di rotazione del ventilatore. È quindi scontato vedere che, dal punto di vista acustico, la situazione migliore è che il ventilatore sia regolato sempre alla minima velocità. Questa condizione è però rispettata nel nostro caso grazie all'opportuna scelta dei ventilconvettori e alla regolazione sopra descritta. Il corretto dimensionamento dell'impianto che ha portato alla scelta ottimale dei terminali di riscaldamento fa sì che i carichi vengano soddisfatti anche con velocità di rotazione del ventilatore inferiori a quella massima, mentre, grazie alla regolazione sopra indicata, durante il funzionamento a regime, l'impianto viene riattivato se la temperatura ambiente scende sotto ai $19,5\text{ }^{\circ}C$, caso in cui la velocità di rotazione è sempre pari a quella minima. L'unica situazione in cui il ventilatore non ruota alla velocità minima è durante i transitori di accensione nei quali si vuole che il setpoint sulla temperatura ambiente venga raggiunto il più velocemente possibile a discapito dei limiti sulla pressione sonora.

Setpoint della IAT diverso tra notte e giorno

Secondo quest'altra logica di regolazione si hanno diversi valori di setpoint della temperatura dell'aria ambiente. Durante il giorno si vuole mantenere la IAT a valori intorno ai $20\text{ }^{\circ}C$ mentre durante la notte si prevede un rilassamento della temperatura fino al valore di $18\text{ }^{\circ}C$.

Anche in questo caso la regolazione della velocità di rotazione dei ventilatori si basa sul valore della temperatura dell'aria interna secondo quanto descritto nel paragrafo precedente. In questo caso, è immediato vedere che la IAT assume valori anche inferiori ai $19\text{ }^{\circ}C$ soprattutto di notte. Secondo quanto appena detto, durante il periodo notturno, senza nessun accorgimento, i ventilconvettori produrrebbero eccessivo rumore, proprio nel momento in cui

esso è più fastidioso. Per questo motivo si è aggiunto, in questa soluzione, una regolazione temporale che limita la velocità di rotazione del ventilatore al valore minimo, dalle 22.00 alle 06.00. Grazie a questo accorgimento si limitano i livelli di pressione sonora a discapito della velocità di innalzamento della temperatura ambiente; durante la notte questo aspetto è, però, trascurabile rispetto alla rumorosità.

4.3 Influenza dell'inerzia termica

Come già più volte evidenziato, l'inerzia termica gioca un ruolo fondamentale nelle dinamiche di scambio termico e di regolazione dell'impianto di riscaldamento nonché dell'edificio stesso.

Vediamo ora in dettaglio alcune situazioni specifiche che mostrano come la capacità termica delle pareti e del pavimento radiante influenzi l'andamento della temperatura interna.

4.3.1 Avviamento dell'impianto

Un tipico caso in cui l'effetto dell'inerzia termica del pavimento è evidente è l'avviamento dell'impianto. In questo caso la pompa di calore comincia a fornire energia termica all'acqua che inizia a scaldare il pavimento mentre la temperatura ambiente non inizia ad aumentare istantaneamente ma anzi decresce. La diminuzione di temperatura è tanto più veloce quanto maggiori sono le dispersioni termiche dell'ambiente; il ΔT tra il valore iniziale della temperatura ambiente e il suo valore minimo dipende, cioè, dalla temperatura esterna. Nel frattempo l'acqua calda circola nelle serpentine del pavimento radiante scaldandolo, ma l'ambiente comincia a scaldarsi solo in un secondo tempo. Questo sfasamento è dovuto proprio all'inerzia del pavimento il quale comincia a fornire calore all'ambiente solo dopo che la sua temperatura superficiale supera il valore di quella ambiente; quest'ultima temperatura comincia a salire solo dopo che il ΔT tra essa e quella superficiale del pavimento è sufficientemente elevato in modo che la potenza scambiata dal pavimento stesso (in parte per convezione ma per lo più per irraggiamento) superi le dispersioni termiche. Il tempo impiegato dalla massa del pavimento a scaldarsi è direttamente proporzionale alla capacità termica; maggiore è questa grandezza maggiore è la quantità di energia che deve essere fornita per innalzare di un grado la temperatura e quindi, a pari potenza fornita, maggiore sarà l'intervallo di tempo. Per chiarire questo concetto proviamo a fare un esempio numerico: preso un certo oggetto che ha una capacità termica di $10000 J/K$ e una sorgente che fornisce una potenza pari a $1000 W$

ci vorranno:

$$\frac{10000[J/K] \cdot 1[K]}{1000[W]} = 10[s]$$

per innalzarne di 1 K la temperatura mentre se la capacità termica è di 10000 kJ/K sono necessari:

$$\frac{10000000[J/K] \cdot 1[K]}{1000[W]} = 10000[s] = 2,78[h].$$

Per questo motivo tutte le logiche di regolazione sopra citate impongono alla macchina di fornire la potenza termica massima per temperature ambiente al di sotto di 18 °C in modo da ridurre al minimo i tempi del transitorio di accensione.

Questo andamento è mostrato chiaramente nella figura 4.14. Le temperature iniziali dell'ambiente e del pavimento sono uguali e pari a 15 °C; una volta accesa la pompa di calore si può vedere come la prima (linea Blu) decresce mentre la seconda (linea Rossa) comincia subito ad aumentare.

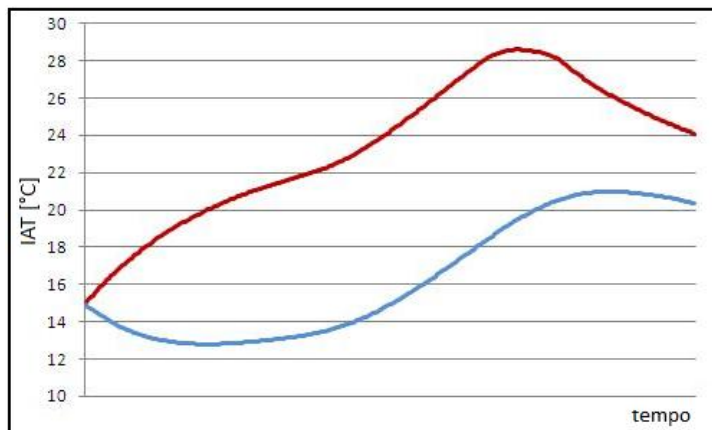


Figura 4.14: Andamento delle temperature ambiente (linea Blu) e del pavimento (linea Rossa) durante il transitorio di accensione dell'impianto con temperatura interna iniziale pari a 15 °C preso in un giorno qualsiasi del periodo di riscaldamento.

4.3.2 Durata transitorio

Un altro parametro sul quale l'inerzia termica interviene in modo evidente è la durata del transitorio di accensione. Durante questo tempo l'aumento di temperatura all'interno dell'edificio, riscaldato con un impianto radiante, è molto lento; questo comportamento è dovuto sia all'inerzia del pavimento

(soprattutto per quanto riguarda la prima parte come sottolineato al paragrafo precedente) sia, soprattutto, all'inerzia delle strutture che costituiscono lo stesso edificio. In modo del tutto analogo a quanto sopra descritto maggiore è la capacità termica dell'edificio minore, a pari energia fornita, è il salto termico o, in maniera del tutto identica, è necessario un tempo superiore per innalzare di uno stesso ΔT la temperatura di un edificio che ha una capacità termica più elevata a pari potenza fornita.

Anche in questo caso per ridurre la durata del transitorio è, quindi, necessario fornire la massima potenza che la macchina è in grado di erogare.

4.3.3 Fine transitorio avviamento

Anche la fine del transitorio di riscaldamento è influenzata, e non poco, dall'inerzia termica. Come già affermato, quando la macchina si spegne, la temperatura del pavimento comincia a diminuire ma non per questo smette di cedere calore all'ambiente; al contrario, anche se il sensore di temperatura ambiente indica al sistema di regolazione che il setpoint superiore è stato superato e quindi di bloccare l'erogazione di potenza, il pavimento caldo (più caldo dell'ambiente) continua a erogare. L'energia termica fornita è proporzionale alla differenza di temperatura tra quella superficiale del pavimento e quella dell'ambiente. L'andamento della temperatura interna è quindi crescente e non si arresta al valore di $20,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, fissato dal setpoint, ma continua a crescere per effetto della capacità termica.

Si è già più volte evidenziato, infatti, che avere una capacità termica elevata non significa solo necessitare di una quantità di energia maggiore per innalzare la temperatura di un certo ΔT , ma anche rilasciare l'energia termica immagazzinata lentamente. Il pavimento radiante, avendo una capacità termica molto superiore rispetto, ad esempio, ai radiatori o ai ventilconvettori, continua a cedere calore all'ambiente anche dopo che la pompa di calore interrompe il flusso di potenza.

In questo caso, per evitare che la temperatura salga troppo al di sopra del setpoint, peggiorando le condizioni di comfort e di efficienza del sistema, è necessario ridurre la potenza della macchina in prossimità delle condizioni desiderate in ambiente. Come possiamo vedere dalla figura 4.15, utilizzando una delle due regolazioni che modulano la potenza (logica Modulante in Blu) il picco di temperatura è inferiore rispetto allo stesso che si ottiene utilizzando la regolazione ON-OFF (in Rosso). Se confrontiamo invece gli andamenti della temperatura della superficie del pavimento, figura 4.16 vediamo che anche in questo caso la temperatura nel caso di regolazione ON-OFF (linea Rossa) raggiunge un picco più elevato rispetto allo stesso sistema edificio-impianto-macchina nelle stesse condizioni ma regolato con logica Modulante

(linea Blu). Da tale figura si vede chiaramente l'effetto della modulazione che, agendo sulla temperatura del pavimento, ne smussa il picco; inoltre l'andamento evidenziato dalla linea di colore rosso (regolazione ON-OFF) ha un picco molto più acuto che raggiunge e, addirittura, oltrepassa la soglia limite dei $29\text{ }^{\circ}\text{C}$ fissata dalla norma UNI EN 1264.

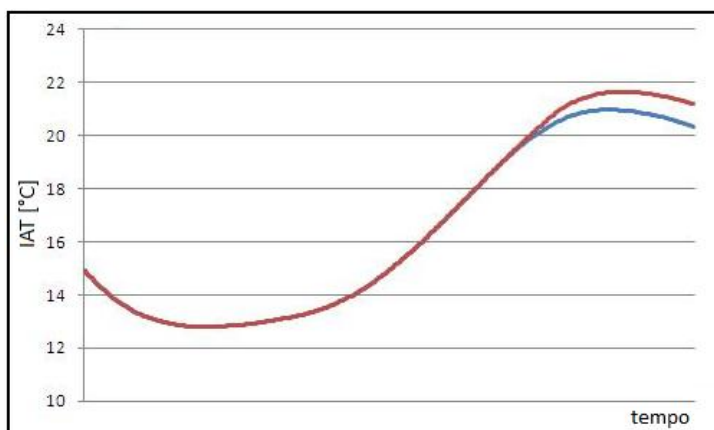


Figura 4.15: Andamento della temperatura ambiente durante il transitorio di accensione dell'impianto con temperatura interna iniziale pari a $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ preso in un giorno qualsiasi del periodo di riscaldamento: Regolazione ON-OFF (Rosso) e Regolazione Modulante (Blu).

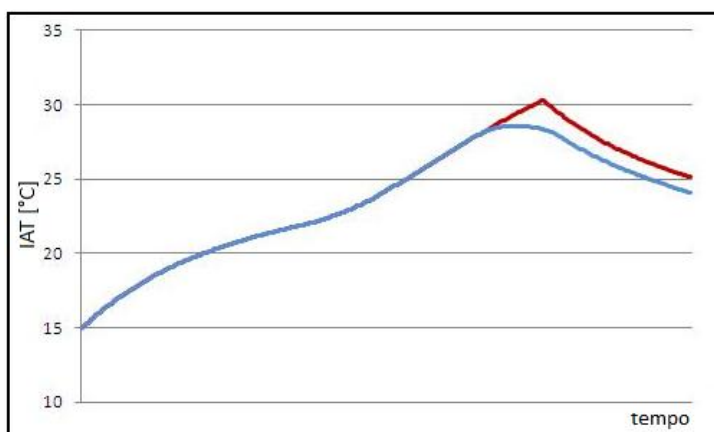


Figura 4.16: Andamento della temperatura superficiale del pavimento durante il transitorio di accensione dell'impianto con temperatura interna iniziale pari a $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ preso in un giorno qualsiasi del periodo di riscaldamento: Regolazione ON-OFF (Rosso) e Regolazione Modulante (Blu).

4.3.4 Funzionamento a regime

L'inerzia interviene non solo sul transitorio di accensione dell'impianto ma anche durante il suo funzionamento a regime. Gli effetti sono gli stessi che sono stati appena descritti: temperatura interna che continua a decrescere anche dopo che la macchina si è riaccesa perché ha oltrepassato il setpoint inferiore e, al contrario, temperatura interna che continua a crescere anche quando, superati i 20,5 °C, la pompa di calore viene fermata. Durante il funzionamento a regime, la potenza che viene fornita, tra due spegnimenti successivi, è più contenuta rispetto a quella fornita durante un intero transitorio di accensione da impianto completamente spento; questo in quanto si deve incrementare la temperatura di qualche grado, contrariamente al caso di impianto fermo, in cui la temperatura ambiente può avere un valore molto più piccolo di quello impostato come setpoint superiore. Se la potenza fornita è minore, allora lo è anche l'energia immagazzinata e quindi la temperatura ambiente non raggiunge gli stessi valori di picco raggiunti alla fine del transitorio di accensione.

In modo analogo i ΔT , tra la temperatura di setpoint inferiore e quella minima raggiunta dall'ambiente, dovuti all'inerzia del pavimento e al fatto che la potenza fornita dallo stesso all'ambiente risulta sfasata in ritardo rispetto a quella fornita dalla pompa di calore, sono più contenuti. Questo è dovuto al fatto che, quando la pompa di calore viene riaccesa, la temperatura superficiale del pavimento è già sufficientemente elevata per contrastare più velocemente le dispersioni; la temperatura superficiale, quando la pompa di calore è spenta, si abbassa, infatti, molto lentamente grazie proprio all'elevata capacità termica del pavimento stesso.

L'effetto dell'inerzia è quindi quello di dilatare nel tempo le accensioni e gli spegnimenti a causa di tempi più elevati in cui l'ambiente passa da temperature superiori a 20,5 °C a temperature inferiori ai 19,5 °C e viceversa, con miglioramenti dal punto di vista delle prestazioni e soprattutto dal punto di vista del comfort.

Da quanto appena descritto è evidente che un sistema di riscaldamento a pannelli radianti deve essere utilizzato in maniera continuativa senza spegnimenti e che la sua installazione conviene solo in abitazioni utilizzate giornalmente. Nel caso di seconde case, ambienti abitati solo per poche ore al giorno o uffici è, invece, caldamente consigliata l'installazione di impianti con un'inerzia termica molto contenuta e in grado di reagire in modo rapido ai transitori di accensione: ad esempio radiatori o ventilconvettori. Per mostrare in modo chiaro queste differenze, legate all'inerzia, si sono dia-

grammati gli andamenti della temperatura ambiente nel tempo, sia nel caso di impianto a ventilconvettori che nel caso di impianto a pannelli radianti. I grafici ricavati sono riportati nelle figure 4.17 e 4.18, il primo è il caso di un transitorio di accensione con IAT pari a $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ il secondo mostra l'andamento della temperatura interna durante l'arco di tempo di quattro giorni con impianto a regime.

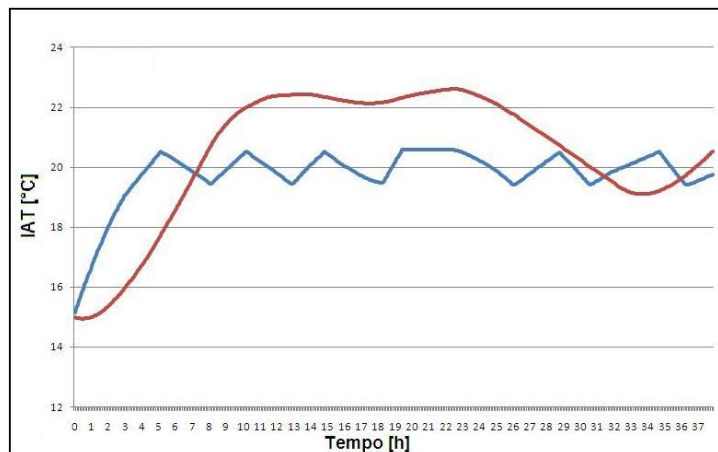


Figura 4.17: Andamento della temperatura ambiente durante il transitorio di accensione dell'impianto con temperatura interna iniziale pari a $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ preso in un giorno qualsiasi del periodo di riscaldamento: Impianto a pannelli radianti (Rosso) e Impianto a ventilconvettori (Blu).

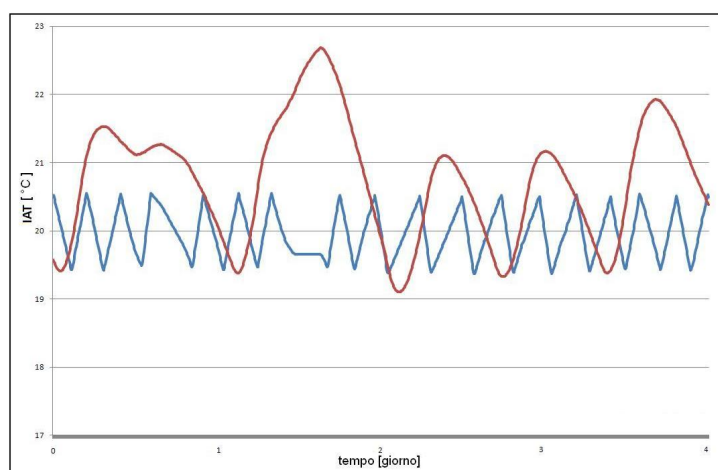


Figura 4.18: Andamento della temperatura ambiente durante il funzionamento a regime, lungo un periodo di tempo di quattro giorni: Impianto a pannelli radianti (Rosso) e Impianto a ventilconvettori (Blu).

Entrambe i grafici si riferiscono a simulazioni fatte con logica di regolazione ON-OFF NO-Climatica, senza considerare la potenza fornita al serbatoio di acqua calda sanitaria. Dal grafico 4.18 si nota, inoltre, che, durante il secondo giorno, la temperatura ambiente nel caso di ventilconvettori si mantiene costante (linea blu ha per un certo tempo un andamento orizzontale) a causa del fatto che i carichi termici si annullano e che l'impianto è spento. Nella stessa condizione, invece, l'impianto a pannelli radianti continua a fornire energia, anche se la pompa di calore è spenta (setpoint superiore superato), incrementando sensibilmente la temperatura ambiente che raggiunge un picco molto elevato.

4.4 Serbatoio di accumulo per l'acqua calda sanitaria

Come già introdotto nel capitolo riguardante l'edificio, si è anche considerata l'installazione di un serbatoio di acqua calda destinata ad uso sanitario. Tutte le logiche di regolazione descritte precedentemente sono state implementate in modo che quando il limite di temperatura inferiore viene superato, secondo i criteri descritti nel paragrafo dedicato all'ACS del primo capitolo, la pompa di calore fornisca potenza ad esso interrompendo momentaneamente l'erogazione di potenza verso il sistema di riscaldamento, mediante una semplice valvola a tre vie. Quando la temperatura dell'acqua calda sanitaria, contenuta nel serbatoio, è superiore al valore impostato ($55\text{ }^{\circ}\text{C}$) il sistema di regolazione va a controllare se lo è anche la temperatura ambiente; se questo valore è superiore al valore di setpoint inferiore la macchina si spegne per riaccendersi quando la temperatura ridiscende sotto i $19,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, viceversa rimane accesa fino a che la temperatura non supera i $20,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Anche in questo caso l'inerzia del pannello radiante va a vantaggio del sistema il quale continua a fornire energia anche quando la pompa di calore viene chiamata dalla sonda sull'ACS. Durante questi intervalli di tempo se l'inerzia dell'impianto è bassa (caso dei ventilconvettori) si verificano delle situazioni di discomfort, dovute al fatto che l'impianto di riscaldamento durante questi periodi di tempo, più o meno lunghi, non viene alimentato e, riducendo velocemente la propria temperatura, non fornisce calore all'ambiente.

Infine, si ribadisce nuovamente, che la produzione di acqua calda sanitaria è stata introdotta solamente nelle simulazioni fatte con la pompa di calore con compressore a velocità variabile, grazie al più ampio campo di lavoro che permette la produzione di acqua a $60\text{ }^{\circ}\text{C}$.

OAT	LWT	60	58	55	53	50	48	45	43	40	38	35	33	30	28	25	23	20	18	15
[°C]	[°C]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]
-5	35	2,73	2,74	2,74	2,75	2,76	2,76	2,77	2,77	2,78	2,78	2,79	2,79	2,79	2,79	2,79	2,79	2,79	2,80	2,80
-4	35	2,78	2,79	2,79	2,80	2,81	2,82	2,82	2,82	2,83	2,83	2,84	2,84	2,84	2,84	2,84	2,84	2,85	2,85	2,85
-3	35	2,83	2,83	2,84	2,85	2,86	2,87	2,87	2,88	2,88	2,88	2,89	2,89	2,89	2,89	2,89	2,90	2,90	2,90	2,90
-2	35	2,87	2,88	2,89	2,90	2,91	2,92	2,92	2,93	2,93	2,93	2,94	2,94	2,94	2,94	2,95	2,95	2,95	2,95	2,95
-1	35	2,92	2,93	2,94	2,95	2,96	2,97	2,97	2,98	2,98	2,99	2,99	2,99	2,99	2,99	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00
0	35	2,97	2,98	2,99	3,00	3,01	3,02	3,02	3,03	3,03	3,04	3,04	3,04	3,04	3,05	3,05	3,05	3,05	3,05	3,05
1	35	3,10	3,11	3,12	3,13	3,14	3,15	3,15	3,16	3,16	3,17	3,17	3,17	3,17	3,18	3,18	3,18	3,18	3,18	3,18
2	35	3,23	3,24	3,25	3,26	3,27	3,27	3,28	3,29	3,29	3,30	3,30	3,30	3,30	3,31	3,31	3,31	3,31	3,31	3,31
3	35	3,35	3,37	3,38	3,39	3,40	3,40	3,41	3,41	3,42	3,42	3,43	3,43	3,43	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44
4	35	3,48	3,49	3,51	3,52	3,52	3,53	3,54	3,54	3,55	3,55	3,56	3,56	3,56	3,57	3,57	3,57	3,57	3,57	3,57
5	35	3,61	3,62	3,63	3,64	3,65	3,66	3,67	3,67	3,68	3,68	3,69	3,69	3,69	3,70	3,70	3,70	3,70	3,70	3,70
6	35	3,74	3,75	3,76	3,77	3,78	3,79	3,80	3,80	3,81	3,81	3,82	3,82	3,82	3,83	3,83	3,83	3,83	3,83	3,83
7	35	3,86	3,88	3,89	3,90	3,91	3,92	3,93	3,93	3,94	3,94	3,95	3,95	3,95	3,96	3,96	3,96	3,96	3,96	3,96
8	35	3,99	4,01	4,02	4,03	4,04	4,05	4,06	4,07	4,07	4,08	4,08	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,10	4,10	4,10
9	35	4,13	4,14	4,16	4,17	4,18	4,19	4,19	4,20	4,21	4,21	4,22	4,22	4,22	4,23	4,23	4,23	4,23	4,23	4,23
10	35	4,26	4,27	4,29	4,30	4,31	4,32	4,33	4,33	4,34	4,35	4,35	4,36	4,36	4,36	4,36	4,37	4,37	4,37	4,37
11	35	4,39	4,41	4,42	4,43	4,44	4,45	4,46	4,47	4,48	4,48	4,49	4,49	4,49	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50
12	35	4,52	4,54	4,55	4,57	4,58	4,59	4,60	4,60	4,61	4,62	4,62	4,63	4,63	4,63	4,63	4,64	4,64	4,64	4,64
13	35	4,66	4,67	4,69	4,70	4,71	4,72	4,73	4,74	4,74	4,75	4,76	4,76	4,76	4,77	4,77	4,77	4,77	4,77	4,78
14	35	4,79	4,80	4,82	4,83	4,85	4,86	4,87	4,87	4,88	4,89	4,89	4,90	4,90	4,90	4,91	4,91	4,91	4,91	4,91
15	35	4,92	4,94	4,95	4,97	4,98	4,99	5,00	5,01	5,01	5,02	5,03	5,03	5,03	5,04	5,04	5,04	5,04	5,05	5,05
16	35	5,05	5,07	5,09	5,10	5,11	5,12	5,13	5,14	5,15	5,16	5,16	5,17	5,17	5,17	5,18	5,18	5,18	5,18	5,18
17	35	5,18	5,20	5,22	5,23	5,25	5,26	5,27	5,28	5,28	5,29	5,30	5,30	5,31	5,31	5,31	5,31	5,31	5,32	5,32
18	35	5,32	5,33	5,35	5,37	5,38	5,39	5,40	5,41	5,42	5,43	5,43	5,44	5,44	5,44	5,45	5,45	5,45	5,45	5,45
19	35	5,45	5,47	5,49	5,50	5,51	5,53	5,54	5,54	5,55	5,56	5,57	5,57	5,58	5,58	5,58	5,58	5,59	5,59	5,59
20	35	5,58	5,60	5,62	5,63	5,65	5,66	5,67	5,68	5,69	5,70	5,70	5,71	5,71	5,71	5,72	5,72	5,72	5,72	5,72

Tabella 4.3: Regolazione No-Climatica: Tabella dei valori dei COP in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore.

OAT	LWT	60	58	55	53	50	48	45	43	40	38	35	33	30	28	25	23	20	18	15
[°C]	[°C]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]
-5	45,0	7924	7597	7270	7008	6620	6297	5974	5652	5329	5006	4683	4362	4041	3720	3399	3080	2761	2442	2123
-4	44,0	8204	7865	7527	7256	6855	6520	6186	5852	5517	5183	4849	4517	4184	3852	3520	3189	2859	2539	2198
-3	43,1	8487	8137	7786	7506	7091	6745	6399	6054	5708	5362	5016	4672	4329	3985	3641	3299	2958	2616	2274
-2	42,1	8772	8410	8048	7759	7330	6972	6614	6257	5900	5542	5185	4830	4474	4119	3764	3410	3057	2704	2351
-1	41,2	9060	8686	8312	8013	7570	7201	6832	6462	6093	5724	5355	4988	4621	4254	3887	3522	3157	2793	2428
0	40,2	9351	8965	8579	8270	7813	7432	7050	6669	6289	5908	5527	5148	4769	4390	4012	3635	3259	2882	2506
1	39,3	9946	9536	9125	8797	8310	7905	7500	7094	6689	6284	5879	5476	5073	4670	4267	3867	3466	3066	2665
2	38,3	10542	10107	9672	9324	8808	8379	7949	7519	7090	6660	6231	5804	5377	4950	4523	4098	3674	3249	2825
3	37,4	11138	10679	10219	9851	9306	8852	8398	7945	7491	7037	6583	6132	5681	5230	4779	4330	3882	3433	2985
4	36,4	11735	11251	10766	10379	9805	9327	8848	8370	7892	7414	6936	6461	5985	5510	5035	4562	4090	3617	3144
5	35,5	12332	11823	11314	10907	10304	9801	9298	8796	8294	7791	7289	6789	6290	5790	5291	4794	4298	3801	3304
6	34,5	12929	12396	11862	11435	10803	10276	9749	9222	8695	8169	7642	7118	6594	6071	5547	5026	4506	3985	3464
7	33,6	13527	12969	12410	11964	11302	10751	10199	9648	9097	8546	7995	7447	6899	6351	5803	5259	4714	4169	3625
8	32,6	13974	13397	12820	12359	11675	11106	10536	9967	9398	8828	8259	7693	7127	6561	5995	5432	4870	4307	3744
9	31,7	14432	13837	13241	12764	12059	11470	10882	10294	9706	9118	8530	7946	7361	6776	6192	5611	5029	4448	3867
10	30,7	14902	14287	13672	13180	12451	11844	11236	10629	10022	9415	8808	8204	7601	6997	6393	5793	5193	4593	3993
11	29,8	15384	14749	14114	13606	12854	12227	11599	10973	10346	9719	9093	8469	7846	7223	6600	5981	5361	4742	4122
12	28,8	15877	15222	14566	14042	13266	12618	11971	11324	10678	10031	9384	8741	8098	7455	6812	6172	5533	4894	4254
13	27,9	16381	15705	15029	14489	13687	13020	12352	11684	11017	10350	9682	9019	8355	7692	7028	6368	5709	5049	4389
14	26,9	16898	16200	15503	14945	14119	13430	12741	12053	11364	10676	9987	9303	8618	7934	7250	6569	5889	5208	4528
15	26,0	17425	16706	15987	15412	14560	13849	13139	12429	11719	11009	10299	9593	8888	8182	7476	6774	6073	5371	4669
16	25,0	17965	17223	16482	15889	15010	14278	13546	12814	12082	11350	10618	9890	9163	8435	7707	6984	6261	5537	4814
17	25,0	18410	17650	16890	16283	15382	14632	13881	13131	12381	11631	10881	10135	9390	8644	7898	7157	6416	5674	4933
18	25,0	18855	18077	17299	16676	15754	14985	14217	13449	12680	11912	11144	10380	9617	8853	8089	7330	6571	5812	5052
19	25,0	19300	18504	17707	17070	16126	15339	14552	13766	12980	12194	11407	10636	9844	9062	8280	7503	6726	5949	5172
20	25,0	19745	18930	18115	17463	16498	15693	14888	14084	13279	12475	11670	10871	10071	9271	8471	7676	6881	6086	5291

Tabella 4.4: Regolazione Climatica: Tabella dei valori delle rese in Watt in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore.

OAT	LWT	60	58	55	53	50	48	45	43	40	38	35	33	30	28	25	23	20	18	15	
[°C]	[°C]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	
-5	45,0	2,21	2,22	2,22	2,23	2,23	2,24	2,24	2,25	2,25	2,25	2,26	2,26	2,26	2,26	2,26	2,26	2,26	2,26	2,26	2,27
-4	44,0	2,30	2,30	2,31	2,32	2,32	2,33	2,33	2,34	2,34	2,34	2,35	2,35	2,35	2,35	2,35	2,35	2,35	2,35	2,36	2,36
-3	43,1	2,39	2,40	2,40	2,41	2,42	2,42	2,43	2,43	2,43	2,44	2,44	2,44	2,44	2,45	2,45	2,45	2,45	2,45	2,45	2,45
-2	42,1	2,48	2,49	2,50	2,51	2,51	2,52	2,52	2,53	2,53	2,53	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,55
-1	41,2	2,58	2,59	2,59	2,60	2,61	2,61	2,62	2,62	2,63	2,63	2,63	2,64	2,64	2,64	2,64	2,64	2,64	2,64	2,64	2,64
0	40,2	2,67	2,68	2,69	2,70	2,71	2,71	2,72	2,72	2,73	2,73	2,73	2,74	2,74	2,74	2,74	2,74	2,74	2,74	2,74	2,74
1	39,3	2,84	2,85	2,86	2,87	2,87	2,88	2,88	2,89	2,89	2,90	2,90	2,90	2,90	2,91	2,91	2,91	2,91	2,91	2,91	2,91
2	38,3	3,01	3,02	3,03	3,04	3,05	3,05	3,06	3,06	3,07	3,07	3,08	3,08	3,08	3,08	3,08	3,08	3,09	3,09	3,09	3,09
3	37,4	3,19	3,20	3,21	3,22	3,23	3,23	3,24	3,25	3,25	3,26	3,26	3,26	3,26	3,27	3,27	3,27	3,27	3,27	3,27	3,27
4	36,4	3,38	3,39	3,40	3,41	3,42	3,42	3,43	3,44	3,44	3,45	3,45	3,45	3,46	3,46	3,46	3,46	3,46	3,46	3,46	3,46
5	35,5	3,57	3,58	3,60	3,61	3,62	3,62	3,63	3,64	3,64	3,65	3,65	3,65	3,66	3,66	3,66	3,66	3,66	3,66	3,66	3,66
6	34,5	3,77	3,79	3,80	3,81	3,82	3,83	3,84	3,84	3,85	3,85	3,86	3,86	3,86	3,87	3,87	3,87	3,87	3,87	3,87	3,87
7	33,6	3,99	4,00	4,01	4,02	4,03	4,04	4,05	4,06	4,06	4,07	4,07	4,08	4,08	4,08	4,08	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09
8	32,6	4,22	4,23	4,25	4,26	4,27	4,28	4,29	4,29	4,30	4,30	4,31	4,31	4,32	4,32	4,32	4,32	4,32	4,32	4,33	4,33
9	31,7	4,46	4,48	4,49	4,51	4,52	4,53	4,54	4,54	4,55	4,56	4,56	4,56	4,57	4,57	4,57	4,57	4,58	4,58	4,58	4,58
10	30,7	4,72	4,74	4,75	4,77	4,78	4,79	4,80	4,81	4,81	4,82	4,83	4,83	4,83	4,84	4,84	4,84	4,84	4,84	4,84	4,84
11	29,8	5,00	5,01	5,03	5,04	5,06	5,07	5,08	5,08	5,09	5,10	5,11	5,11	5,11	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,12	5,13
12	28,8	5,28	5,30	5,32	5,33	5,35	5,36	5,37	5,38	5,38	5,39	5,40	5,40	5,41	5,41	5,41	5,41	5,42	5,42	5,42	5,42
13	27,9	5,58	5,60	5,62	5,64	5,65	5,66	5,68	5,68	5,69	5,70	5,71	5,71	5,72	5,72	5,72	5,72	5,73	5,73	5,73	5,73
14	26,9	5,90	5,92	5,94	5,96	5,97	5,98	6,00	6,00	6,01	6,02	6,03	6,03	6,04	6,04	6,04	6,05	6,05	6,05	6,05	6,05
15	26,0	6,23	6,25	6,27	6,29	6,30	6,32	6,33	6,34	6,35	6,36	6,37	6,37	6,37	6,38	6,38	6,38	6,39	6,39	6,39	6,39
16	25,0	6,57	6,59	6,62	6,64	6,65	6,67	6,68	6,69	6,70	6,71	6,72	6,72	6,73	6,73	6,73	6,74	6,74	6,74	6,74	6,74
17	25,0	6,78	6,80	6,82	6,84	6,86	6,87	6,89	6,90	6,91	6,92	6,93	6,93	6,94	6,94	6,94	6,95	6,95	6,95	6,95	6,95
18	25,0	6,98	7,01	7,03	7,05	7,07	7,08	7,10	7,11	7,12	7,13	7,14	7,14	7,15	7,15	7,15	7,16	7,16	7,16	7,16	7,16
19	25,0	7,19	7,21	7,24	7,26	7,27	7,29	7,30	7,32	7,33	7,34	7,35	7,35	7,36	7,36	7,36	7,37	7,37	7,37	7,37	7,37
20	25,0	7,39	7,42	7,44	7,46	7,48	7,50	7,51	7,52	7,54	7,55	7,56	7,56	7,57	7,57	7,57	7,58	7,58	7,58	7,58	7,58

Tabella 4.5: Regolazione Climatica: Tabella dei valori dei COP in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore.

OAT	LWT	60	58	55	53	50	48	45	43	40	38	35	33	30	28	25	23	20	18	15
[°C]	[°C]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]
-5	45	2,21	2,22	2,22	2,23	2,23	2,24	2,24	2,25	2,25	2,25	2,26	2,26	2,26	2,26	2,26	2,26	2,26	2,26	2,27
-4	45	2,25	2,25	2,26	2,27	2,27	2,28	2,28	2,29	2,29	2,29	2,30	2,30	2,30	2,30	2,30	2,30	2,30	2,30	2,30
-3	45	2,29	2,29	2,30	2,31	2,31	2,32	2,32	2,33	2,33	2,33	2,34	2,34	2,34	2,34	2,34	2,34	2,34	2,34	2,34
-2	45	2,32	2,33	2,34	2,35	2,35	2,36	2,36	2,37	2,37	2,37	2,38	2,38	2,38	2,38	2,38	2,38	2,38	2,38	2,38
-1	45	2,36	2,37	2,38	2,39	2,39	2,40	2,40	2,41	2,41	2,41	2,42	2,42	2,42	2,42	2,42	2,42	2,42	2,42	2,42
0	45	2,40	2,41	2,42	2,43	2,43	2,44	2,44	2,45	2,45	2,45	2,46	2,46	2,46	2,46	2,46	2,46	2,46	2,46	2,46
1	45	2,49	2,50	2,50	2,51	2,52	2,52	2,53	2,53	2,53	2,54	2,54	2,54	2,54	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55
2	45	2,57	2,58	2,59	2,60	2,60	2,61	2,61	2,62	2,62	2,63	2,63	2,63	2,63	2,63	2,64	2,64	2,64	2,64	2,64
3	45	2,66	2,67	2,68	2,68	2,69	2,70	2,70	2,71	2,71	2,71	2,72	2,72	2,72	2,72	2,72	2,72	2,72	2,73	2,73
4	45	2,74	2,75	2,76	2,77	2,78	2,78	2,79	2,79	2,80	2,80	2,80	2,81	2,81	2,81	2,81	2,81	2,81	2,81	2,81
5	45	2,83	2,84	2,85	2,86	2,86	2,87	2,88	2,88	2,89	2,89	2,89	2,89	2,90	2,90	2,90	2,90	2,90	2,90	2,90
6	45	2,92	2,93	2,94	2,94	2,95	2,96	2,96	2,97	2,97	2,98	2,98	2,98	2,98	2,99	2,99	2,99	2,99	2,99	2,99
7	45	3,00	3,01	3,02	3,03	3,04	3,04	3,05	3,05	3,06	3,06	3,07	3,07	3,07	3,07	3,07	3,08	3,08	3,08	3,08
8	45	3,06	3,07	3,08	3,09	3,10	3,10	3,11	3,11	3,12	3,12	3,13	3,13	3,13	3,13	3,14	3,14	3,14	3,14	3,14
9	45	3,12	3,13	3,14	3,15	3,16	3,16	3,17	3,17	3,18	3,18	3,19	3,19	3,19	3,19	3,20	3,20	3,20	3,20	3,20
10	45	3,18	3,19	3,20	3,21	3,22	3,22	3,23	3,23	3,24	3,24	3,25	3,25	3,25	3,25	3,26	3,26	3,26	3,26	3,26
11	45	3,24	3,25	3,26	3,27	3,28	3,28	3,29	3,29	3,30	3,30	3,31	3,31	3,31	3,31	3,32	3,32	3,32	3,32	3,32
12	45	3,30	3,31	3,32	3,33	3,34	3,34	3,35	3,35	3,36	3,36	3,37	3,37	3,37	3,37	3,38	3,38	3,38	3,38	3,38
13	45	3,35	3,37	3,38	3,39	3,40	3,40	3,41	3,41	3,42	3,42	3,43	3,43	3,43	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44	3,44
14	45	3,41	3,43	3,44	3,45	3,46	3,46	3,47	3,47	3,48	3,48	3,49	3,49	3,49	3,50	3,50	3,50	3,50	3,50	3,50
15	45	3,47	3,48	3,50	3,51	3,51	3,52	3,53	3,53	3,54	3,54	3,55	3,55	3,55	3,56	3,56	3,56	3,56	3,56	3,56
16	45	3,53	3,54	3,56	3,57	3,57	3,58	3,59	3,59	3,60	3,60	3,61	3,61	3,61	3,62	3,62	3,62	3,62	3,62	3,62
17	45	3,59	3,60	3,62	3,63	3,63	3,64	3,65	3,65	3,66	3,67	3,67	3,67	3,67	3,68	3,68	3,68	3,68	3,68	3,68
18	45	3,65	3,66	3,67	3,68	3,69	3,70	3,71	3,71	3,72	3,73	3,73	3,73	3,73	3,74	3,74	3,74	3,74	3,74	3,74
19	45	3,71	3,72	3,73	3,74	3,75	3,76	3,77	3,77	3,78	3,79	3,79	3,79	3,80	3,80	3,80	3,80	3,80	3,80	3,80
20	45	3,77	3,78	3,79	3,80	3,81	3,82	3,83	3,83	3,84	3,85	3,85	3,85	3,86	3,86	3,86	3,86	3,86	3,86	3,86

Tabella 4.7: Regolazione NO-Climatica: Tabella dei valori dei COP in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore.

OAT	LWT	60	58	55	53	50	48	45	43	40	38	35	33	30	28	25	23	20	18	15
[°C]	[°C]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]
-5	50,0	2,06	2,07	2,08	2,08	2,09	2,10	2,10	2,10	2,10	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11	2,12	2,12	2,12
-4	49,5	2,12	2,13	2,14	2,15	2,15	2,16	2,16	2,16	2,17	2,17	2,17	2,17	2,17	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18
-3	49,0	2,18	2,19	2,19	2,20	2,20	2,21	2,21	2,22	2,22	2,22	2,23	2,23	2,23	2,23	2,23	2,23	2,23	2,23	2,23
-2	48,6	2,22	2,23	2,24	2,25	2,25	2,26	2,26	2,26	2,27	2,27	2,27	2,28	2,28	2,28	2,28	2,28	2,28	2,28	2,28
-1	48,1	2,27	2,27	2,28	2,29	2,29	2,30	2,30	2,31	2,31	2,31	2,32	2,32	2,32	2,32	2,32	2,32	2,32	2,32	2,33
0	47,6	2,31	2,32	2,33	2,33	2,34	2,34	2,35	2,35	2,35	2,36	2,36	2,36	2,36	2,37	2,37	2,37	2,37	2,37	2,37
1	47,1	2,41	2,42	2,42	2,43	2,44	2,44	2,45	2,45	2,45	2,46	2,46	2,46	2,46	2,46	2,47	2,47	2,47	2,47	2,47
2	46,7	2,51	2,51	2,52	2,53	2,54	2,54	2,55	2,55	2,55	2,56	2,56	2,56	2,56	2,57	2,57	2,57	2,57	2,57	2,57
3	46,2	2,61	2,62	2,63	2,63	2,64	2,64	2,65	2,65	2,66	2,66	2,67	2,67	2,67	2,67	2,67	2,67	2,67	2,67	2,68
4	45,7	2,71	2,72	2,73	2,74	2,74	2,75	2,76	2,76	2,76	2,77	2,77	2,77	2,78	2,78	2,78	2,78	2,78	2,78	2,78
5	45,2	2,82	2,83	2,84	2,85	2,85	2,86	2,86	2,87	2,87	2,88	2,88	2,88	2,88	2,89	2,89	2,89	2,89	2,89	2,89
6	44,8	2,93	2,94	2,95	2,96	2,96	2,97	2,97	2,98	2,98	2,99	2,99	2,99	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00
7	44,3	3,04	3,05	3,06	3,07	3,08	3,08	3,09	3,09	3,10	3,10	3,11	3,11	3,11	3,11	3,11	3,11	3,12	3,12	3,12
8	43,8	3,12	3,13	3,15	3,15	3,16	3,17	3,18	3,18	3,18	3,19	3,19	3,20	3,20	3,20	3,20	3,20	3,20	3,20	3,21
9	43,3	3,21	3,22	3,23	3,24	3,25	3,26	3,26	3,27	3,27	3,28	3,28	3,28	3,29	3,29	3,29	3,29	3,29	3,29	3,29
10	42,9	3,30	3,31	3,32	3,33	3,34	3,35	3,35	3,36	3,36	3,37	3,37	3,38	3,38	3,38	3,38	3,38	3,38	3,38	3,39
11	42,4	3,39	3,40	3,41	3,42	3,43	3,44	3,44	3,45	3,46	3,46	3,47	3,47	3,47	3,47	3,47	3,47	3,48	3,48	3,48
12	41,9	3,48	3,49	3,51	3,51	3,52	3,53	3,54	3,54	3,55	3,55	3,56	3,56	3,56	3,56	3,57	3,57	3,57	3,57	3,57
13	41,4	3,57	3,59	3,60	3,61	3,62	3,62	3,63	3,64	3,64	3,65	3,65	3,66	3,66	3,66	3,66	3,66	3,66	3,67	3,67
14	41,0	3,67	3,68	3,69	3,70	3,71	3,72	3,73	3,73	3,74	3,74	3,75	3,75	3,75	3,76	3,76	3,76	3,76	3,76	3,76
15	40,5	3,76	3,78	3,79	3,80	3,81	3,82	3,82	3,83	3,84	3,84	3,85	3,85	3,85	3,85	3,86	3,86	3,86	3,86	3,86
16	40,0	3,86	3,87	3,89	3,90	3,91	3,92	3,92	3,93	3,93	3,94	3,95	3,95	3,95	3,95	3,96	3,96	3,96	3,96	3,96
17	40,0	3,93	3,94	3,95	3,96	3,97	3,98	3,99	4,00	4,00	4,01	4,01	4,02	4,02	4,02	4,02	4,02	4,03	4,03	4,03
18	40,0	3,99	4,01	4,02	4,03	4,04	4,05	4,06	4,06	4,07	4,08	4,08	4,08	4,09	4,09	4,09	4,09	4,10	4,10	4,10
19	40,0	4,06	4,07	4,09	4,10	4,11	4,12	4,13	4,13	4,14	4,14	4,15	4,15	4,15	4,16	4,16	4,16	4,16	4,16	4,16
20	40,0	4,13	4,14	4,15	4,17	4,18	4,18	4,19	4,20	4,21	4,21	4,22	4,22	4,22	4,22	4,23	4,23	4,23	4,23	4,23

Tabella 4.9: Regolazione Climatica: Tabella dei valori dei COP in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore.

Capitolo 5

Codice di calcolo

Nei capitoli precedenti si sono descritti: l'edificio (capitolo 1), gli impianti di riscaldamento (capitolo 2), le pompe di calore (capitolo 3) e le logiche di regolazione (capitolo 4). In questo capitolo si mostrerà come funziona il programma utilizzato per le simulazioni.

5.1 Generalità

L'analisi numerica è stata effettuata tramite la realizzazione di un codice di calcolo scritto in linguaggio Visual Basic. Questo linguaggio è stato scelto, oltre che per la sua semplicità, per il fatto che è direttamente interfacciabile con i fogli di calcolo Excel.

Poiché l'analisi si basa su simulazioni temporali del comportamento termico del sistema edificio-impianto-macchina, per prima cosa si è diviso il periodo di riscaldamento (nel caso di Milano dal 15/10 al 15/04 [2]) in intervalli di tempo uguali, ciascuno della durata di 5 minuti. Successivamente, ad ogni intervallo, è stata associata la relativa temperatura esterna secondo i valori orari misurati in località Città Studi nell'anno 2007. Conoscere la temperatura esterna è necessario per stabilire quali sono le potenze fornite dalla pompa di calore e i relativi COP.

5.1.1 Dati di Input

Come dati di ingresso per il programma si sono utilizzati:

- Potenza fornita dalla pompa di calore (Tabelle 4.2, 4.4, 4.6, 4.8 e B.7);
 - COP della pompa di calore (Tabelle 4.3, 4.5, 4.7, 4.9 e B.4);
 - Stratigrafia delle pareti e del pavimento (Tabelle 1.6 e 2.6);
-

- Impianto a pannelli radianti (Tabelle 2.4 e 2.5);
- Impianto a ventilconvettori (Tabella 2.7);
- Produzione di acqua calda sanitaria (Tabella 1.8);

A partire da questi dati il programma, sostanzialmente, implementa i bilanci energetici tra i vari sistemi (Edificio-Impianto-Macchina):

- Dispersioni termiche dell'edificio;
- Energia scambiata dall'impianto termico all'ambiente;
- Energia fornita dalla pompa di calore all'impianto di riscaldamento;

5.2 Carichi termici dell'edificio

Poiché il carico termico varia in funzione della differenza tra la temperatura ambiente e la temperatura esterna, la quale varia nel tempo, il codice di calcolo determina quali sono le dispersioni ad ogni intervallo di tempo (5 minuti):

- Per prima cosa si calcola un coefficiente di scambio termico G il quale tiene conto sia delle dispersioni per ventilazione che per trasmissione. Questo coefficiente va determinato per ogni temperatura esterna dividendo il carico termico, corrispondente ad ogni OAT considerata, per la differenza di temperatura tra la OAT stessa e la temperatura interna di progetto ($20\text{ }^{\circ}\text{C}$). I valori dei carichi termici, in funzione della OAT e relativi alla IAT pari a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, sono riportati in tabella 4.1 e ricavati, come già indicato, interpolando linearmente tra il valore di massimo carico 7357 W (corrispondente al valore $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ di OAT) e il valore di carico nullo (quando la temperatura esterna raggiunge i $16\text{ }^{\circ}\text{C}$). I valori di G così ricavati sono riportati nella tabella 5.1
- Quindi, in tutte le simulazioni, il programma legge, per ogni intervallo di tempo, la temperatura esterna e va a cercare il valore del coefficiente G corrispondente a tale temperatura.
- Infine moltiplica il valore G letto per la differenza di temperatura tra la OAT_n e la IAT_n corrispondenti all'ennesimo intervallo in esame.

OAT [$^{\circ}C$]	G [$W/^{\circ}C$]	OAT [$^{\circ}C$]	G [$W/^{\circ}C$]
-5	294,3	8	233,6
-4	291,9	9	222,9
-3	289,4	10	210,2
-2	286,6	11	194,6
-1	283,6	12	175,2
0	280,3	13	150,1
1	276,6	14	116,8
2	272,5	15	70,1
3	267,9	16	0,0
4	262,8	17	0,0
5	256,9	18	0,0
6	250,2	19	0,0
7	242,5	20	0,0

Tabella 5.1: Valori del coefficiente G in funzione della temperatura dell'aria esterna.

5.3 Impianto di riscaldamento

Al fine di portare la temperatura all'interno dell'ambiente al valore desiderato, le dispersioni termiche dell'edificio, calcolate sopra, devono essere contrastate da apporti termici da parte degli impianti di riscaldamento. Poiché i fenomeni legati agli scambi di energia tra impianto termico e ambiente sono diversi, a seconda del tipo di impianto considerato, saranno trattati in due paragrafi separati.

5.3.1 Impianto a pannelli radianti

Si è già specificato, nel quarto capitolo, come l'inerzia termica interviene nel processo di cessione del calore da parte di un impianto a pannelli radianti e come lo scambio termico verso l'ambiente, prevalentemente radiativo, dipenda dalla differenza tra la temperatura dell'aria interna e la temperatura della superficie del pavimento. In questa sede verranno descritti in modo specifico i passaggi che il programma esegue per simulare questi comportamenti.

Per ogni intervallo di tempo il codice calcola:

Temperatura ambiente

La temperatura ambiente all'istante iniziale (15 ottobre 2007 ore 00.00) IAT_0 (Indoor Air Temperature) è stata fissata pari a $15\text{ }^\circ\text{C}$, mentre durante l'analisi (IAT_{n+1}) viene calcolata come:

$$IAT_{n+1} = IAT_n + \frac{Q_{PA} - Q_{disp}}{C_i} \cdot \Delta t \quad (5.1)$$

dove:

- IAT_{n+1} è il valore di temperatura dell'aria ambiente all'intervallo di tempo successivo (n+1), [$^\circ\text{C}$];
- Q_{PA} è la potenza ceduta dal pavimento all'ambiente calcolata tramite la (5.4), [W];
- Q_{disp} è la potenza dispersa, funzione della temperatura esterna e della temperatura interna, calcolata nel modo sopra descritto, [W];
- C_i è la capacità termica totale degli strati delle pareti interne ed esterne, che rientrano nel calcolo dell'inerzia termica secondo la norma UNI EN ISO 13790 [8], calcolata secondo la (1.1) il cui valore totale è riportato in tabella 1.6, [J/K];
- Δt è l'intervallo di tempo tra due passi successivi, pari a 300 [s] (5 minuti).

Temperatura superficiale pavimento

La temperatura superficiale del pavimento FT_0 (Floor Temperature) all'istante iniziale (15 ottobre 2007 ore 00.00) è stata fissata pari a $15\text{ }^\circ\text{C}$, mentre durante l'analisi (FT_n) viene calcolata come:

$$FT_{n+1} = FT_n + \frac{Q_h - Q_{PA}}{C_f} \cdot \Delta t \quad (5.2)$$

dove:

- FT_{n+1} è il valore di temperatura superficiale del pavimento all'intervallo di tempo successivo (n+1), [$^\circ\text{C}$];
- Q_h è la potenza fornita dalla pompa di calore che cambia in funzione della temperatura esterna e del tipo di regolazione scelta, come mostrato nel quarto capitolo e in un paragrafo successivo, [W];

- Q_{PA} è la potenza ceduta dal pavimento all'ambiente calcolata tramite la (5.4), [W];
- C_f è la capacità termica totale del pavimento, calcolata secondo la (1.1) il cui valore totale è riportato in tabella 2.6, [J/K];
- Δt è l'intervallo di tempo tra due passi successivi, pari a 300 [s] (5 minuti).

Dalle formule (5.1) e (5.2) si vede bene come la capacità termica agisce sull'aumento e sul decremento della temperatura dell'ambiente e del pavimento: tanto maggiore è l'inerzia termica minore è la variazione di temperatura.

Temperatura dell'acqua in uscita dalla pompa di calore (LWT)

La temperatura dell'acqua in mandata dalla pompa di calore è stata calcolata come:

$$LWT_{n+1} = EWT_n + \frac{Q_h}{m \cdot cp} \quad (5.3)$$

- EWT_n è la temperatura dell'acqua di ritorno alla pompa di calore, [°C];
- Q_h è la potenza fornita dalla pompa di calore che cambia in funzione della temperatura esterna e del tipo di regolazione scelta, come mostrato nel quarto capitolo e in un paragrafo successivo, [W];
- m è la portata massica totale, [kg/s];
- cp è il calore specifico dell'acqua, [J/kgK];

Potenza ceduta dal pavimento all'ambiente

La potenza termica ceduta dal pavimento all'ambiente è composta da una componente convettiva e da una componente radiativa ed è stata calcolata secondo la formula 5.4 [22], nell'ipotesi che la temperatura di tutte le pareti, tranne quella del pavimento, sia uguale alla IAT.

$$Q_{PA} = h_{pa} \cdot S_p \cdot (FT_n - IAT_n) + \varepsilon \cdot \sigma \cdot S_p \cdot ((FT_n + 273)^4 - (IAT_n + 273)^4) \quad (5.4)$$

dove:

- S_p è la superficie attiva del pavimento presa pari a 95 [m²]
- σ è la costante di Stefan-Boltzmann pari a $5,67 \cdot 10^{-8}$ [W/m²K⁴]

- ε è l'emissività del pavimento pari a 0,88 [17]
- h_{pa} è un coefficiente di scambio termico convettivo, $[W/m^2K]$. Tale coefficiente è stato calcolato, considerando la superficie del pavimento come una lastra piana orizzontale che scambia calore per convezione naturale con l'ambiente [22], secondo la seguente formula:

$$h_{pa} = \frac{Nu_A \cdot \lambda_A}{L_{car}} \quad (5.5)$$

dove:

- λ_A è la conducibilità termica del fluido $[W/mK]$ [23] calcolata come:

$$\lambda_A = 0.00007 \cdot IAT_n + 0.0243 \quad (5.6)$$

- L_{car} è la lunghezza caratteristica pari al lato della superficie di scambio termico, in questo caso uguale a 10 [m];
- Nu_A è il numero di Nusselt calcolato secondo la correlazione di Saunders [22][24] che vale per $10^7 < Ra_A < 3 \cdot 10^{10}$ come:

$$Nu_A = 0,14 \cdot Ra_A^{\frac{1}{3}} \quad (5.7)$$

Il numero di Rayleigh (Ra_A) è definito come il prodotto tra il numero di Grashoff (Gr_A) (rapporto tra le forze di galleggiamento e le forze viscosse agenti sul fluido [22])

$$Gr_A = \frac{g \cdot \beta \cdot (FT_n - IAT_n) \cdot L_{car}^3}{\nu_A^2} \quad (5.8)$$

e il numero di Prandtl (Pr_A) [23]

$$Pr_A = 0,000000625 \cdot IAT_n^2 - 0,0001475 \cdot IAT_n + 0,7158 \quad (5.9)$$

- * g è l'accelerazione gravitazionale, pari a 9,81 $[m/s^2]$;
- * β è il coefficiente di dilatazione termica $[K^{-1}]$ calcolato, nell'ipotesi che l'aria si comporti come un gas perfetto, come [22]:

$$\beta = \frac{1}{T_{media}} = \frac{1}{\frac{IAT+FT}{2}}; \quad (5.10)$$

* ν_A è la viscosità cinematica, [m^2/s] [23] funzione della IAT_n :

$$\nu_A = (0,008825053996 \cdot IAT_n + 1.325961123110) \cdot 0.00001 \quad (5.11)$$

I valori con il pedice A si riferiscono al fluido considerato: l'aria. Come abbiamo già detto, la potenza scambiata per radiazione è maggiore rispetto alla potenza scambiata per convezione ma il suo peso percentuale sulla quantità totale non è costante ma varia al variare delle temperature FT e IAT. Facciamo un esempio numerico per comprendere meglio questo concetto:

- se la FT è pari a 25 °C e la IAT vale 20 °C, sostituendo questi valori nelle formule precedenti si ottiene:

- $\Delta T = 5$ [°C]
- $Q_{PA_{tot}} = 4026$ [W], 100%
- $Q_{PA_{conv}} = 1451$ [W], 36%
- $Q_{PA_{rad}} = 2575$ [W], 64%

- se la FT è pari 22 °C a e la IAT vale 17 °C, sostituendo questi valori nelle formule precedenti si ottiene:

- $\Delta T = 5$ [°C]
- $Q_{PA_{tot}} = 3959$ [W], 100%
- $Q_{PA_{conv}} = 1461$ [W], 37%
- $Q_{PA_{rad}} = 2498$ [W], 63%

- se la FT è pari 20 °C a e la IAT vale 18 °C, sostituendo questi valori nelle formule precedenti si ottiene:

- $\Delta T = 2$ [°C]
- $Q_{PA_{tot}} = 1424$ [W], 100%
- $Q_{PA_{conv}} = 430$ [W], 30%
- $Q_{PA_{rad}} = 994$ [W], 70%

- se la FT è pari a 21 °C e la IAT vale 20 °C, sostituendo questi valori nelle formule precedenti si ottiene:

- $\Delta T = 1$ [°C]
- $Q_{PA_{tot}} = 675$ [W], 100%
- $Q_{PA_{conv}} = 170$ [W], 25%

$$- Q_{PArad} = 505 [W], 75\%$$

Da questo esempio è evidente che:

- al ridursi del ΔT tra IAT e FT la percentuale di potenza dovuta allo scambio radiativo cresce;
- a pari ΔT tra IAT e FT le percentuali di potenza fornita dal contributo radiativo e convettivo rimangono pressoché inalterate ma la potenza scambiata si riduce al ridursi della temperatura media tra le due.

Si ricorda che questa procedura di calcolo non è la più precisa in assoluto perché, per un'analisi dettagliata, servirebbe un programma di simulazione che calcoli le potenze termiche scambiate in modo puntuale dalla superficie del pavimento per tenere conto dei fattori di vista. D'altra parte da analisi mostrate in [17], riguardanti la potenza media scambiata da un pavimento radiante, calcolata con un programma di simulazione agli elementi finiti (più preciso rispetto al metodo utilizzato) e con una formula molto semplificata (meno precisa delle formule utilizzate), si evince che questi due valori non differiscono di molto nel caso di riscaldamento invernale. La formula semplificata mostrata è quella proposta dalla norma UNI EN 1264 [18]. Essa calcola la potenza totale scambiata dal pavimento senza distinguere tra contributo radiativo e contributo convettivo:

$$Q_{PA} = 8,92 \cdot S_p \cdot (FT - IAT)^{1,1}$$

Si ritiene, sulla base di queste considerazioni, che il procedimento adottato per il calcolo della potenza ceduta dal pavimento all'ambiente, basato sulla teoria della trasmissione del calore, essendo più preciso rispetto al metodo semplificato dato dalla norma sia valido tanto quanto quello che tiene conto dello scambio termico in modo puntuale.

In conclusione, si evidenzia che, la formula utilizzata per il calcolo della potenza fornita dal pavimento per irraggiamento considera un fattore di vista unitario. Il fattore di vista tra due superfici è una grandezza puramente geometrica che tiene conto della disposizione spaziale relativa tra una superficie che emette una radiazione e una superficie che la riceve. Se la radiazione che esce da una superficie finisce tutta su di un'altra superficie il fattore di vista della prima rispetto alla seconda è uguale a 1. Considerando il pavimento come la superficie di base, interna, di un parallelepipedo (appartamento) è ovvio che tutta la radiazione uscente da essa finisca tutta sulle altre superfici interne; per questo motivo si è ritenuto corretto considerare il fattore di vista pari ad 1. È ovvio che ogni singola parete, dell'ambiente considerato, riceverà una quantità di radiazione diversa, ma il valore totale è pari alla somma di

tutte le quantità ricevute dalle singole superfici.

In [17] si mostra anche il valore della potenza radiativa emessa dal pavimento calcolato secondo un metodo proposto dall'ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers). Questo metodo considera sette superfici non attive interne al locale in esame, le riunisce assieme e crea una superficie fittizia parallela alla superficie attiva. La temperatura di questa superficie fittizia viene presa pari alla temperatura media radiante T_{MR} delle superfici non attive definite in precedenza; la potenza termica scambiata per irraggiamento è pari a:

$$Q_{PArad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S_p \cdot (FT^4 - T_{MR}^4)$$

È immediato vedere che questo metodo è molto simile a quello qui utilizzato e anch'esso considera il valore del fattore di vista pari a 1. Sempre in [17] viene mostrato che la potenza scambiata per irraggiamento calcolata secondo questo metodo non si discosta di molto dal valore della stessa calcolata tramite un programma di simulazione agli elementi finiti.

5.3.2 Impianto a ventilconvettori

Nel secondo capitolo si è descritto come i ventilconvettori scambino calore grazie alla convezione forzata, con l'ambiente e come, in modo diametralmente opposto al caso a pannelli radianti, l'inerzia termica di questo impianto di riscaldamento sia del tutto trascurabile. In questa sede verranno descritti in modo specifico i passaggi che il programma esegue per simulare questi comportamenti. Come nel caso di impianto di riscaldamento a pannelli radianti non si è fatta distinzione tra le diverse zone ma la regolazione agisce indistintamente sui diversi ventilconvettori installati nelle diverse stanze. Per ogni intervallo di tempo il codice calcola:

Temperatura ambiente

La temperatura ambiente all'istante iniziale (15 ottobre 2007 ore 00.00) IAT_0 (Indoor Air Temperature) è stata fissata pari a 15 °C, mentre durante l'analisi (IAT_{n+1}) viene calcolata come:

$$IAT_{n+1} = IAT_n + \frac{Q_{VA} - Q_{disp}}{C_i} \cdot \Delta t \quad (5.12)$$

dove:

- IAT_{n+1} è il valore di temperatura dell'aria ambiente all'intervallo di tempo successivo (n+1), [°C];

- Q_{VA} è la potenza ceduta dall'impianto a ventilconvettori all'ambiente calcolata tramite la (5.13), [W];
- Q_{disp} è la potenza dispersa, funzione della temperatura esterna e della temperatura interna, calcolata nel modo sopra descritto, [W]
- C_i è la capacità termica totale degli strati delle pareti interne ed esterne, che rientrano nel calcolo dell'inerzia termica secondo la norma UNI EN ISO 13790 [8], calcolata secondo la (1.1) il cui valore totale è riportato in tabella 1.6, [J/K];
- Δt è l'intervallo di tempo tra due passi successivi, pari a 300 [s] (5 minuti).

Potenza ceduta dall'impianto a ventilconvettori all'ambiente

$$Q_{VA} = K_{16\omega} \cdot (LWT_n - IAT_n) \cdot 3 + K_{33\omega} \cdot (LWT_n - IAT_n) \cdot 2 \quad (5.13)$$

dove:

- $K_{16\omega}$ e $K_{33\omega}$ sono i valori del coefficiente di scambio termico globale (in prevalenza dovuto alla convezione forzata) rispettivamente dei ventilconvettori Idrofan 42N16 e Idrofan 42N33. I valori di questi coefficienti, come già indicato nel secondo capitolo, variano in funzione della velocità di rotazione del ventilatore installato nel terminale e sono tabulati in tabella 5.2;

Velocità di rotazione	$K_{16\omega}$ [W/°C]	$K_{33\omega}$ [W/°C]
v_{min}	53,36	111,64
v_{med}	44,29	92,66
v_{max}	32,55	56,94

Tabella 5.2: Valori del coefficiente K .

- LWT_n è la temperatura dell'acqua di mandata della pompa di calore calcolata secondo la (5.15) e ritenuta, trascurando le perdite termiche lungo la linea, pari a quella di ingresso ai ventilconvettori T_{IN} , [°C];
- IAT_n è la temperatura dell'aria interna calcolata secondo la (5.12), [°C];
- 3 e 2 sono i numeri dei ventilconvettori serie Idrofan installati, rispettivamente modello 16 e modello 33.

Temperatura dell'acqua in ingresso alla pompa di calore (EWT)

La temperatura dell'acqua in ingresso alla pompa di calore è stata considerata, trascurando le perdite termiche lungo i tubi di connessione tra la pompa di calore e il terminale, uguale alla temperatura di ritorno dei ventilconvettori (T_{OUT}) e calcolata, tramite la 2.11 come:

$$EWT_n = LWT_n - \frac{Q_{VA}}{m \cdot cp} \quad (5.14)$$

dove:

- LWT_n è la temperatura dell'acqua di mandata della pompa di calore calcolata secondo la (5.15) e ritenuta, trascurando le perdite termiche lungo la linea, pari a quella di ingresso ai ventilconvettori T_{IN} , [$^{\circ}C$];
- Q_{VA} è la potenza totale ceduta da tutti i ventilconvettori calcolata secondo la (5.13) [W];
- m è la portata massica totale, [kg/s];
- cp è il calore specifico dell'acqua, [J/kgK];

Temperatura dell'acqua in uscita dalla pompa di calore (LWT)

La temperatura dell'acqua in mandata dalla pompa di calore è stata considerata, trascurando le perdite termiche lungo i tubi di connessione tra la pompa di calore e il terminale, uguale alla temperatura di ingresso dei ventilconvettori (T_{IN}) e calcolata, tramite la 2.10 come:

$$LWT_{n+1} = EWT_n + \frac{Q_h}{m \cdot cp} \quad (5.15)$$

- EWT_n è la temperatura dell'acqua di ritorno alla pompa di calore calcolata secondo la (5.14) e ritenuta, trascurando le perdite termiche lungo la linea, pari a quella di uscita ai ventilconvettori T_{OUT} , [$^{\circ}C$];
- Q_h è la potenza fornita dalla pompa di calore che cambia in funzione della temperatura esterna e del tipo di regolazione scelta, come mostrato nel quarto capitolo e in un paragrafo successivo, [W];
- m è la portata massica totale, [kg/s];
- cp è il calore specifico dell'acqua, [J/kgK];

5.4 Produzione di Acqua Calda Sanitaria

Il codice di calcolo prevede anche la produzione di acqua calda sanitaria. La procedura che il codice implementa è la stessa descritta nel primo capitolo nel paragrafo relativo al dimensionamento del serbatoio di accumulo di acqua calda sanitaria. In tale paragrafo viene descritta la procedura, basata sulla norma EN 255-3 [12], seguita durante il giorno più freddo dell'anno. Il codice segue passo passo tale procedura ma la estende a tutto il periodo di riscaldamento (la sequenza di spillamenti viene ripetuta per tutti i giorni di questo periodo). Così facendo si ottiene l'andamento della temperatura all'interno del serbatoio d'accumulo di acqua calda ad uso sanitario nel tempo e quindi si è in grado di stabilire quando, grazie ad una valvola a tre vie, il sistema di riscaldamento viene bypassato e la potenza termica prodotta dalla pompa di calore va ad innalzare la temperatura dell'acqua all'interno di tale serbatoio. Secondo la logica descritta nel quarto capitolo la produzione di acqua calda sanitaria ha la precedenza rispetto al riscaldamento; se entrambi i limiti dei termostati, in ambiente e sul serbatoio, non sono soddisfatti, la pompa di calore dà la precedenza al secondo. Il codice di calcolo segue fedelmente questa logica dando priorità alla produzione di acqua calda sanitaria.

5.5 Potenza fornita dalla macchina

Abbiamo visto, nei paragrafi precedenti, come il codice di calcolo simula i bilanci energetici relativi all'edificio e all'impianto di riscaldamento; ora occorre descrivere come viene considerato il bilancio energetico relativo alle pompe di calore.

Il programma, per ogni intervallo di tempo (300 s), legge la temperatura esterna, la temperatura interna, il carico termico, la temperatura dell'acqua in mandata della macchina e la temperatura dell'acqua nel serbatoio d'accumulo e, a seconda della logica di regolazione che si è impostata, decide la potenza che la pompa di calore deve fornire Q_h . I valori di potenza resa dalla pompa di calore sono riportati nelle tabelle: 4.2, 4.4, 4.6, 4.8 e B.7.

Per quanto riguarda il valore dell'assorbimento elettrico della macchina esso viene calcolato come prodotto tra la potenza termica fornita e il COP. Per tenere conto del maggiore assorbimento all'avviamento della macchina si è diviso tale valore per un coefficiente ogni volta che la pompa di calore si avviava. Il codice, infatti, calcola l'assorbimento elettrico ogni 5 minuti, se legge che nell'intervallo di tempo in esame la macchina si avvia e in quello precedente era spenta, allora il programma divide il valore dell'assorbimento elettrico calcolato per 0,9 [25] (caso di pompa di calore senza inverter) o per

0,98 (caso di pompa di calore con inverter). Questi valori sono stati scelti basandosi sulle normative in vigore (EN 14511 [25]) e sulla letteratura tecnica dell'azienda e tengono conto dei maggiori assorbimenti elettrici all'avvio e del fatto che questi sono più contenuti nel caso di macchina con compressore ad inverter.

Nel terzo capitolo, nel quale si sono descritti i componenti della macchina, si è anche parlato dello scadimento delle prestazioni a causa della formazione di brina sulla batteria alettata e sull'importanza dei cicli di sbrinamento per sciogliere il ghiaccio e riportare la pompa di calore a funzionare in modo normale. Il codice di calcolo non considera questi cicli direttamente ma ne tiene conto dal punto di vista delle prestazioni in quanto i dati delle rese fornite dalla macchina sono dati medi e non istantanei. Esistono infatti delle procedure di prova, normate dalla UNI EN 14511 [25], utilizzate per ricavare questi valori di potenza resa integrata. Questa norma stabilisce le condizioni di test, le diverse fasi di lavoro, la durata di esse e i tempi di campionamento dei dati che vengono successivamente rielaborati per calcolare i valori della potenza resa integrata stessa; i dati campionati tengono conto anche dei cicli di sbrinamento e durante questi periodi la campionatura deve avvenire con più frequenza in modo da seguire in modo più preciso questi cicli.

5.6 Valori di output

Il codice creato restituisce tramite un foglio di calcolo Excel una serie di informazioni inserite per ogni intervallo di tempo di 5 minuti:

- carico termico;
- l'andamento della temperatura dell'aria ambiente;
- l'andamento della temperatura superficiale del pavimento FT (nel caso di riscaldamento a pannelli radianti);
- la frequenza di rotazione del compressore;
- l'andamento della temperatura di mandata dell'acqua LWT (nel caso di riscaldamento a ventilconvettori);
- l'andamento della temperatura di mandata dell'acqua EWT (nel caso di riscaldamento a ventilconvettori);
- l'assorbimento elettrico dei ventilatori dei terminali ventilanti (nel caso di riscaldamento a ventilconvettori);

- la potenza fornita dall'impianto di riscaldamento;
- la potenza fornita dalla pompa di calore e il relativo COP (e di conseguenza l'assorbimento elettrico);
- l'andamento della temperatura dell'acqua nel serbatoio di accumulo per uso sanitario.

Da questi dati si sono ricavati:

- l'energia elettrica assorbita durante l'intero periodo di riscaldamento (nel caso di pompa di calore a velocità fissa si è aggiunto il valore di assorbimento elettrico dovuto alla resistenza elettrica del carter pari a 80 W, attiva solo a macchina spenta);
- l'energia termica totale fornita dalla pompa di calore durante l'intero periodo di riscaldamento;
- il COP dell'intero periodo di riscaldamento;
- il numero di avviamenti;
- la temperatura media dell'aria ambiente;
- la temperatura massima raggiunta in ambiente;
- la temperatura minima raggiunta in ambiente;
- l'assorbimento elettrico totale dei ventilatori dei terminali ventilanti (nel caso di riscaldamento a ventilconvettori);
- il numero di ore di spegnimento.

I valori di energia elettrica assorbita e di energia termica fornita sono stati calcolati come somma delle singole energie assorbite e fornite ricavate moltiplicando i singoli valori di potenza elettrica (assorbita) e termica (fornita) per la durata dell'intervallo di tempo considerato (1/12 h).

I risultati così ottenuti sono riportati e commentati nel capitolo successivo.

Capitolo 6

Risultati ottenuti

In questo capitolo sono illustrati i risultati delle simulazioni effettuate.

6.1 Sequenza simulazioni

Per prima cosa occorre descrivere la sequenza con cui sono state effettuate le simulazioni.

Le simulazioni sono state eseguite utilizzando il programma, descritto nel capitolo precedente, cambiando a seconda dei casi: la pompa di calore (velocità fissa o velocità variabile), l'impianto di riscaldamento (pannelli radianti o ventilconvettori) e/o le logiche di regolazione da confrontare (ON-OFF, Proporzionale o Modulante accoppiate a Climatica e NO-Climatica). In tabella 6.1 sono riportate e numerate le diverse simulazioni studiate e le combinazioni tra le logiche di regolazione che le caratterizzano.

Per prima cosa si è provata l'applicazione della pompa di calore AquaSnap Junior (pompa di calore a velocità di rotazione del compressore fissa) sia con l'impianto a pannelli radianti (1-2) sia con l'impianto a ventilconvettori (15-16); con questa macchina l'unica logica di regolazione possibile è quella di tipo ON-OFF in quanto non è in grado di modulare la potenza fornita. Successivamente si è simulata l'applicazione della pompa di calore AquaSnap PLUS (pompa di calore a velocità di rotazione del compressore variabile), sia con l'impianto di riscaldamento a pavimento (3-4-5-6) sia con quello a terminali ventilanti (17-18), testando in sequenza le combinazioni tra le logiche di regolazione, descritte nel quarto capitolo, come indicato in tabella 6.1.

Entrambi questi casi, però, non considerano la produzione dell'acqua calda sanitaria in quanto, come già sottolineato nel capitolo 3, la pompa di calore a velocità fissa, avendo un campo di lavoro più limitato rispetto alla macchina con compressore regolato da inverter, non riesce a produrre acqua a temperature superiori a 50 °C. Volendo inserire nelle simulazioni anche

la produzione di acqua calda sanitaria, si deve prescindere dall'utilizzo della macchina a velocità fissa e utilizzare solo quella con compressore a velocità variabile.

Solo riscaldamento						
Pannelli radianti			Ventilconvettori			
ON-OFF	Climatica	1	ON-OFF	Climatica	D	-
	NO-Climatica	2			ND	-
Proporzionale	Climatica	3		NO-Climatica	D	15
	NO-Climatica	4			ND	16
Modulante	Climatica	5	Modulante	Climatica	D	17
	NO-Climatica	6			ND	-
				NO-Climatica	D	18
					ND	-
Confronto						
ON-OFF	Climatica	7	ON-OFF	Climatica	D	-
	NO-Climatica	8			ND	-
				NO-Climatica	D	19
					ND	20
Riscaldamento + acqua calda sanitaria						
ON-OFF	Climatica	9	ON-OFF	Climatica	D	21
	NO-Climatica	10			ND	22
Proporzionale	Climatica	11		NO-Climatica	D	23
	NO-Climatica	12			ND	24
Modulante	Climatica	13	Modulante	Climatica	D	25
	NO-Climatica	14			ND	26
				NO-Climatica	D	27
					ND	28

Tabella 6.1: Riepilogo delle simulazioni (D si riferisce alla logica di regolazione che mantiene la temperatura ambiente sempre a 20 °C mentre ND si riferisce alla logica di regolazione che mantiene la temperatura ambiente a 20 °C durante il giorno e a 18 °C durante la notte).

Per non eliminare del tutto il confronto tra la pompa di calore a velocità di rotazione del compressore variabile e quella a velocità di rotazione del compressore fissa, si è pensato di simulare il funzionamento della seconda utilizzando la prima senza possibilità di modulare la frequenza. Prima di effettuare le simulazioni con la produzione di acqua calda sanitaria si è pertanto provata la soluzione di macchina ad inverter con compressore regolabile solo

alla massima frequenza nel solo caso di riscaldamento (7-8 e 19-20); questo passaggio intermedio serve a capire come debbono essere considerati i risultati ottenuti da questo tipo di ipotesi sulla base del confronto con il caso di macchina a velocità fissa reale.

Come verrà mostrato dai risultati ottenuti con le simulazioni, l'impiego di una macchina ad inverter utilizzata mantenendo fissa la velocità di rotazione del compressore risulta comunque peggiore, sia dal punto di vista delle prestazioni che dal punto di vista del comfort, rispetto alla stessa utilizzata variando la frequenza di rotazione del compressore. Al contrario questa soluzione è comunque più performante rispetto al caso di pompa di calore senza compressore ad inverter sia per i motivi legati ai vantaggi della tecnologia inverter stessa (specificati nell'appendice D), sia perché la pompa di calore AquaSnap PLUS ha una tecnologia interna del tutto diversa dalla pompa di calore AquaSnap Junior.

Nella realtà questa soluzione non sarà mai attuata in quanto si utilizzerebbe una macchina che ha potenzialità molto elevate alla stregua di una molto più limitata tecnologicamente e quindi anche molto meno costosa; questo, infatti, non solo è del tutto inutile ma è anche molto svantaggioso. Essa, come già specificato, viene usata solo come termine di confronto rispetto al caso di tecnologia ad inverter, e i risultati ottenuti vanno considerati sulla base di queste considerazioni.

È inoltre importante specificare che la finalità di questa analisi non è il confronto tra due tecnologie di pompa di calore ma è il confronto tra logiche di regolazione applicate a diverse combinazioni di sistemi più articolati che comprendono sia le pompe di calore, ma anche l'edificio e il suo impianto di riscaldamento.

Infine, si sono simulate le soluzioni complete (impianto di riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria), sia con impianto a pannelli radianti (9-10-11-12-13-14), sia con impianto a ventilconvettori (21-22-23-24-25-26-27-28), con pompa di calore ad inverter con velocità mantenuta fissa (9-10 e 21-22-23-24) e con pompa di calore ad inverter con velocità di rotazione del compressore variabile (11-12-13-14 e 25-26-27-28).

Partendo da questa sequenza si sono raggruppate le simulazioni in quattro gruppi in modo da rendere più chiaro il confronto tra i risultati:

- Simulazioni con solo impianto di riscaldamento a pannelli radianti (paragrafo 6.2);
- Simulazioni con solo impianto di riscaldamento a ventilconvettori (paragrafo 6.3);
- Simulazioni con impianto di riscaldamento a pannelli radianti e produzione di acqua calda sanitaria (paragrafo 6.4);

- Simulazioni con impianto di riscaldamento a ventilconvettori e produzione di acqua calda sanitaria (paragrafo 6.5).

Per tutte le simulazioni sono riportati i valori di:

- COP medio stagionale, definito come il rapporto tra l'energia termica totale fornita dalla pompa di calore durante l'intero periodo di riscaldamento e l'energia elettrica totale assorbita sempre dalla pompa di calore durante lo stesso periodo di tempo (nell'analisi effettuata questo valore non tiene conto della quantità di energia elettrica assorbita dai ventilatori dei ventilconvettori).
- Energia termica fornita, definita come la quantità di energia fornita dalla pompa di calore all'impianto di riscaldamento.
- Energia elettrica assorbita, definita come la somma delle diverse energie elettriche assorbite dai vari componenti della pompa di calore come ad esempio i ventilatori, il compressore, la pompa di circolazione, eccetera.
- Energia termica dispersa dall'edificio, ottenuta moltiplicando i carichi termici per l'intervallo di tempo considerato.
- Temperatura ambiente.
- Temperatura superficiale del pavimento (solo nel caso di impianto di riscaldamento a pannelli radianti).

6.2 Simulazioni con solo impianto di riscaldamento a pannelli radianti

Per primo si riportano i risultati ottenuti dalle simulazioni relative all'impianto di riscaldamento a pavimento radiante nel caso di solo riscaldamento (simulazioni da 1 a 8 secondo la numerazione di tabella 6.1). Come è possibile notare dal grafico di figura 6.1 la soluzione migliore dal punto di vista delle prestazioni della macchina è la logica di regolazione Proporzionale accoppiata con la logica di regolazione Climatica. Le prestazioni della macchina vengono confrontate sulla base dei COP medi stagionali su tutto il periodo di riscaldamento, ricavati come rapporto tra l'energia termica totale fornita dalla pompa di calore durante l'intero periodo considerato e l'energia elettrica assorbita totale durante lo stesso periodo.

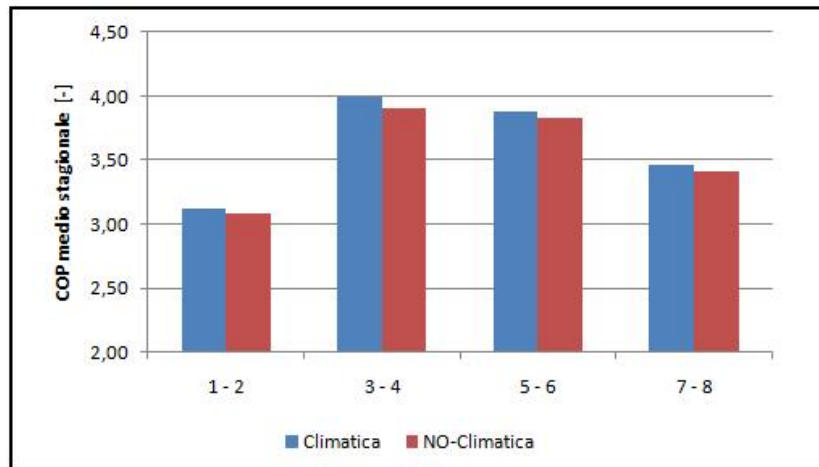


Figura 6.1: Confronto tra i COP medi stagionali su tutto il periodo di riscaldamento ottenuti dalle simulazioni 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 e 8.

Confrontando, infatti, tra le diverse logiche che regolano la potenza fornita si vede che con la logica di regolazione Proporzionale il valore di COP medio stagionale della pompa di calore è un po' superiore rispetto al caso in cui si è simulata la logica di regolazione Modulante e molto maggiore rispetto al caso di regolazione ON-OFF. Se si confrontano, invece, le logiche di regolazione Climatica e NO-Climatica si può notare che in tutti e quattro i casi simulati utilizzare la prima logica genera un certo miglioramento delle prestazioni.

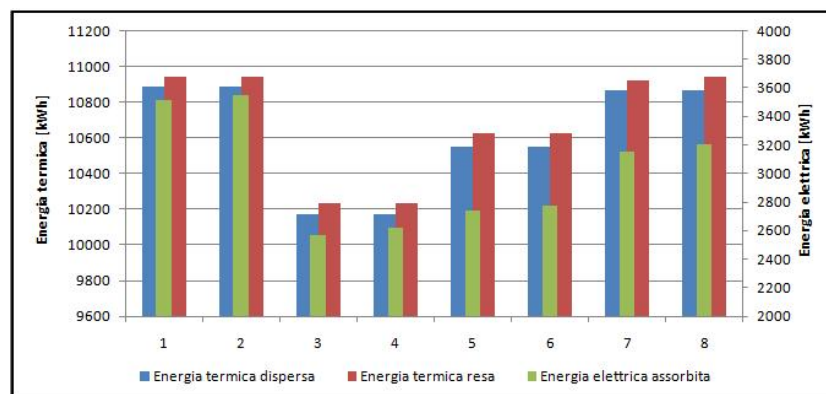


Figura 6.2: Confronto tra energia termica fornita ed energia elettrica assorbita dalla pompa di calore in funzione dell'energia dispersa e delle simulazioni 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8.

Analizzando il grafico di figura 6.2 si intuisce il perché di questo comportamento:

- Confrontando l'energia termica fornita (colonna rossa) e quella dispersa dall'ambiente (colonna azzurra) si nota che la prima è, in tutti i casi, di poco superiore alla seconda; questo significa che l'impianto riesce a soddisfare i carichi termici richiesti dall'ambiente.
- Confrontando le coppie di simulazioni 1-2, 3-4, 5-6 e 7-8 si vede che sia l'energia termica dispersa che quella fornita sono praticamente inalterate. Confrontando, invece, queste coppie di simulazioni tra di loro vediamo che l'energia termica dispersa varia dal valore massimo di 10886 *kWh* (regolazione ON-OFF con pompa di calore senza inverter) al valore minimo 10171 *kWh* (regolazione Proporzionale); questa differenza è dovuta al fatto che i pannelli radianti hanno un'elevata inerzia termica e che, come già sottolineato, con la logica di regolazione ON-OFF la pompa di calore fornisce delle potenze superiori rispetto a quelle necessarie a mantenere i 20 °C in ambiente con conseguente aumento della temperatura interna e quindi dei carichi termici. Questi ultimi dipendono, come già più volte evidenziato, dalla differenza di temperatura tra interno ed esterno e, poiché l'andamento delle temperature esterne è uguale in tutti i casi l'aumento di temperatura interna crea questa maggiore dispersione di energia. L'andamento delle temperature verrà meglio chiarito dall'analisi del grafico di figura 6.3.
- Analizzando i valori degli assorbimenti elettrici della pompa di calore (colonna verde) è possibile notare, innanzitutto, che questi sono sempre inferiori nel caso di regolazione Climatica rispetto allo stesso caso di regolazione NO-Climatica; questo fatto è legato a quanto detto al paragrafo 4.1.4 ed evidenziato dalla figura 4.11.
- Sempre rispetto ai valori delle energie elettriche assorbite si vede, inoltre, che questi presentano i valori massimi nelle simulazioni 1 e 2 e minimi nelle simulazioni 3 e 4.

L'andamento dei COP medi stagionali come mostrato in figura 6.1 è quindi da attribuirsi a tutti questi aspetti.

Si è già anticipato che un ulteriore aspetto da non trascurare è la temperatura ambiente. Anche in questo caso sono diagrammati, in figura 6.3, alcuni valori ricavati dalle simulazioni che possono chiarire meglio le differenze tra le diverse logiche di regolazione. Le temperature ambiente, massima e minima, non tengono conto del transitorio iniziale di accensione dell'impianto il quale è un caso particolare in quanto nelle simulazioni si è ipotizzato che l'impianto rimanesse sempre acceso. I valori riportati si riferiscono solo alle

simulazioni 1, 3, 5 e 7 cioè solamente alle simulazioni con logica Climatica in quanto i valori degli stessi parametri ma riferiti alla logica NO-Climatica sono praticamente identici.

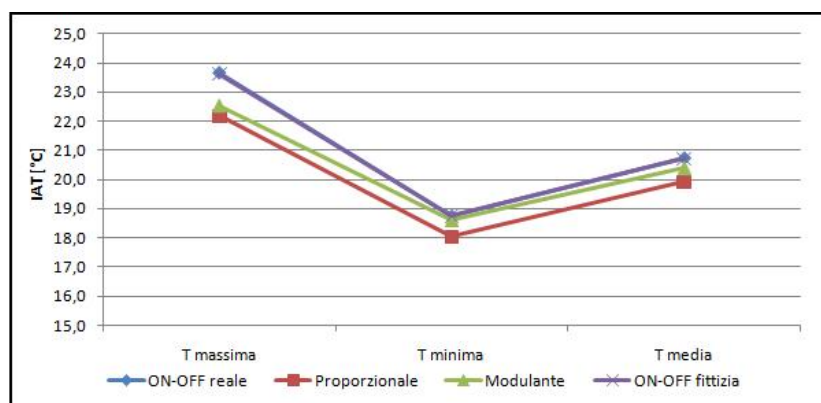


Figura 6.3: Confronto tra i valori di temperatura ambiente massima, minima e media in funzione delle simulazioni 1, 3, 5, 7.

Da questo grafico è possibile vedere che:

- La logica di regolazione Proporzionale ha una temperatura media di poco più bassa dei 20 °C. Anche se la differenza tra la T media ottenuta e i 20 °C è molto piccola, va tenuto conto che è una temperatura media e che quindi in molti casi questo tipo di regolazione non riesce a portare la temperatura ambiente al valore desiderato (20 °C), questo è dovuto al fatto che essa fornisce la potenza in modo proporzionale al carico termico (funzione della temperatura esterna ed interna) ma i pannelli radianti, per i motivi descritti ai capitoli 2 e 4, cedono energia termica all'ambiente con un certo ritardo rispetto all'effettivo carico. Il caso particolarmente sfavorevole per questa regolazione si ha quando il termostato ambiente, sentendo che la temperatura interna ha raggiunto un valore minore di quello del setpoint inferiore, impone alla pompa di calore di ripartire. In questo caso la macchina, fornendo potenza termica all'impianto in modo proporzionale al carico termico, tende a fornirne sempre di meno (rispetto alle reali necessità) in quanto la temperatura interna, per un certo periodo, continua a scendere a causa del ritardo nel fornire potenza all'ambiente da parte del pavimento. Tutto ciò amplia i tempi in cui la temperatura interna si trova al di sotto dei 20 °C, facendo così raggiungere all'ambiente temperature molto basse anche per periodi di tempo piuttosto lunghi. Questo aspetto è

evidenziato anche dal fatto che anche la temperatura minima è la più bassa rispetto alle altre.

- Situazione contraria è quella con regolazione di tipo ON-OFF dove, il fatto che la pompa di calore non possa modulare sulla potenza fornita, fa sì che essa venga ceduta dalla macchina in quantità maggiori rispetto a quanto avviene con le altre logiche; inoltre, sempre a causa del ritardo nell'erogazione dell'energia termica da parte del pavimento, questa energia in eccesso viene ceduta all'ambiente anche dopo che la pompa di calore si spegne, innalzando così la temperatura ambiente molto al di sopra dei valori di setpoint desiderati. Questo aspetto viene evidenziato anche dal grafico riportato in figura 6.4 dal quale si evince che la temperatura del pavimento media è molto più elevata nel caso di regolazione di tipo ON-OFF con delle punte massime che superano i $29\text{ }^{\circ}\text{C}$; temperatura massima limite imposta dalle norme sui pannelli radianti [16].
- Dal punto di vista della temperatura ambiente la soluzione migliore è quella ottenuta con regolazione di tipo Modulante la quale è in grado di fornire potenza all'impianto in funzione della temperatura ambiente cercando di ridurre i tempi di riscaldamento fornendo più potenza tanto più la temperatura interna è lontana dal setpoint superiore e limitando i picchi di temperatura riducendo il valore di potenza fornita mano a mano che la temperatura ambiente si avvicina a tale valore.

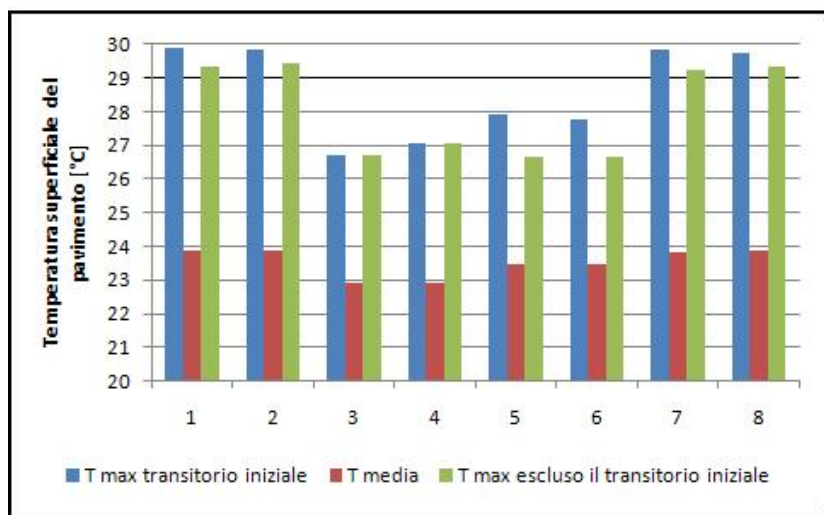


Figura 6.4: Confronto tra i valori di temperatura superficiale del pavimento in funzione delle simulazioni 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 e 8.

Dal grafico di figura 6.4, si nota, come già anticipato nel capitolo quattro al paragrafo relativo all'inerzia termica, che il picco massimo di temperatura del pavimento si raggiunge in tutti i casi durante il transitorio di avviamento da impianto spento. Questo va a giustificare, ancora una volta, il motivo per cui l'impianto a pannelli radianti deve essere fatto funzionare con continuità senza intervalli di tempo, più o meno lunghi, di spegnimento.

Infine, ritornando ai grafici 6.1, 6.2, 6.3 e 6.4, si confrontino i valori ottenuti simulando le logiche di regolazione ON-OFF con macchina con compressore a velocità fissa e con macchina con compressore regolato da inverter. Come ci si aspettava, la regolazione di tipo ON-OFF, è la peggiore di tutte, sia in termini di COP medio stagionale, sia in termini di assorbimento elettrico, sia di temperature troppo elevate. Utilizzando però la pompa di calore con inverter ma mantenendo la velocità di rotazione del compressore costante si vede che i COP medi stagionali aumentano, il valore di energia elettrica assorbita si riduce mentre l'andamento delle temperature rimane invariato. Questo confronto è stato effettuato, come già detto, in quanto si è voluta estendere l'analisi al caso in cui la pompa di calore venga utilizzata anche per la produzione di acqua calda sanitaria; in questo caso la pompa di calore senza inverter non è in grado di fornire acqua a $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ e quindi la regolazione ON-OFF andrebbe esclusa. Con questo confronto, però, si possono evidenziare le differenze tra pompa di calore a velocità del compressore fissa (50 Hz) e quella a velocità del compressore variabile ma regolata con un'unica frequenza di rotazione (60 Hz) ed estenderle quindi al caso con acqua calda sanitaria.

6.3 Simulazioni con solo impianto di riscaldamento a ventilconvettori

Un andamento del tutto simile a quello appena descritto si riscontra confrontando i diversi valori ricavati dalle simulazioni relative al solo riscaldamento tramite l'impianto a ventilconvettori (simulazioni 15, 17, 18 e 19). Come nel caso precedente, si analizza in primo luogo la differenza tra i diversi valori di COP medi stagionali lungo l'intero periodo di riscaldamento considerando un unico intervallo di setpoint della temperatura ambiente (setpoint inferiore pari a $19,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e setpoint superiore pari a $20,5\text{ }^{\circ}\text{C}$).

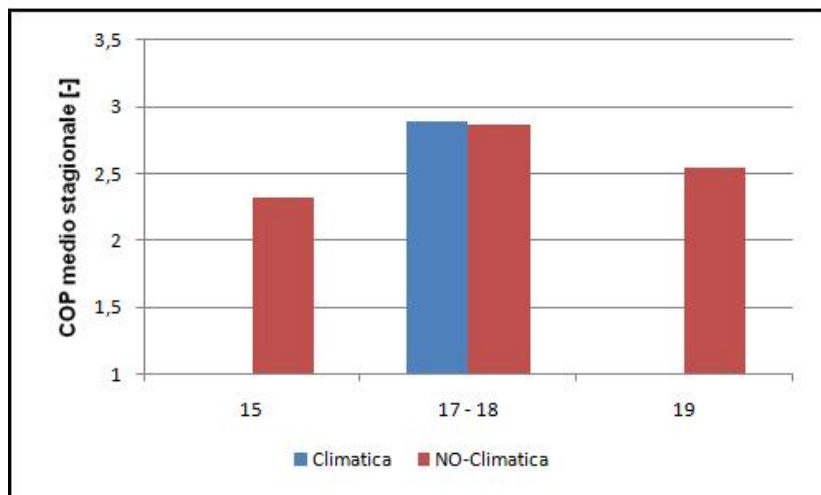


Figura 6.5: Confronto tra i COP medi stagionali su tutto il periodo di riscaldamento ottenuti dalle simulazioni 15, 17, 18 e 19.

Da questo grafico è possibile vedere che:

- Anche in questo caso l'utilizzo della logica di regolazione Modulante (18) migliora notevolmente le prestazioni rispetto alla logica ON-OFF (15 e 17).
- La logica di regolazione Climatica aumenta l'efficienza del sistema: il COP medio stagionale della simulazione numero 17 è superiore a quello della regolazione numero 18.
- La pompa di calore ad inverter utilizzata mantenendo la frequenza di rotazione del compressore costante ha dei COP medi stagionali superiori rispetto a quelli utilizzati con la pompa di calore con compressore a velocità fissa.

Per quanto riguarda l'ultimo punto ricordiamo, ancora una volta, che questo confronto è stato introdotto solo per potere valutare i COP medi stagionali ottenuti dalle simulazioni successive dove si introduce anche la produzione di acqua calda sanitaria con una pompa di calore ad inverter utilizzata con regolazione ON-OFF e si evidenzia che il confronto tra regolazione Climatica e NO-Climatica non è stato possibile con la pompa di calore senza la tecnologia inverter in quanto essa non è in grado di produrre acqua a $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ se la temperatura esterna è inferiore agli $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ (vedi figura 3.2). Procedendo in analogia al caso precedente si analizzano ora i valori dell'energia dispersa dall'ambiente, dell'energia termica fornita dalla pompa di calore e dell'energia elettrica assorbita dalla stessa.

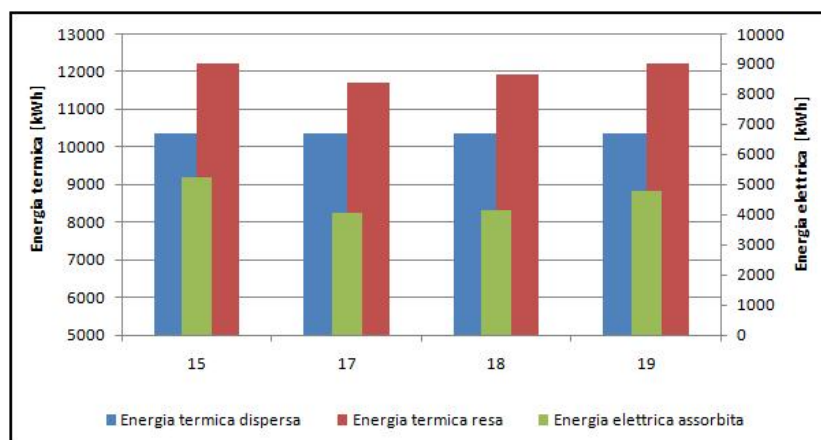


Figura 6.6: Confronto tra energia termica fornita ed energia elettrica assorbita dalla pompa di calore in funzione dell'energia dispersa e delle simulazioni 15, 17, 18 e 19.

Dal grafico mostrato in figura 6.6 è possibile notare, che a differenza di quanto succedeva con l'impianto a pannelli radianti, il valore del carico termico totale è praticamente costante al variare della tipologia di regolazione e questo è dovuto al fatto che con l'impianto a ventilconvettori le oscillazioni di temperatura interna sono molto più contenute rispetto all'impianto a pannelli radianti (come mostrato in figura 4.17 e 4.18). Per questo motivo la temperatura interna è molto più costante e quindi, poiché l'andamento della temperatura esterna è uguale in tutte le simulazioni, le dispersioni variano molto poco da caso a caso. Un'altra differenza deriva dal fatto che in questi casi la potenza termica fornita è superiore rispetto ai carichi termici di circa 20%. Confrontando però tra di loro i valori di potenza fornita è possibile osservare che non variano molto, contrariamente a quanto succede per gli assorbimenti elettrici. Si deduce quindi che al variare delle diverse logiche di regolazione, i valori dei COP medi stagionali variano grazie ai maggiori o minori assorbimenti elettrici da parte della pompa di calore stessa. Come si è già evidenziato, l'energia termica fornita è superiore di circa il 20% rispetto all'energia termica dispersa dall'ambiente a causa della discretizzazione temporale che si è scelta nell'analisi. Il programma calcola, infatti, l'energia fornita dalla pompa di calore come prodotto tra la potenza termica ceduta e un certo intervallo di tempo, il quale è sempre pari a 5 minuti (1/12 di ora); in molti casi è però possibile che l'impianto di riscaldamento a ventilconvettori riesca a fornire l'energia necessaria, grazie alla sua bassa inerzia, in intervalli di tempo che non sono multipli di 5 minuti. Se ad esempio servono 56 minuti all'impianto a ventilconvettori per soddisfare il setpoint superiore del termostato ambiente, cioè 11 intervalli di tempo più un minuto, il programma

considera comunque 12 intervalli sovrastimando così il reale valore di energia termica fornita. Questo comportamento, essendo legato al programma di simulazione stesso, si nota anche nelle simulazioni relative al caso di pannelli radianti; in questo caso però poichè, grazie all'elevata inerzia termica, la pompa di calore rimane accesa per tempi più lunghi in modo consecutivo, la discretizzazione così eseguita ha degli effetti trascurabili. Numericamente possiamo, ad esempio, vedere che se durante una giornata l'impianto a pannelli radianti si accende due volte per una durata complessiva di 6 ore il programma sovrastima, al massimo, il tempo di accensione per 9 minuti e 58 secondi (4 minuti e 59 secondi per ogni accensione); è evidente che a parità della durata totale di accensione dell'impianto (nel caso in esempio di 6 ore) aumentare il numero degli spegnimenti aumenta la possibilità che il programma sovrastimi il tempo necessario. Poichè, quindi, l'impianto a ventilconvettori, necessita di un numero maggiore di accensioni e spegnimenti per ottenere le stesse condizioni in ambiente, l'energia fornita risulta essere un poco sovradimensionata.

Infine, come prima, si confrontano i valori di temperatura ambiente corrispondenti al valore massimo, minimo e medio.

N° simulazione	T massima [°C]	T minima [°C]	T media [°C]
15	20,6	19,0	20,0
18	20,6	19,0	20,0
19	20,6	19,0	20,0

Tabella 6.2: Confronto tra i valori di temperatura ambiente massima, minima e media in funzione delle diverse simulazioni 15, 18 e 19.

Come si può vedere, i valori di temperatura ottenuti, come già evidenziato, sono praticamente gli stessi ed i valori massimo e minimo sono molto più vicini al valore medio rispetto al caso di impianto di riscaldamento a pannelli radianti. Questo comportamento è legato all'elevata velocità di risposta con cui l'impianto è in grado di seguire la richiesta dei carichi termici, grazie alla bassa inerzia dell'impianto e alla possibilità di regolare la potenza fornita anche tramite la variazione della velocità di rotazione dei ventilatori dei ventilconvettori.

Questo aspetto permette, rispetto al caso di impianto di riscaldamento a pannelli radianti, di impostare due diversi intervalli di setpoint della temperatura ambiente: uno per la notte e uno per il giorno secondo le condizioni riportate nel capitolo 4.

Dal grafico 6.7 si vede che un abbassamento della temperatura durante la notte non dà molti vantaggi dal punto di vista dell'efficienza della macchina

in quanto i valori dei COP medi stagionali sono praticamente gli stessi di quelli ricavati simulando la regolazione di un unico setpoint sia per la notte che per il giorno (simulazioni 15 e 19).

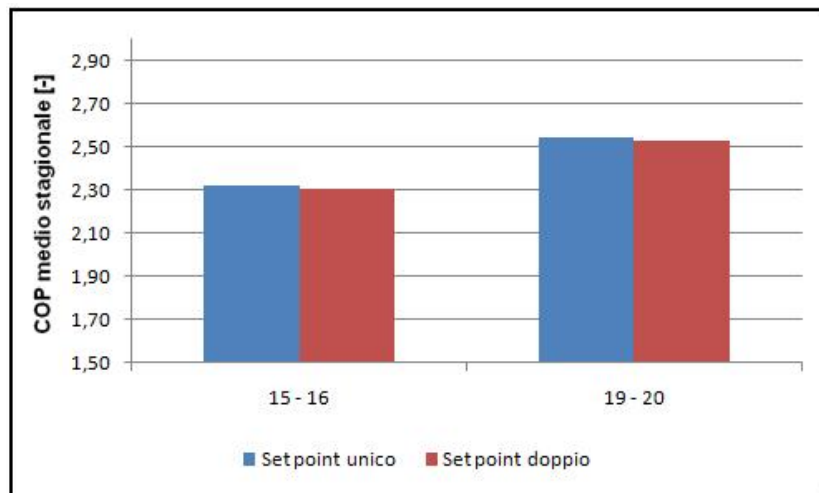


Figura 6.7: Confronto tra i COP medi stagionali su tutto il periodo di riscaldamento ottenuti dalle simulazioni 15, 16, 19 e 20.

I vantaggi di questa soluzione (simulazioni 16 e 20) sono però evidenziati dal grafico di figura 6.8 dove si nota chiaramente che i carichi termici, l'energia termica fornita e gli assorbimenti elettrici sono minori nelle simulazioni 16 e 20 rispetto a quelli delle simulazioni 15 e 19.

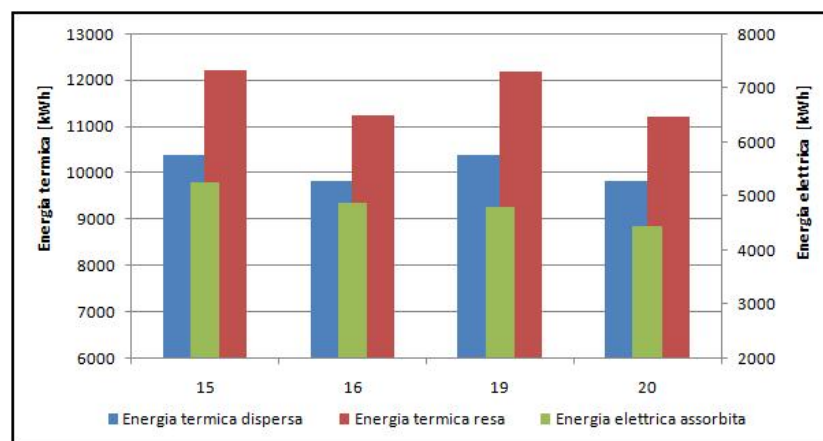


Figura 6.8: Confronto tra energia termica fornita ed energia elettrica assorbita dalla pompa di calore in funzione dell'energia dispersa e delle simulazioni 15, 16, 19 e 20.

6.4 Simulazioni con impianto di riscaldamento a pannelli radianti e produzione di acqua calda sanitaria

L'analisi è completata ora introducendo, per l'impianto a pannelli radianti, la produzione di acqua calda sanitaria.

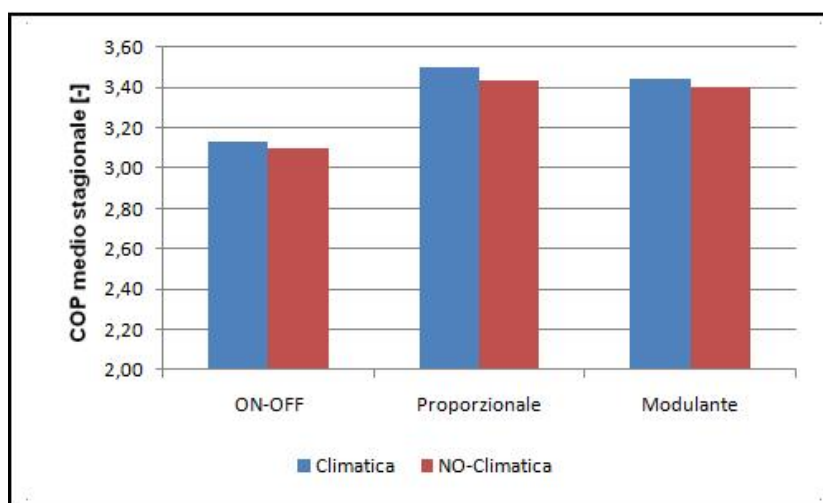


Figura 6.9: Confronto tra i COP medi stagionali su tutto il periodo di riscaldamento ottenuti dalle simulazioni 9, 10, 11, 12, 13 e 14.

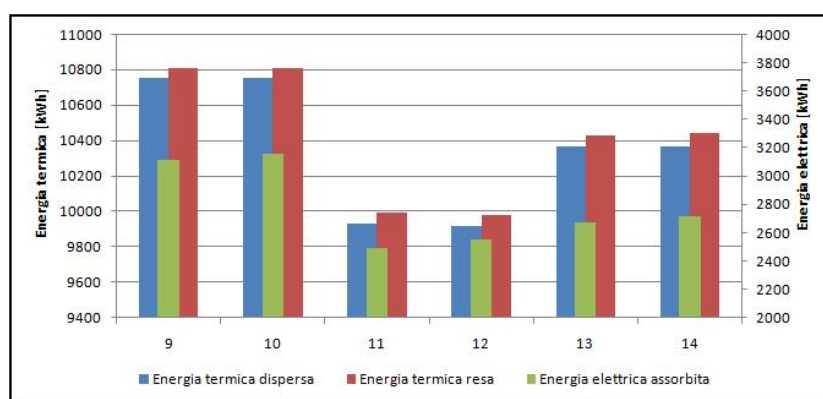


Figura 6.10: Confronto tra energia termica fornita ed energia elettrica assorbita dalla pompa di calore in funzione dell'energia dispersa e delle simulazioni 9, 10, 11, 12, 13 e 14.

Nelle figure seguenti sono riportati i valori di COP medio stagionale (figura 6.9), energia termica dispersa dall'ambiente, energia termica fornita ed energia elettrica assorbita dalla pompa di calore (figura 6.10), temperatura dell'aria interna (figura 6.11) e temperatura superficiale del pavimento (figura 6.12) per le sei differenti logiche di regolazione simulate (9, 10, 11, 12, 13 e 14).

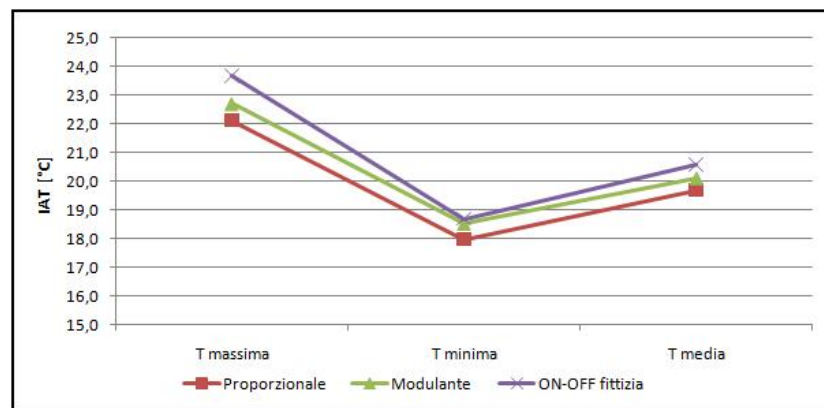


Figura 6.11: Confronto tra i valori di temperatura ambiente massima, minima e media in funzione delle simulazioni 9, 11 e 13.

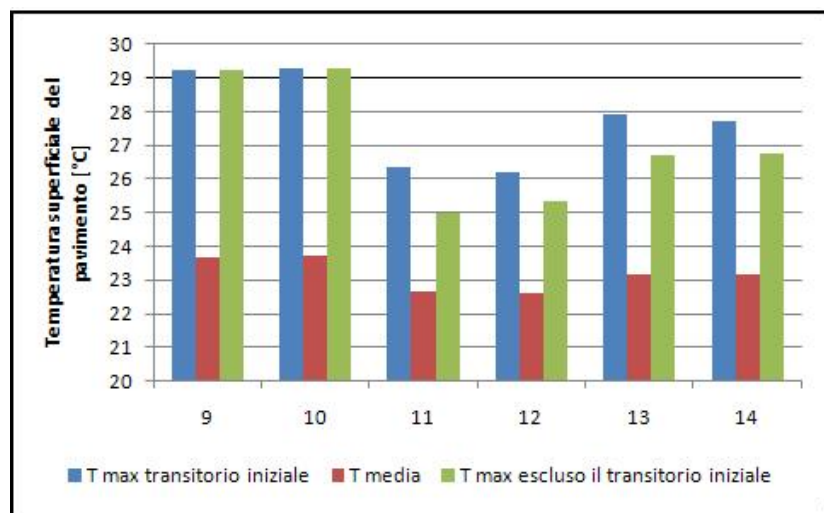


Figura 6.12: Confronto tra i valori di temperatura superficiale del pavimento in funzione delle simulazioni 9, 10, 11, 12, 13 e 14.

É evidente che i grafici 6.9, 6.10, 6.11 e 6.12 sono qualitativamente del tutto simili ai precedenti 6.1, 6.2, 6.3 e 6.4 cambiando però i valori assoluti delle diverse quantità.

N° simulazione	COP medio stagionale	IAT massima [°C]	IAT minima [°C]	IAT media [°C]	Energia termica fornita [kWh] all'ambiente
3	3,99	22,2	18,0	19,9	10230
4	3,90	22,2	18,0	19,9	10232
5	3,87	22,5	18,6	20,4	10623
6	3,83	22,5	18,6	20,4	10622
7	3,46	23,6	18,8	20,7	10923
8	3,42	23,6	18,8	20,8	10941
9	3,13	23,7	18,7	20,6	10810
10	3,10	23,7	18,7	20,6	10808
11	3,50	22,1	18,0	19,7	9989
12	3,43	22,1	18,0	19,7	9977
13	3,44	22,7	18,5	20,1	10431
14	3,40	22,7	18,6	20,1	10444

N° simulazione	Energia termica fornita [kWh] al serbatoio di ACS	Energia elettrica assorbita [kWh] per riscaldamento	Energia elettrica assorbita [kWh] per la produzione di ACS	Carico termico [kWh]
3		2565		10171
4		2622		10173
5		2741		10550
6		2777		10550
7		3155		10865
8		3203		10868
9	1391	3099	794	10752
10	1391	3146	794	10750
11	1391	2491	762	9930
12	1391	2549	762	9918
13	1391	2673	762	10368
14	1391	2717	762	10367

Tabella 6.3: Riepilogo dei dati ricavati dalle simulazioni 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13 e 14

Anche da questi grafici, infatti, si vede chiaramente che la soluzione migliore, dal punto di vista del COP medio stagionale, è quella che accoppia

la logica di regolazione Proporzionale con la logica di regolazione Climatica ma, ad esempio, il valore di COP medio stagionale nel caso di solo riscaldamento vale 3,99, mentre nel caso di riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria vale 3,50. Il motivo di ciò è che la produzione di acqua calda sanitaria fa aumentare la temperatura di condensazione della pompa di calore che lavora con dei valori di COP molto più bassi i quali, come verrà chiarito più avanti, peggiorano il valore del COP medio stagionale.

Per evidenziare tutti questi casi si riportano i valori ottenuti e graficati nelle figure precedenti nella tabella 6.3.

Il grafico di figura 6.10 mostra i valori dell'energia elettrica assorbita, dell'energia termica ceduta dalla pompa di calore e dispersa dall'ambiente per il riscaldamento nel caso in cui la pompa di calore produca, anche, acqua calda per uso sanitario, mentre, i valori di energia elettrica assorbita e termica fornita unicamente per questo scopo sono, invece, riportati in figura 6.13.

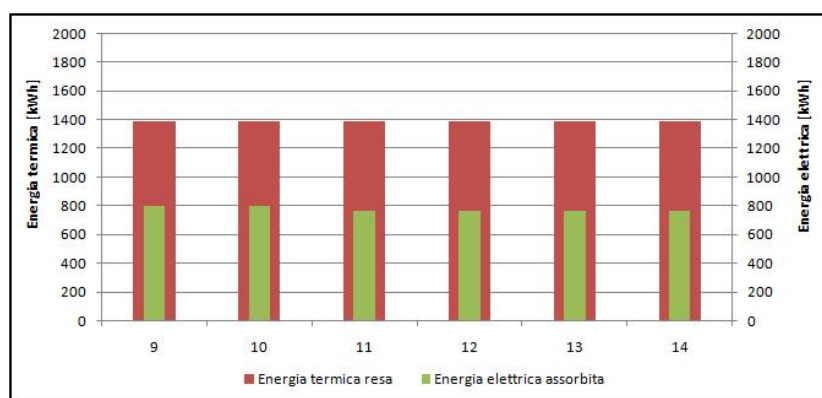


Figura 6.13: Confronto tra energia termica fornita ed energia elettrica assorbita dalla pompa di calore per la produzione di ACS per le simulazioni 9, 10, 11, 12, 13 e 14.

È immediato vedere come questi valori rimangono inalterati nel corso delle varie simulazioni. Questo fatto va attribuito alla procedura seguita per tenere conto delle utenze di acqua calda sanitaria e alla modalità di erogazione dell'energia termica dalla pompa di calore al serbatoio di acqua calda sanitaria. La prima, infatti, prevede inizio, durata e quantità di acqua degli spillamenti uguali per tutte le diverse logiche di regolazione e la seconda avviene imponendo alla pompa di calore di funzionare al massimo carico senza fare distinzioni tra le diverse logiche. Proprio quest'ultimo aspetto è quello che contribuisce alla diminuzione del COP medio stagionale di funzionamento in quanto, in queste condizioni (frequenza di rotazione di 60 Hz), la pompa di calore lavora, a pari temperatura esterna, con i maggiori assorbimenti elettrici. Le percentuali con cui i COP medi stagionali vengono

ridotti rispetto al caso in cui si simula solamente il riscaldamento variano però da caso a caso, come si può vedere dalla tabella 6.4, con valori massimi nel caso di logica di regolazione Proporzionale/Climatica e minimi nel caso di logica di regolazione ON-OFF/NO-Climatica. Questo avviene per un motivo puramente matematico legato al concetto di media con cui sono stati calcolati i valori dei COP medi stagionali; lo stesso valore aggiunto a due medie diverse, una più elevata dell'altra, ne varia percentualmente il valore in modo diverso a seconda che tale valore sia più alto o più basso delle medie stesse. Se, come nel caso in esame, il valore è più piccolo delle due medie la maggiore delle due verrà abbassata di un valore percentuale maggiore rispetto all'altra, se al contrario il valore fosse più elevato la più piccola verrà aumentata maggiormente, in percentuale, rispetto all'altra.

Logiche di regolazione		COP medio stagionale		riduzione percentuale [%]
		Solo riscaldamento	Con ACS	
ON-OFF	Climatica	3,46	3,13	10,46
	NO-Climatica	3,41	3,10	10,32
Proporzionale	Climatica	3,99	3,50	14,02
	NO-Climatica	3,90	3,43	13,66
Modulante	Climatica	3,87	3,44	12,61
	NO-Climatica	3,82	3,40	12,47

Tabella 6.4: Valori percentuali di riduzione del COP medio stagionale.

6.5 Simulazioni con impianto di riscaldamento a ventilconvettori e produzione di acqua calda sanitaria

Anche in questo caso, l'analisi è completata introducendo la produzione di acqua calda sanitaria. Si confrontano, ancora una volta, i diversi COP medi stagionali analizzando il grafico di figura 6.14. Da questo grafico si vede chiaramente che, anche nel caso di impianto di riscaldamento a ventilconvettori, l'aggiunta del serbatoio d'accumulo per l'acqua calda sanitaria riduce i valori dei COP medi stagionali rispetto agli stessi ricavati da simulazioni eseguite con le stesse logiche di regolazione e nelle stesse condizioni di funzionamento ma relative al solo riscaldamento. È possibile, inoltre, evidenziare che la soluzione migliore risulta essere ancora una volta quella in cui la logica di regolazione permette di modulare la potenza erogata e regola la temperatura di mandata dell'acqua in funzione della temperatura esterna

(Modulante/Climatica). La regolazione Climatica migliora l'efficienza della macchina anche nel caso di regolazione ON-OFF.

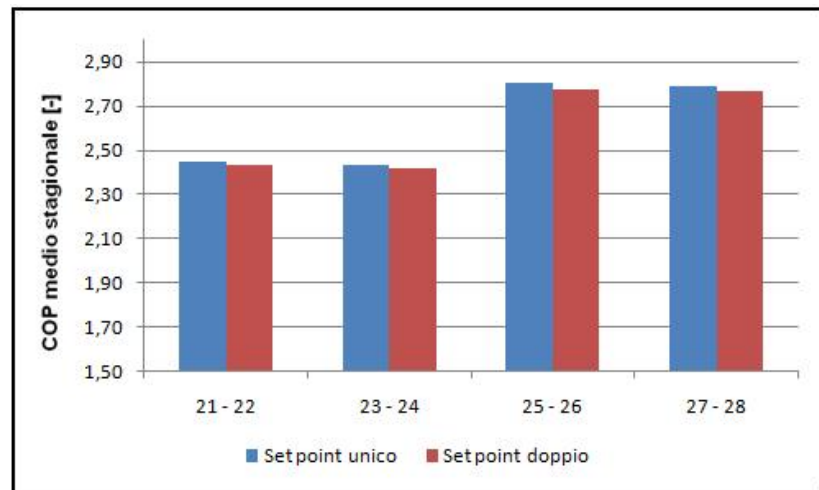


Figura 6.14: Confronto tra i COP medi stagionali su tutto il periodo di riscaldamento ottenuti dalle simulazioni 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27 e 28.

È necessaria, infine, un'ultima considerazione in merito al confronto tra la regolazione con intervallo di setpoint singolo e intervallo di setpoint doppio sulla temperatura ambiente. Come si vede dal grafico di figura 6.14, ridurre il setpoint di IAT durante la notte peggiora leggermente l'efficienza a causa del maggior numero di avviamenti, mentre il vantaggio nell'utilizzo di questa regolazione con doppio setpoint, si può vedere dal grafico di figura 6.15.

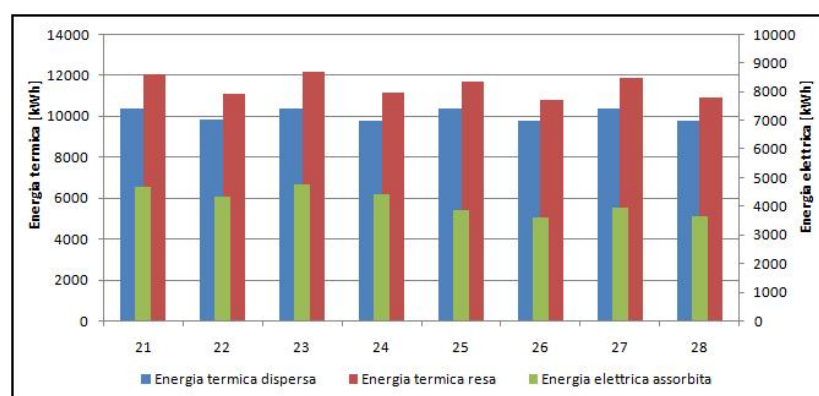


Figura 6.15: Confronto tra energia termica fornita ed energia elettrica assorbita dalla pompa di calore in funzione dell'energia dispersa e delle simulazioni 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27 e 28.

È immediato, infatti, vedere che gli assorbimenti elettrici e l'energia fornita sono minori nel caso di rilassamento della temperatura interna durante la notte (simulazioni 22, 24, 26, 28 rispetto alle 21, 23, 25 e 27). Da questo grafico si può inoltre vedere che anche tra queste simulazioni non c'è molta differenza tra i diversi carichi termici, sempre perché l'andamento della temperatura interna presenta delle oscillazioni minori rispetto al caso di impianto di riscaldamento a pannelli radianti, mentre è possibile notare una certa differenza tra l'energia fornita dalla macchina e quella dispersa dall'ambiente, dovuta anche in questo caso alla discretizzazione attuata dal programma di simulazione.

N° simulazione	T massima [°C]	T minima [°C]	T media [°C]	T media giorno [°C]	T media notte [°C]
21	20,6	19,2	20,0	20,0	20,0
22	20,6	17,2	19,5	19,9	18,7
23	20,6	18,9	20,0	20,0	19,9
24	20,6	17,2	19,4	19,8	18,7
25	20,6	18,9	20,0	20,0	19,9
26	20,6	17,0	19,4	19,8	18,7
27	20,6	18,9	20,0	20,0	19,9
28	20,6	17,0	19,4	19,8	18,7

Tabella 6.5: Confronto tra i valori di temperatura ambiente massima, minima e media in funzione delle diverse simulazioni: da 21 a 28.

Anche nel caso di impianto a ventilconvettori con produzione di acqua calda sanitaria le temperature dell'aria ambiente massima, minima e media sono praticamente invariate da simulazione a simulazione (tabella 6.5).

Logiche di regolazione		COP medio stagionale		riduzione percentuale [%]
		Solo riscaldamento	Con ACS	
ON-OFF	Climatica	-	2,45	-
		-	2,43	-
	NO-Climatica	2,54	2,44	4,34
		2,53	2,42	4,48
Modulante	Climatica	-	-	-
		-	2,78	-
	NO-Climatica	2,87	2,79	2,75
		-	2,77	-

Tabella 6.6: Valori percentuali di riduzione del COP medio stagionale.

Ovviamente i valori di temperatura cambiano tra le simulazioni eseguite con setpoint singolo (21, 23, 25, 27) e quelle eseguite con setpoint diverso tra notte e giorno (22, 24, 26, 28).

Infine, come nel paragrafo precedente, si evidenzia, tramite la tabella 6.6, come la produzione di acqua calda ad uso sanitario intervenga sui COP medi stagionali del periodo di riscaldamento riducendone il valore.

Sempre per i motivi descritti in precedenza e relativi al valore medio, la perdita percentuale è molto più ridotta in questo caso essendo i valori dei COP medi stagionali già molto contenuti. Ovviamente questo confronto rispetto al caso con i pannelli radianti vale in quanto l'energia totale utilizzata per la produzione di acqua calda sanitaria e il relativo assorbimento elettrico sono uguali anche in queste simulazioni, sia tra di loro, sia rispetto al caso precedente per gli stessi motivi già riportati. I valori di tali grandezze sono riportati in figura 6.16; confrontando tali valori con quelli riportati in figura 6.13 si può vedere come essi siano gli stessi.

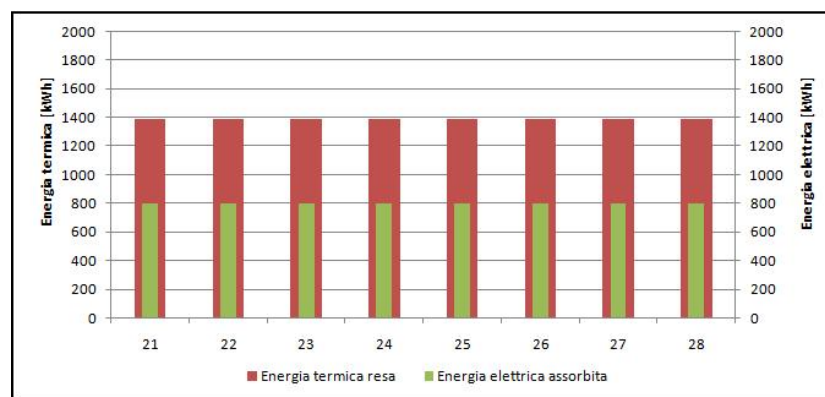


Figura 6.16: Confronto tra energia termica fornita ed energia elettrica assorbita dalla pompa di calore per la produzione di ACS per le simulazioni 9, 10, 11, 12, 13 e 14.

6.6 Confronto tra le simulazioni con sistema di riscaldamento a pannelli radianti e con impianto a ventilconvettori

Dai risultati ricavati dalle simulazioni e riportati nei paragrafi precedenti è evidente che i valori dei COP medi stagionali, relativi alle simulazioni con impianto di riscaldamento a ventilconvettori, sono più contenuti rispetto ai valori degli stessi ottenuti con le simulazioni con impianto di riscaldamento a pavimento radiante. Questo aspetto è dovuto principalmente alla diversa temperatura di funzionamento dell'impianto. Produrre acqua a temperature maggiori significa, infatti, innalzare la temperatura di condensazione all'interno della pompa di calore con conseguente riduzione del COP medio stagionale. Questo è anche il motivo, evidenziato nei paragrafi precedenti, per cui la produzione di acqua calda sanitaria riduce nettamente i COP medi stagionali ricavati dalle simulazioni effettuate tenendo conto del solo impianto di riscaldamento.

Per evidenziare questa differenza nel COP medio stagionale tra impianto a pannelli radianti e impianto a ventilconvettori si riportano in figura 6.17 gli andamenti orari di questo parametro durante il periodo di riscaldamento (15 ottobre - 15 aprile) delle simulazioni 11 e 25; queste due simulazioni sono, per ogni tipologia di impianto di riscaldamento, le migliori dal punto di vista dell'efficienza (valori del COP medio stagionale maggiori).

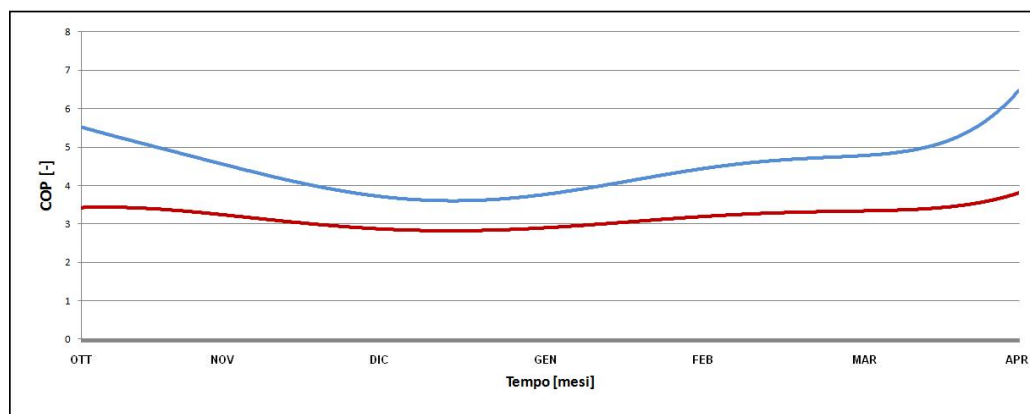


Figura 6.17: Andamenti orari del COP medio stagionale durante il periodo di riscaldamento (15 ottobre - 15 aprile) relativi alle simulazioni 11 (Blu) e 25 (Rosso).

Riguardo questo confronto non si deve dimenticare che tutte le simulazioni effettuate sono state eseguite ipotizzando un funzionamento continuo

dell'impianto di riscaldamento durante l'intero periodo di tempo considerato. Nella realtà vi sono, durante questo intervallo di tempo, dei periodi di spegnimento dell'impianto di riscaldamento, più o meno lunghi e questa differenza tra i valori di COP medio stagionale potrebbe ridursi e anche invertirsi; come più volte evidenziato, infatti, l'impianto a pavimento radiante risente fortemente dei transitori di accensione e spegnimento rispetto all'impianto a ventilconvettori il quale, grazie alla bassa inerzia termica, riesce in poco tempo a raggiungere le condizioni desiderate con vantaggi dal punto di vista delle prestazioni dell'intero sistema.

Infine si ricorda, però, che nel caso di impianto a ventilconvettori vanno considerati anche gli assorbimenti elettrici dei ventilatori dei terminali ventilanti. Questi valori non sono stati inseriti nell'analisi in quanto non riguardano gli assorbimenti della pompa di calore ma non sono per niente trascurabili ai fini di un confronto sui costi di gestione tra i diversi sistemi di riscaldamento a pavimento radiante e a ventilconvettori.

6.7 Proposta di una nuova logica di regolazione sulla base dei risultati ottenuti

In tutti i vari casi analizzati si è mostrato che la logica di regolazione Climatica migliora l'efficienza, in termini di COP medio stagionale, rispetto alla logica di regolazione NO-Climatica. Il motivo di questo comportamento deriva, come già riportato nel capitolo 4.1.4, dal fatto che utilizzare la regolazione Climatica migliora nettamente i COP medi stagionali della pompa di calore per valori di OAT elevati e li riduce di poco per valori di OAT bassi. Questo andamento è stato mostrato in modo evidente in figura 4.11. Analizzando attentamente questa figura è però immediato pensare ad un'ulteriore logica di regolazione che possa migliorare ulteriormente il valore del COP medio stagionale lungo il periodo di riscaldamento che prevede di utilizzare una regolazione di tipo climatico per valori di OAT superiori a quella in corrispondenza del quale le due rette si incrociano e utilizzare una regolazione No-Climatica per valori di OAT inferiori a quello. Così facendo, infatti, per basse OAT la LWT è pari a $35\text{ }^{\circ}\text{C}$, consentendo questo di ridurre la temperatura di condensazione rispetto al caso in cui LWT è pari a $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ (regolazione Climatica)

In figura 6.18 si mostra l'andamento dei COP medi stagionali e della potenza fornita secondo questa regolazione nel caso in cui il compressore ruoti ad una frequenza di 60 Hz . Il grafico di figura 6.19 mette a confronto invece, nel solo caso di impianto di riscaldamento a pannelli radianti, gli andamenti

del COP medio stagionale e della potenza fornita secondo le logiche di regolazione Climatica, NO-Climatica, e “nuova”; anche in questo caso i valori graficati si riferiscono alla frequenza di rotazione di 60 Hz.

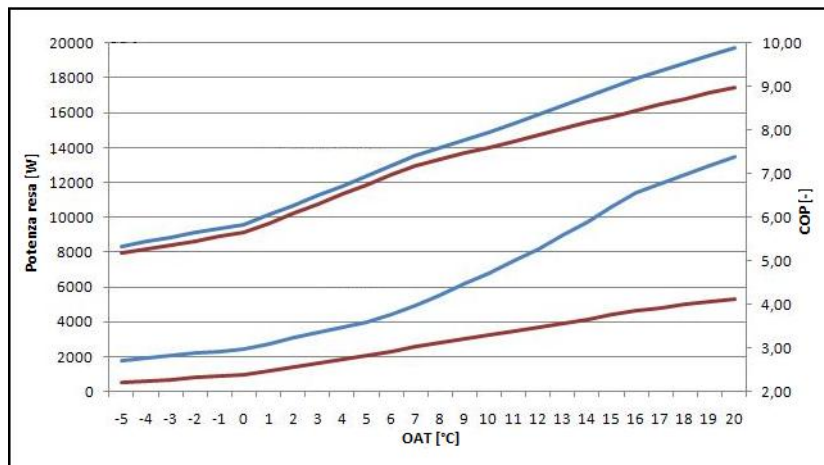


Figura 6.18: Confronto tra l'andamento delle potenze (asse principale) e dei COP medi stagionali (asse secondario) a 60 Hz per la “nuova” regolazione nel caso dei pannelli radianti (Blu) e nel caso di ventilconvettori (Rosso).

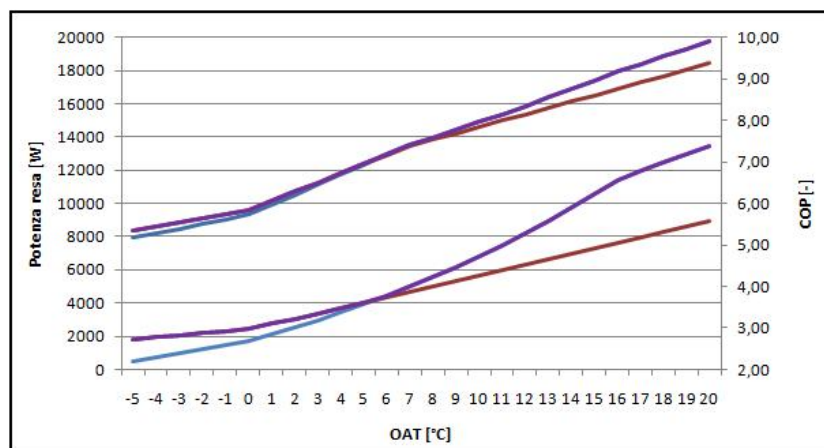


Figura 6.19: Confronto tra l'andamento delle potenze (asse principale) e dei COP medi stagionali (asse secondario) a 60 Hz nel caso di riscaldamento a pannelli radianti secondo le logiche Climatica (Blu), NO-Climatica (Rosso) e “nuova” (Viola) .

In tabella 6.7 sono riportati i valori ottenuti dalle simulazioni 11 e 25 (simulazioni dalle quali si erano ottenuti i valori di COP medi stagionali

più elevati per ogni tipologia di impianto di riscaldamento) e quelli ottenuti applicando questa nuova logica di regolazione al caso di pompa di calore regolata da inverter utilizzata per il riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria sia con impianto a pannelli radianti che con impianto a ventilconvettori.

N° simulazione	COP medio stagionale	IAT massima [°C]	IAT minima [°C]	IAT media [°C]	Energia termica fornita [kWh] all'ambiente
11	3,50	22,1	18,0	19,7	9989
nuova 1	3,56	22,1	18,0	19,7	9985
25	2,81	20,6	18,9	20,0	11672
nuova 2	2,82	20,6	18,9	20,0	11663

N° simulazione	Energia termica fornita [kWh] al serbatoio di ACS	Energia elettrica assorbita [kWh] per riscaldamento	Energia elettrica assorbita [kWh] per la produzione di ACS	Carico termico [kWh]
11	1391	2491	762	9930
nuova 1	1391	2434	762	9926
25	1391	3857	794	10363
nuova 2	1391	3829	794	10363

Tabella 6.7: Confronto tra le simulazioni 11 e 25 e altre due eseguite nelle medesime condizioni ma con la “nuova” logica di regolazione invece della Climatica.

Come previsto i valori di COP medio stagionale ottenuti simulando l'applicazione di questa nuova logica di regolazione sono superiori rispetto ai valori ottenuti, nelle medesime condizioni, ma con una logica di tipo Climatica. Da questi dati si può notare che l'incremento del COP medio stagionale è legato, in entrambi i casi, al minore assorbimento elettrico pari al 2,5% nel caso di impianto a pannelli radianti e pari al 1% nel caso di impianto a ventilconvettori. Anche se l'incremento in queste simulazioni è molto modesto, è però possibile affermare che i valori di COP medio stagionale ottenuti con questa regolazione saranno tanto più elevati rispetto alla regolazione Climatica tanto maggiore sarà il numero di ore durante il periodo di riscaldamento in cui la temperatura dell'aria esterna rimarrà al di sotto del valore in cui le due curve relative alla logica Climatica e NO-Climatica si incrociano. Tale valore nel caso, ad esempio, di riscaldamento a pavimento radiante è 5 °C come si può vedere dal grafico 6.20 dove sono diagrammati i valori della temperatura dell'acqua in uscita dalla pompa di calore in funzione della tempera-

tura dell'aria esterna sia nel caso di regolazione Climatica che di regolazione NO-Climatica.

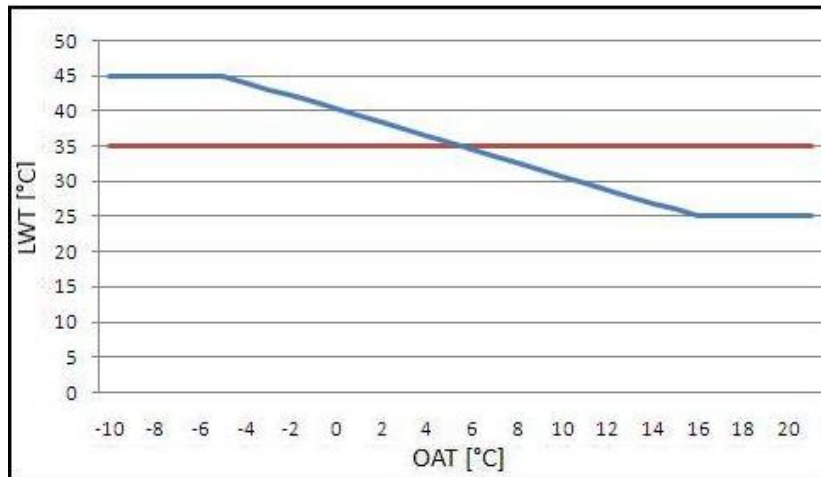


Figura 6.20: Confronto tra le curve ricavate riportando i valori della temperatura dell'acqua in uscita dalla pompa di calore in funzione della temperatura esterna sia nel caso di logica Climatica (Blu) che di logica NO-Climatica (Rosso).

L'andamento della LWT in funzione della OAT nel caso della nuova logica di regolazione è, invece, mostrato in figura 6.21

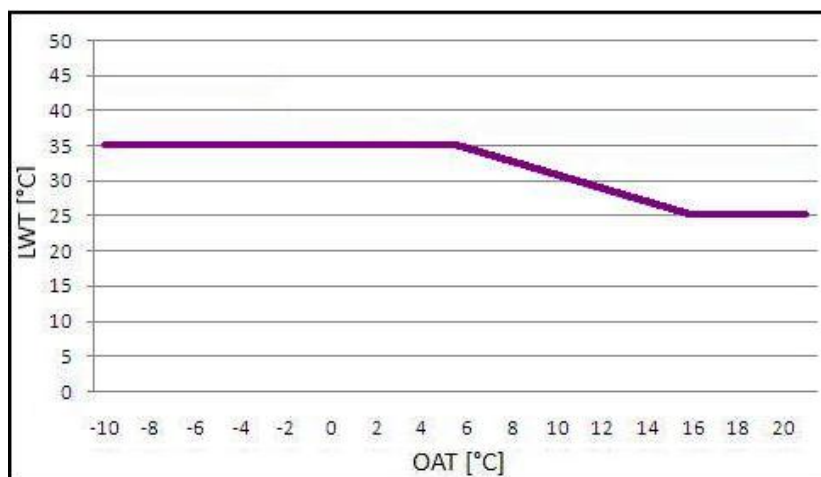


Figura 6.21: Curva ricavata riportando i valori della temperatura dell'acqua in uscita dalla pompa di calore in funzione della temperatura esterna per la nuova logica di regolazione.

Nel caso di riscaldamento a ventilconvettori l'andamento delle curve ricavate dai valori di LWT in funzione della temperatura dell'aria esterna sono del tutto simili ma con valori diversi secondo le caratteristiche delle logiche Climatica e NO-Climatica come descritto al capitolo 4. Il valore di OAT in cui le due si intersecano è pari, anche in questo caso a $5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Conclusioni

Il lavoro svolto durante il tirocinio presso l'azienda Carrier S.p.A. e illustrato nel presente elaborato ha permesso di ottenere, mediante un codice di calcolo ideato e sviluppato appositamente per lo scopo, una serie di confronti tra diverse logiche di regolazione del sistema edificio-impianto-pompa di calore. Il confronto è stato eseguito sulla base dei risultati ottenuti da diverse simulazioni, le quali sono state eseguite, variando a seconda dei casi:

- la pompa di calore (velocità fissa o velocità variabile);
- l'impianto di riscaldamento (pannelli radianti o ventilconvettori);
- le logiche di regolazione da confrontare (ON-OFF, Proporzionale o Modulante accoppiate a Climatica e NO-Climatica).

Da questo confronto tra le diverse logiche di regolazione è possibile evidenziare che:

- 1 La logica di regolazione migliore dal punto di vista del COP medio stagionale è risultata essere, nel caso di impianto a pannelli radianti, la Proporzionale accoppiata alla logica Climatica e, nel caso di impianto a ventilconvettori, la Modulante anch'essa accoppiata con la logica Climatica. La possibilità di regolare, tramite un inverter accoppiato al motore del compressore, la potenza erogata dalla pompa di calore è risultata essere una scelta vincente in tutti i casi analizzati così come l'utilizzo di una curva climatica che regoli la temperatura dell'acqua in uscita dalla pompa di calore in funzione della temperatura dell'aria esterna.

Viceversa la logica di regolazione peggiore, sempre relativamente al confronto tra i vari COP medi stagionali, è risultata essere, invece, la logica ON-OFF accoppiata con la regolazione NO-Climatica sia nel caso di impianto a ventilconvettori sia nel caso di impianto a pavimento radiante.

- 2 Dal punto di vista dell'andamento della temperatura interna all'ambiente, invece, la logica di regolazione migliore è la Modulante, la quale, in un certo modo, riesce a prevedere l'andamento della temperatura interna in modo da ridurre il più possibile le oscillazioni anche nel caso di impianti di riscaldamento ad elevata inerzia termica come quelli a pannelli radianti.
- 3 La logica di regolazione Climatica migliora le prestazioni della pompa di calore, in termini di COP medio stagionale, in tutti i casi simulati grazie alla variazione del valore della temperatura dell'acqua in uscita dalla pompa di calore in funzione della temperatura dell'aria esterna. Questo vantaggio è tanto più evidente tanto più le condizioni climatiche esterne sono miti cioè tanto maggiori sono i valori di temperatura dell'aria esterna durante il periodo di riscaldamento. Ciò significa che se si rifacessero le stesse simulazioni in località più a sud di Milano, come ad esempio Roma, Napoli o Palermo, dove le temperature esterne sono più miti la differenza tra i COP medi stagionali tra regolazione Climatica e NO-Climatica sarebbe ancora più elevata.
- 4 Nel caso di impianto di riscaldamento a ventilconvettori ridurre la temperatura durante la notte non dà dei vantaggi in termini di COP medio stagionale ma riduce il valore totale dell'energia elettrica assorbita con conseguente risparmio dal punto di vista dei costi di gestione. Il rilassamento della temperatura durante la notte è, ovviamente, possibile solo nel caso di impianti con bassa inerzia termica che sono in grado di reagire in modo sufficientemente veloce alle diverse regolazioni.
- 5 La produzione di acqua calda sanitaria genera in tutti i casi una forte riduzione del valore del COP medio stagionale, in percentuali maggiori tanto più alto è il valore dello stesso calcolato nel caso di solo riscaldamento. Questo fatto è dovuto agli elevati valori della temperatura dell'acqua, in uscita dalla pompa di calore, necessari per la produzione di acqua ad uso sanitario che innalzando la temperatura di condensazione della pompa di calore ne riducono drasticamente l'efficienza. Questo stesso motivo (temperatura di condensazione più elevata) fa sì che i valori dei COP medi stagionali ottenuti tramite le simulazioni effettuate con l'impianto di riscaldamento a pannelli radianti siano più elevati rispetto a quelli ottenuti simulando l'impianto di riscaldamento a ventilconvettori; i valori di temperatura dell'acqua, in uscita dalla pompa di calore, nel primo caso sono, infatti, più contenuti rispetto alla seconda tipologia di impianto di riscaldamento.

Analizzando questi aspetti si è, quindi, proposta una nuova logica di regolazione della temperatura ambiente in grado di migliorare il valore del COP medio stagionale lungo il periodo di riscaldamento. Questa nuova logica nasce principalmente dal fatto che la regolazione Climatica migliora in tutti i casi il valore del COP medio stagionale grazie alla variazione dei valori di temperatura dell'acqua in uscita dalla pompa di calore. Se da una parte però i COP aumentano perché si riducono i valori di temperatura dell'acqua in uscita dalla pompa di calore, al di sopra di un certo valore di temperatura dell'aria esterna, d'altra parte se le temperature esterne scendono troppo la temperatura di mandata supera i $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ (valore fisso nella logica NO-Climatica) con conseguente peggioramento delle prestazioni della macchina a causa dell'innalzamento della temperatura di condensazione. Con questa logica si mantiene il valore della temperatura di mandata dell'acqua fisso a $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ fino al valore di temperatura dell'aria esterna pari a $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ quindi si segue la curva climatica per valori superiori dello stesso parametro.

I valori di COP medio stagionale ottenuti simulando questa nuova logica di regolazione sono superiori rispetto ai valori ottenuti, nelle medesime condizioni, ma con le logiche Climatica e NO-Climatica. Anche se l'incremento del COP medio stagionale, utilizzando questa nuova logica di regolazione, è molto modesto, è però possibile affermare che i valori dello stesso saranno tanto più elevati, rispetto alle altre regolazioni, tanto minore sarà la temperatura dell'aria esterna durante il periodo di riscaldamento.

Lo scopo di tale lavoro è stato quello di capire come le diverse logiche di regolazione applicate a diverse soluzioni influenzino il COP medio stagionale della pompa di calore installata, l'andamento delle temperature e quindi le prestazioni dell'intero sistema e il comfort termico da esso generato all'interno dell'ambiente studiato. I risultati ottenuti non devono però, in nessun modo, essere interpretati come un confronto tra diverse tipologie impiantistiche o diverse tipologie di pompa di calore ma solamente come un confronto tra logiche di regolazione. Il motivo di ciò è che, ad esempio, la tecnologia tra le due pompe di calore utilizzate è molto diversa e che, come già evidenziato più volte, l'impianto di riscaldamento a ventilconvettori viene utilizzato in modo diverso da quello a pannelli radianti a causa delle diverse inerzie termiche.

L'analisi ha quindi cercato di rendere il più possibile omogenee le diverse soluzioni, pur mantenendo inalterate le caratteristiche peculiari dei diversi sistemi, come ad esempio l'inerzia termica del pavimento radiante e i maggiori assorbimenti elettrici della pompa di calore equipaggiata da un compressore senza inverter.

Confrontare queste logiche di regolazione ha permesso di evidenziare di cias-

Conclusioni

cuna i parametri che maggiormente le influenzano, gli aspetti peculiari, i pregi e i difetti. Partendo da tale lavoro seguirà poi uno sviluppo più dettagliato di queste logiche al fine di ottimizzare al meglio l'utilizzo delle pompe di calore, in funzione dell'impianto di riscaldamento installato; come ad esempio lo sviluppo di una logica di regolazione che garantisca un andamento della temperatura ambiente il più costante possibile, al variare dei carichi termici esterni ed interni e che riduca il più possibile i tempi di sfasamento dovuto all'elevata inerzia termica nel caso di impianto di riscaldamento a pannelli radianti.

Appendice A

Valori orari di temperatura dell'aria esterna a Milano nell'anno 2007

	$T_{min}[^{\circ}C]$	raggiunta il	Giorno più freddo	alla Tmedia [$^{\circ}C$]
Gennaio	-0,2	27/01/2007	26/01/2007	2,9
Febbraio	0,9	04/02/2007	01/02/2007	4,5
Marzo	3,7	24/03/2007	20/03/2007	6,2
Aprile	9,2	01/04/2007	01/04/2007	11,5
Maggio	11,1	29/05/2007	29/05/2007	13,5
Giugno	12,8	02/06/2007	01/06/2007	14,7
Luglio	15,1	11/07/2007	11/07/2007	21,6
Agosto	15,1	21/08/2007	21/08/2007	16,6
Settembre	9,7	27/09/2007	27/09/2007	11,2
Ottobre	4,6	22/10/2007	21/10/2007	9,0
Novembre	0,4	17/11/2007	18/11/2007	4,3
Dicembre	-2,9	31/12/2007	28/12/2007	0,8

Tabella A.1: *Dati di temperatura relativi all'anno 2007 in Città Studi; tabella riepilogativa.*

Appendice A

T_{ext} [$^{\circ}C$]	Ore anno	Solo periodo di riscaldamento	T_{ext} [$^{\circ}C$]	Ore anno	Solo periodo di riscaldamento
-5	0	0	18	346	84
-4	0	0	19	298	43
-3	1	1	20	325	32
-2	9	9	21	347	28
-1	24	24	22	376	25
0	48	48	23	350	21
1	64	64	24	316	12
2	104	104	25	279	9
3	152	152	26	241	3
4	169	169	27	207	0
5	249	249	28	175	0
6	316	316	29	156	0
7	400	400	30	114	0
8	420	420	31	98	0
9	438	438	32	65	0
10	333	318	33	35	0
11	375	358	34	28	0
12	377	312	35	21	0
13	294	215	36	13	0
14	289	185	37	1	0
15	305	155	38	0	0
16	300	105	39	0	0
17	302	93	40	0	0

Tabella A.2: Dati di temperatura relativi all'anno 2007 in Città Studi; distribuzione delle temperature in funzione della temperatura esterna. Periodi di tempo considerati: Anno intero, Solo periodo di riscaldamento. Milano è in zona E: dal DPR 412/93 [2] integrato DPR 551/99 il periodo di riscaldamento va dal 15 ottobre al 15 aprile.

Ora	T [$^{\circ}C$]
01	-0,1
02	-0,1
03	-0,1
04	-0,5
05	-1,1
06	-1,7
07	-1,8
08	-1,9
09	-1,9
10	-1,6
11	0,3
12	1,4
13	2,7
14	4,5
15	6,5
16	5,4
17	4,0
18	3,7
19	2,4
20	0,9
21	0,3
22	0,0
23	-0,6
24	-0,2

Tabella A.3: Specifica oraria delle temperature relativamente al 28.12.2007.

Appendice B

Dati Pompe di Calore

In questo capitolo vengono riportate le tabelle contenenti i valori di potenza fornita e di COP relativi alle due pompe di calore considerate nell'analisi. Tutti questi valori sono stati ricavati sperimentalmente secondo la norma EN 14511 [25]. Essi non si riferiscono a valori istantanei ma a valori medi che tengono conto dei cicli di sbrinamento che la macchina deve fare durante il funzionamento in modalità di riscaldamento. Questi valori tengono, inoltre, conto che il refrigerante cede calore ad una miscela di acqua e glicole.

B.1 AcquaSnap Junior

LWT	45 [°C]		35 [°C]	
OAT	Resa	COP	Resa	COP
°C	kW	-	kW	-
-10			7,24	2,02
-5	7,74	1,77	7,98	2,22
0	9,53	2,12	9,74	2,62
7	13,8	2,75	14,10	3,54
10	14,7	2,90	15,00	3,71

Tabella B.1: Valori delle rese e dei COP in funzione della temperatura esterna e della temperatura di mandata dell'acqua. Il compressore funziona sempre alla stessa frequenza pari a 50 Hz.

B.2 AcquaSnap PLUS reversible inverter

COP con LWT 35							
OAT	60 Hz	55 Hz	53 Hz	45 Hz	35 Hz	25 Hz	15 Hz
-20						2,03	2,03
-10	2,48	2,49	2,50	2,52	2,53	2,54	2,54
-7	2,63	2,64	2,65	2,67	2,69	2,69	2,69
0	2,97	2,99	3,00	3,02	3,04	3,05	3,05
7	3,86	3,89	3,90	3,93	3,95	3,96	3,96
10	4,26	4,29	4,30	4,33	4,35	4,36	4,37
20	5,58	5,62	5,63	5,67	5,70	5,72	5,72
30	6,90	6,95	6,97	7,01	7,05	7,07	7,08

Tabella B.2: Valori di COP in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore con temperatura dell'acqua in mandata pari a 35 °C.

COP con LWT 45							
OAT	60 Hz	55 Hz	53 Hz	45 Hz	35 Hz	25 Hz	15 Hz
-20						1,67	1,67
-10	2,01	2,03	2,03	2,05	2,06	2,06	2,07
-7	2,13	2,15	2,15	2,17	2,18	2,18	2,19
0	2,40	2,42	2,42	2,44	2,45	2,46	2,46
7	3,00	3,02	3,03	3,05	3,07	3,07	3,08
10	3,18	3,20	3,21	3,23	3,25	3,26	3,26
20	3,77	3,79	3,80	3,83	3,85	3,86	3,86
30	4,36	4,39	4,40	4,43	4,45	4,46	4,47

Tabella B.3: Valori di COP in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore con temperatura dell'acqua in mandata pari a 45 °C.

COP con LWT 60							
OAT	60 Hz	55 Hz	53 Hz	45 Hz	35 Hz	25 Hz	15 Hz
-20							
-10							
-7	1,34	1,34	1,35	1,36	1,36	1,37	1,37
0	1,50	1,51	1,51	1,52	1,53	1,53	1,54
7	1,78	1,80	1,80	1,81	1,82	1,83	1,83
10	1,88	1,89	1,89	1,91	1,92	1,92	1,92
20	2,19	2,20	2,21	2,22	2,24	2,24	2,25
30	2,50	2,52	2,52	2,54	2,56	2,56	2,57

Tabella B.4: Valori di COP in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore con temperatura dell'acqua in mandata pari a 60 °C.

Rese in W con LWT 35							
OAT	60 Hz	55 Hz	53 Hz	45 Hz	35 Hz	25 Hz	15 Hz
-20						2409	1504
-10	7283	6682	6442	5492	4305	3125	1952
-7	7849	7201	6942	5918	4639	3367	2103
0	9608	8815	8498	7245	5679	4122	2575
7	13455	12344	11900	10145	7952	5772	3605
10	14608	13402	12920	11015	8634	6267	3914
20	18452	16929	16320	13913	10906	7917	4944
30	22296	20456	19720	16812	13178	9566	5974

Tabella B.5: Valori di potenza fornita dalla pompa di calore in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore con temperatura dell'acqua in mandata pari a 35 °C.

Rese in W con LWT 45							
OAT	60 Hz	55 Hz	53 Hz	45 Hz	35 Hz	25 Hz	15 Hz
-20						2334	1457
-10	6975	6399	6169	5259	4122	2992	1869
-7	7447	6832	6586	5615	4401	3195	1995
0	9116	8364	8063	6874	5388	3911	2443
7	12950	11882	11454	9765	7654	5556	3470
10	13922	12773	12313	10497	8228	5973	3730
20	17159	15743	15177	12938	10142	7362	4598
30	20397	18713	18040	15380	12056	8751	5465

Tabella B.6: Valori di potenza fornita dalla pompa di calore in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore con temperatura dell'acqua in mandata pari a 45 °C.

Rese in W con LWT 60							
OAT	60 Hz	55 Hz	53 Hz	45 Hz	35 Hz	25 Hz	15 Hz
-20							
-10							
-7	7136	6547	6312	5381	4218	3062	1912
0	8736	8015	7727	6587	5164	3748	2341
7	11872	10892	10500	8951	7017	5093	3181
10	12635	11592	11175	9527	7468	5421	3386
20	15179	13926	13425	11445	8972	6512	4067
30	17723	16260	15675	13363	10475	7604	4749

Tabella B.7: Valori di potenza fornita dalla pompa di calore in funzione della temperatura esterna e della frequenza di rotazione del compressore con temperatura dell'acqua in mandata pari a 60 °C.

Appendice C

Fluidi frigoriferi

Di seguito si riporta un breve cenno riguardo i fluidi frigoriferi utilizzati nella macchina a compressione di vapore citando le loro caratteristiche e la loro classificazione. Successivamente è descritto un confronto tra due fluidi frigoriferi: l'R410A e l'R407C confrontati rispetto all'R22, mostrando i motivi della scelta di utilizzare il primo nella pompa di calore studiata. Un refrigerante ideale, da utilizzare nei cicli frigoriferi delle pompe di calore, dovrebbe avere le seguenti caratteristiche:

- 1 Elevate prestazioni ed efficienza energetica (es: elevata temperatura critica, elevata conduttività termica e bassa viscosità in fase liquida, elevata entalpia di transizione di fase, ecc);
- 2 Lunga durata e facilità al riciclo;
- 3 Facile da trasportare ed economico da produrre;
- 4 Elevata sicurezza (non tossico né infiammabile);
- 5 Stabilità termica (non si deve decomporre in sostanze tossiche alle elevate temperature, come in caso di incendio), compatibilità con i materiali dei componenti della PdC e miscibile con l'olio lubrificante;
- 6 Rispetto della legislazione vigente.

Purtroppo non esiste un unico fluido che presenti tutte queste caratteristiche in quanto alcune di esse si escludono a vicenda; nella pratica a seconda dei casi si scelgono fluidi con alcune caratteristiche piuttosto che altre, in funzione dell'applicazione che si sta valutando.

I refrigeranti possono essere suddivisi in: naturali o artificiali, puri o miscele.

- Naturali: idrocarburi, ammoniaca, anidride carbonica, ecc;
-

- Artificiali: idrocarburi alogenati, clorofluorocarburi (CFC), idroclo-rofluorocarburi (HCFC), idrofluorocarburi (HFC);
- Puri;
- Miscele: possono essere zeotropiche (variazione della temperatura du-rante il cambiamento di fase a pressione costante, il cosiddetto glide), azeotropiche (cambiamento di fase isothermobarico, come i fluidi puri) oppure quasi azeotropiche, per variazioni di temperatura molto mode-ste durante il cambiamento di fase. Le miscele sono normalmente uti-lizzate al posto dei fluidi puri, per modificarne le caratteristiche (au-mentare la densità del vapore in aspirazione, ridurre la temperatura di fine compressione, ottenere un voluto grado di miscibilità con l'olio lubrificante, rendere il refrigerante non infiammabile, etc.).

Ogni refrigerante viene definito in base ad una specifica simbologia:

- La prima lettera è solitamente una R maiuscola che indica che il fluido è un fluido "Refrigerante"
- La prima cifra indica il numero di atomi di Carbonio - 1 oppure è un 4 nel caso di miscele zeotropiche, un 5 per miscele azeotropiche o un 7 per fluidi naturali
- La seconda cifra è uguale al numero di atomi di Idrogeno + 1 oppure è una cifra che non ha nessuna corrispondenza particolare nel caso di miscele o la prima cifra della massa molecolare del fluido naturale
- La terza cifra è pari al numero di atomi di Fluoro oppure una cifra che non ha nessuna corrispondenza particolare nel caso di miscele o la seconda cifra della massa molecolare del fluido naturale
- Infine viene messa una lettera (nel caso di fluidi artificiali puri tale lettera indica la simmetria della molecola: non si mette nulla nel ca-so di molecola perfettamente simmetrica mentre via via che aumenta l'asimmetria la lettera risalirà lungo l'alfabeto a,b,c,d, ecc)

Ogni refrigerante viene poi caratterizzato dal valore di alcuni parametri:

1 Tossicità

- (A) TLW - TWA > 400 ppm
- (B) TLW - TWA < 400 ppm altamente tossico

Dove TLW (Threshold Limit Values) è la concentrazione limite del refrigerante che causa danni alla salute mentre TWA (Time Weighted Averages) è la concentrazione del refrigerante in ambiente affinché una persona adulta sana non risenta di danni dovuti all'esposizione per un periodo pari ad una settimana per cicli lavorativi pari a otto ore giornaliere.

2 Infiammabilità (in aria)

- (1) non infiammabili
- (2) debolmente infiammabili (caratterizzati da concentrazioni maggiori di $0,1 \text{ kg/m}^3$ e $PCI \leq 19 \text{ MJ/kg}$)
- (3) altamente infiammabili (caratterizzati da concentrazioni minori di $0,1 \text{ kg/m}^3$ o $PCI \geq 19 \text{ MJ/kg}$)

3 Ambientali

- Atmospheric lifetime: tempo di permanenza in atmosfera. È un indice della persistenza media del refrigerante, o fino alla sua decomposizione o fino alla reazione con altri composti chimici;
- Ozone depletion potential (ODP): potenziale di distruzione dell'ozono. È un indice della capacità della sostanza di impoverire lo strato di ozono atmosferico. È un valore adimensionale, riferito al valore unitario per l'R11, varia dal valore 0 al valore 1.
- Global warming potential (GWP): potenziale di riscaldamento globale. Esprime il contributo della sostanza al riscaldamento globale, dovuto all'effetto serra. È un valore adimensionale, riferito al valore unitario per l'anidride carbonica, varia dal valore 0 (acqua) ad alcune migliaia;
- Total equivalent warming impact (TEWI). Rappresenta la somma dell'effetto serra diretto (dovuto alla perdita di refrigerante dal sistema che ne fa uso) e di quello indiretto (dovuto alle emissioni di anidride carbonica derivanti dal consumo del sistema specifico in esame).

$$TEWI = M_p \cdot GWP + C \cdot E \cdot n \quad (\text{C.1})$$

Dove:

- * M_p è la massa (kg) di refrigerante persa dall'impianto durante tutta la sua vita utile ed all'atto della demolizione.
- * C sono i kg di anidride carbonica emessi dalla centrale per ottenere 1 (kWh)_{elettrico}.

- * E sono i kWh consumati dall'impianto in un anno di funzionamento.
- * n sono il numero di anni di funzionamento della macchina.

Una volta indicato il quadro generale entro il quale si deve valutare la scelta del fluido frigorifero nel sistema di condizionamento, si passa a spiegare le motivazioni che hanno giustificato l'adozione del refrigerante R410A, confrontandolo con la principale alternativa presente oggi sul mercato nell'ambito della climatizzazione civile e medio - piccolo commerciale, l'R407C. Il confronto sarà effettuato riferendosi alle proprietà del fluido frigorifero R22, di cui i due HFC indicati sono gli eredi in Europa (mentre il Giappone si è orientato dal principio verso l'R410A e gli Stati Uniti continuano ad utilizzare l'R22).

Anche il fluido R134a è ampiamente utilizzato, ma soprattutto nelle grandi centrali frigorifere equipaggiate con compressori a vite e centrifughi, quindi per sistemi differenti da quelli qui considerati.

- R407C. Caratteristiche :

- 1 Miscela ternaria di R32, R125 ed R134a (23/25/52 % in peso)
- 2 ODP = 0 e GWP = 1600
- 3 Miscela zeotropica con un glide (scorrimento) di temperatura non trascurabile con valore massimo pari a $7\text{ }^{\circ}C$ (calcolato alla pressione di $0,1\text{ MPa}$)(vedi figura C.1 e C.2). Al crescere del glide di temperatura lo scambio termico peggiora, la temperatura del refrigerante all'uscita dell'evaporatore è maggiore di quella all'ingresso, ma questa tendenza può essere utilmente sfruttata in impianti con scambiatori in controcorrente, migliorandone le prestazioni a causa dell'accoppiamento dei profili di temperatura dei due fluidi.

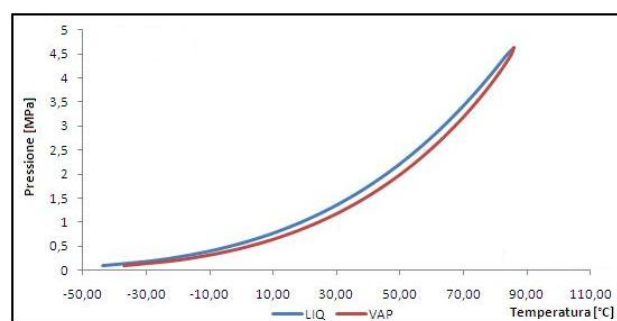


Figura C.1: Diagramma Pressione - Temperatura per il fluido R407C in condizioni di liquido saturo e vapor saturo.

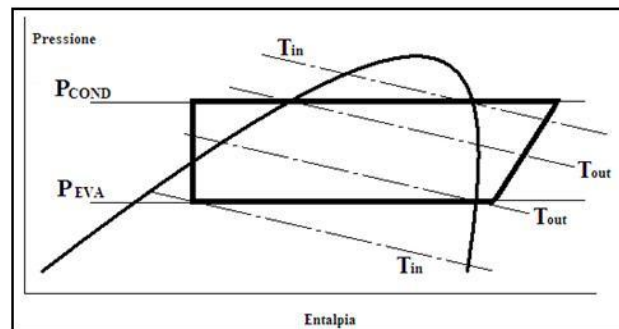


Figura C.2: Diagramma Pressione - Entalpia per il fluido R407C.

- 4 Maggiore semplicità di conversione degli impianti esistenti ad R22 rispetto alle altre alternative esistenti, richiedendo solamente piccoli cambiamenti tecnologici (es. passaggio dal tradizionale olio minerale, MO, ad uno degli oli poliesteri indispensabili con gli HFC, POE).
 - 5 Rendimento termodinamico ed energetico minore sia rispetto all'R22 che all'R410A.
 - 6 Maggiore frequenza dei cicli di sbrinamento nel funzionamento in pompa di calore (a causa dell'alto glide di temperatura) e la conseguente minore efficienza energetica.
 - 7 Volatilità relativa dei tre componenti della miscela differente; ciò comporta una elevata insicurezza nel funzionamento e difficoltà di manutenzione. Nel caso di perdite occasionali della carica di refrigerante è indispensabile, infatti, procedere all'evacuazione totale del sistema, al ripristino dello stesso (che comporta almeno due fasi di creazione del vuoto e di pulizia del circuito), alla sostituzione totale dell'olio lubrificante ed alla ricarica finale del sistema; tutto questo in quanto risulta praticamente impossibile conoscere l'esatta composizione del fluido rimanente nel circuito e quindi effettuare una ricarica parziale.
 - 8 Per i motivi descritti al punto 7 non potendo essere riutilizzato, l'R407C è destinato ad una costosa distruzione.
- R410A. Caratteristiche:
 - 1 Miscela binaria di R32 ed R125 (50/50 % in peso) con comportamento quasi azeotropico (glide trascurabile)
 - 2 ODP = 0 e GWP = 1900.

- 3 Pressioni di esercizio sensibilmente più elevate rispetto all'R22 ed all'R407C
- 4 Coefficiente di scambio termico superiori e perdite di carico inferiori rispetto agli altri due fluidi confrontati, con conseguente minore numero di circuiti nelle batterie e distributore più semplice.

Questi aspetti permettono vantaggi per niente trascurabili:

- Riduzione delle dimensioni dei componenti dei circuiti frigoriferi a parità di potenza resa, con il beneficio di una significativa riduzione dei costi di produzione;
- Viceversa a parità di dimensioni dei componenti, è possibile aumentare sensibilmente la potenza frigorifera scambiata e l'efficienza dell'impianto.
- Minore carica di refrigerante richiesta dal circuito
- Minori livelli sonori del compressore a causa delle minori masse in movimento e del maggior spessore dell'involucro [26][27]

Appendice D

Vantaggi derivanti dall'utilizzo della tecnologia inverter

Nel terzo capitolo si sono descritte le due pompe di calore utilizzate nelle simulazioni mettendone in evidenza caratteristiche costruttive, uguaglianze e differenze. Tra queste ultime la più importante è la presenza di un motore comandato da un inverter, nella seconda macchina descritta (AquaSnap PLUS), che invece non è installato sulla prima (AquaSnap Junior). Questa differenza risulta essere fondamentale in quanto la tecnologia ad inverter presenta notevoli vantaggi descritti in questo capitolo.

D.1 Assenza di elevate correnti allo spunto

Il sistema con compressore assistito da inverter, mediante la propria scheda di controllo, ha la capacità di gestire opportunamente la corrente assorbita dalla macchina che è continuamente monitorata al fine di garantire un funzionamento duraturo dei componenti elettronici principali e del compressore. La frequenza massima di funzionamento del compressore (tipicamente variabile dal tipo di compressore e dalla modalità di funzionamento) è raggiunta gradualmente, e questo permette di garantire l'assenza di assorbimento di elevate correnti allo spunto, in modo che l'assorbimento stesso sia sempre inferiore al valore di funzionamento alla medesima frequenza anche ai bassi carichi ed una sicura connessione elettrica all'alimentazione monofase, anche per sistemi di elevata potenza.

La corrente "di spunto" è quella corrente che viene assorbita durante la fase di avviamento del motore (100-200 *msec*). Tale assorbimento non è trascurabile in quanto può assumere valori che vanno generalmente dalle 6 alle 8 volte il valore della corrente nominale, con un transitorio iniziale molto veloce (10-20 *msec*) in cui i valori istantanei delle correnti assorbite possono

addirittura superare di 20 volte il valore nominale.

La grossa dissipazione di energia si verifica, quindi, in corrispondenza di ogni singola ripartenza, in cui al picco di assorbimento, superiore a quello nominale, non corrisponde alcuna potenza termica fornita e questo perché il compressore deve ristabilire la differenza tra le pressioni di evaporazione e condensazione del sistema, che si sono equalizzate durante il periodo di spegnimento (tipicamente di almeno 3 minuti per evitare cicli di accensione e spegnimento del compressore troppo frequenti) e deve superare le inerzie meccaniche delle parti in movimento. Questa inefficienza è tanto più marcata quanto più basso è il carico, perché più numerosi sono i cicli di accensione e spegnimento.

Nel caso specifico dell'AquaSnap PLUS il sistema di controllo sopra citato innalza la frequenza del compressore in modo graduale fino al valore massimo; tutto ciò evita la presenza di picchi di assorbimento della corrente durante l'avvio del compressore anche nei sistemi ad elevata potenza nominale.

D.2 Minori costi di esercizio (minori consumi energetici)

Poiché le macchine funzionano quasi sempre in condizioni diverse da quella di massimo carico, avere un motore a velocità variabile permette di seguire fedelmente il carico richiesto dall'utenza e quindi di ridurre notevolmente i tipici funzionamenti in attacca e stacca delle macchine a velocità fissa durante i periodi di funzionamento a carico ridotto che penalizzano fortemente l'efficienza.

L'utilizzo dell'inverter fa sì, infatti, che questo tipo di macchina possa erogare concettualmente infinite potenze termiche e, di conseguenza, possa compensare il carico termico variando il numero di giri, fermandosi un numero molto ridotto di volte.

Se il numero di avviamenti è ridotto si riducono in maniera rilevante i valori delle correnti di spunto, già più bassi di quelli con motori a velocità fissa come evidenziato nel paragrafo precedente. Questa riduzione limita in modo non trascurabile gli assorbimenti elettrici complessivi con conseguente aumento delle prestazioni della pompa di calore.

Inoltre la macchina rimane accesa per più tempo, in condizioni di lavoro più favorevoli ed a carichi più bassi cioè con COP più elevati.

Poiché non è immediato vedere come i COP aumentino al ridursi del carico è opportuno specificare questo aspetto:

- Riducendo la velocità di rotazione del compressore si riduce la portata del refrigerante e di conseguenza la potenza termica scambia-

ta nell'evaporatore e nel condensatore si riducono (come da richiesta utenza).

- Rimanendo inalterata la superficie degli scambiatori, questa diminuzione di potenza termica provoca un abbassamento della pressione di condensazione ed un aumento della pressione di evaporazione come si può vedere in figura D.1.

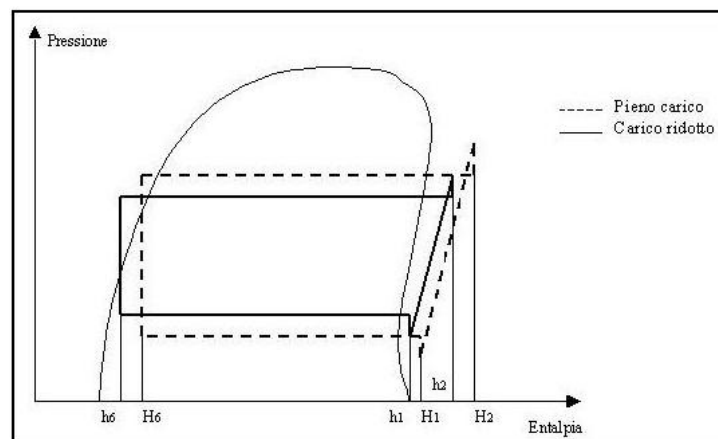


Figura D.1: Diagramma P - h. Schema ciclo frigorifero a pieno carico e a carico parziale

- Anche se il salto di entalpia specifica nel condensatore è maggiore di quello del ciclo non parzializzato, la potenza termica fornita (resa) si riduce perché la riduzione di portata è superiore rispetto all'aumento del salto entalpico.
- La variazione di resa risulta essere sempre inferiore alla variazione di portata in quanto abbiamo un miglior scambio termico, evidenziato dal maggior salto di entalpia, ed un aumento della densità del fluido, per la maggior pressione di evaporazione (ad esempio parzializzando la portata al 50 % la resa sarà all'incirca il 52% - 56% di quella nominale a seconda del tipo di compressore).
- La pressione di evaporazione, grazie alla regolazione della velocità tramite l'inverter, presenta un andamento crescente con continuità al ridursi del carico.
- La pressione di condensazione avrà un andamento analogo a quello appena descritto solo che, come già detto, presenta un andamento decrescente con continuità.

- Da questi andamenti si ricava che il rapporto di compressione della macchina (rapporto tra le pressioni di condensazione e di evaporazione) si riduce al ridursi del carico.
- Infine il COP aumenta, tanto più la macchina lavora ai carichi parziali, in quanto generalmente è inversamente proporzionale al rapporto di compressione del ciclo stesso.

Questa breve descrizione di come variano alcuni parametri al ridursi del carico termico considera il rendimento isoentropico del compressore costante. Esso invece viene a sua volta influenzato sia dal rapporto di compressione che dal tipo di regolazione della macchina, come evidenziato nei due paragrafi successivi.

D.3 Rendimento del compressore più elevato

Avere un basso rendimento isoentropico del compressore peggiora le prestazioni stesse della macchina in quanto, a pari lavoro del compressore, l'assorbimento elettrico è superiore. Il rendimento isoentropico del compressore dipende, come appena detto, sia dal rapporto di compressione che dal tipo di regolazione del sistema.

Un rapporto di compressione diverso da quello di progetto peggiora il rendimento del compressore in maniera differente a seconda del tipo di compressore utilizzato. Tra i compressori volumetrici, solo i compressori alternativi hanno un lieve peggioramento di prestazioni, questo grazie alle valvole di aspirazione e mandata che si adattano alle diverse pressioni a cui sono sottoposte. I compressori rotativi, a vite e scroll invece sono più svantaggiati perché, non disponendo di valvole, comprimono il fluido riducendo il volume della camera di compressione di una percentuale fissa. In questo caso il fluido se compresso troppo riespande a valle del compressore, se compresso troppo poco ritorna nella camera di compressione fino al riequilibrio delle pressioni. Se il compressore è centrifugo invece le perdite sono più evidenti perché vengono modificati i triangoli di velocità che regolano il funzionamento della macchina.

Anche nel funzionamento ai carichi parziali i compressori perdono efficienza diversamente a seconda del tipo di compressore utilizzato. Tra i compressori volumetrici è particolarmente svantaggiata la parzializzazione tramite valvola a cassetto scorrevole del compressore a vite, mentre il compressore alternativo peggiora la sua efficienza solo per gli attriti causati dal by-pass del fluido refrigerante. I compressori centrifughi invece si regolano tramite palette di pre-rotazione che variano i triangoli di velocità e limitano le perdite

a quelle per incidenza.

D.4 Possibile regolazione modulante

Come già più volte sottolineato, la macchina dotata di compressore a velocità fissa possiede un'unica potenza termica, in funzione della velocità di rotazione del compressore, e conseguentemente compensa il carico termico dell'edificio grazie a continui accensioni e spegnimenti. Il funzionamento è dettato unicamente dalla temperatura impostata del locale, raggiunta la quale la macchina si ferma.

All'accensione della macchina si osserva un lungo transitorio, dovuto all'impossibilità di erogare una potenza termica superiore a quella nominale, terminato il quale la temperatura interna risulta oscillante attorno al valore desiderato, con alternanza di fasi in cui il sistema eroga una potenza termica superiore al necessario (Q_{max} della macchina) e fasi in cui ne eroga meno (macchina ferma) (Figura D.2).

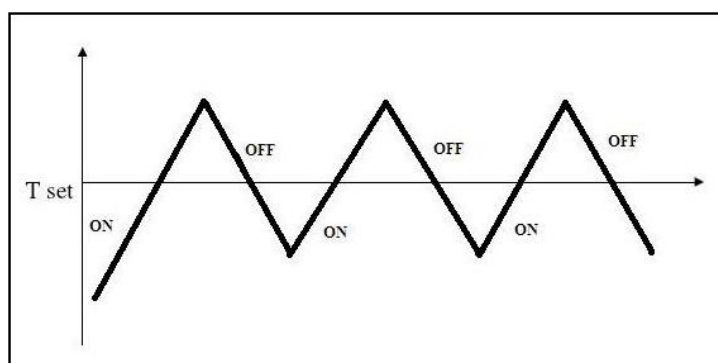


Figura D.2: Andamento schematico della temperatura ambiente con regolazione on-off.

L'utilizzo di un compressore regolato con inverter permette invece di effettuare delle regolazioni, come già evidenziato, più efficienti dal punto di vista energetico ma anche migliori da un punto di vista del comfort. Con questa tecnologia è infatti possibile effettuare delle regolazioni sia di tipo climatico (funzione della temperatura esterna) sia di tipo modulante (funzione della temperatura interna). Si rimanda al capitolo 4 la descrizione dettagliata di queste regolazioni in questa sede si citano brevemente le caratteristiche principali di entrambe:

- Climatica - Si riduce la potenza termica regolando la temperatura di mandata dell'acqua in funzione della temperatura esterna, grazie ad apposite curve climatiche. La temperatura dell'acqua di mandata aumenta al diminuire della temperatura esterna con andamento lineare.
- Modulante - Si riduce la potenza fornita, a pari temperatura esterna, mano a mano che il sistema si avvicina al limite superiore del set-point della temperatura ambiente mentre la si aumenta via via che la temperatura ambiente si abbassa.

Queste regolazioni possono essere utilizzate da sole o accoppiate ma in entrambi i casi, poiché il carico termico viene seguito in maniera ottimale, la temperatura ambiente ha dei pendolamenti più contenuti (figura D.3); è immediato vedere che questa situazione è decisamente migliore dal punto di vista del comfort rispetto alla precedente.

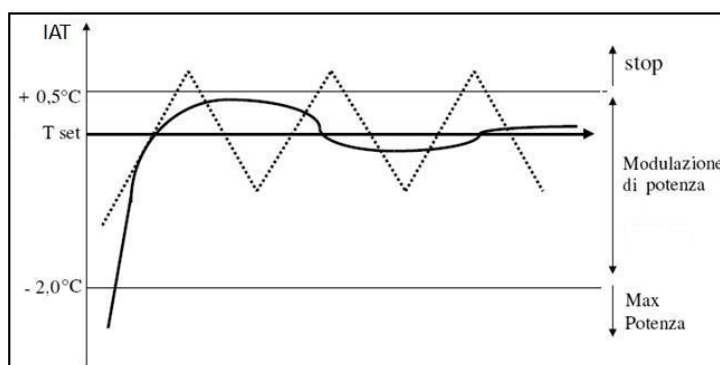


Figura D.3: Andamento schematico della temperatura ambiente con regolazione modulante e/o climatica.

D.5 Envelope più elevati (possibilità di produrre acqua calda sanitaria)

Confrontando i campi di lavoro delle due macchine descritte nel terzo capitolo diagrammati nelle figure 3.2 e 3.10 è immediato vedere come il secondo copra un range di temperature più elevate, in particolare con la macchina ad inverter è possibile produrre acqua fino a 60°C . Questo aspetto è una diretta conseguenza del fatto che il compressore regolato con inverter ha un envelope più ampio (figura D.4) rispetto all'envolope del compressore scroll senza inverter (figura D.5).

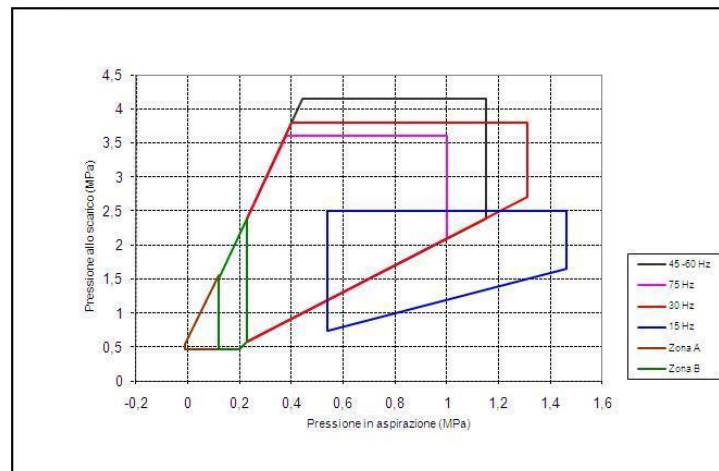


Figura D.4: Campi di lavoro del compressore twin rotary, installato sulla pompa di calore 30AWH012, in funzione delle frequenze di rotazione del compressore.

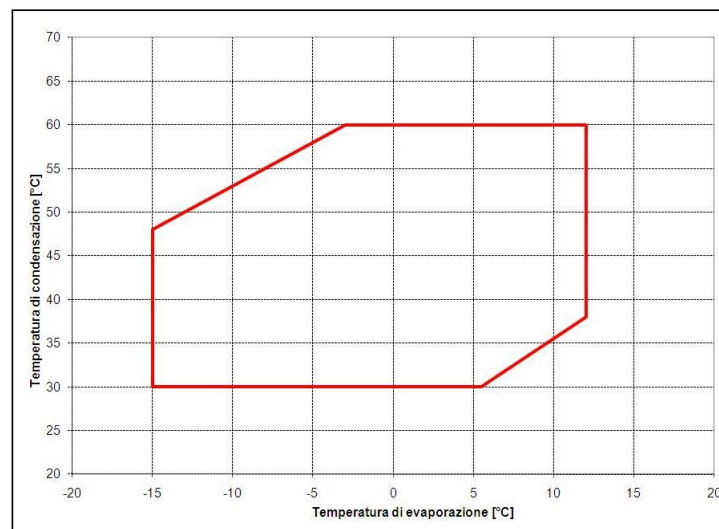


Figura D.5: Campo di lavoro del compressore scroll, installato sulla pompa di calore 30RH013.

Avere a disposizione acqua a 60 °C mi permette di utilizzare la pompa di calore anche per l’utenza sanitaria, cosa impossibile con la macchina a velocità fissa.

D.6 Funzionamento silenzioso

Un'ulteriore conseguenza del fatto che il compressore non funziona sempre alla massima potenza è che il rumore prodotto si riduce sensibilmente.

D.7 Intervalli di manutenzione del compressore più lunghi

Infine, il ridotto numero di avviamenti e spegnimenti del compressore unitamente all'avviamento del motore in rampa incrementano la vita utile del compressore. In particolare, il primo aspetto fa sì che gli organi di accoppiamento risentano di una minore usura e di un minore rischio di rottura, mentre il secondo aspetto porta ad un minore stress agli organi di accoppiamento.

Bibliografia

- [1] Mario Doninelli. *Gli impianti a pannelli radianti*. Quaderni caleffi.
 - [2] Regolamento recante norme per la progettazione, l'installazione, l'esercizio e la manutenzione degli impianti termici degli edifici ai fini del contenimento dei consumi di energia, in attuazione dell'art. 4, comma 4, della legge 9 gennaio 1991, n. 10. Decreto del Presidente della Repubblica n°412 con aggiornamenti introdotti dal D.P.R. n° 551 (21 dicembre 1999), 26 agosto 1993.
 - [3] Attuazione della direttiva 2002/91/CE sul rendimento energetico in edilizia. Decreto Legislativo 192, 19 agosto 2005.
 - [4] Disposizioni correttive ed integrative al decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192, recante attuazione della direttiva 2002/91/CE, relativa al rendimento energetico in edilizia. Decreto Legislativo 311, 29 dicembre 2006.
 - [5] UNI EN 12831. Impianti di riscaldamento negli edifici - metodo di calcolo del carico termico di progetto, Dicembre 2006.
 - [6] UNI EN ISO 6946. Componenti ed elementi per edilizia - resistenza termica e trasmittanza termica - metodo di calcolo, 17 Luglio 2008.
 - [7] UNI EN ISO 14683. Ponti termici in edilizia - coefficiente di trasmissione termica lineica - metodi semplificati e valori di riferimento, 2008.
 - [8] UNI EN ISO 13790. Prestazione termica degli edifici calcolo del fabbisogno di energia per il riscaldamento, 2005.
 - [9] UNI 10351. Materiali da costruzione conduttività termica e permeabilità al vapore, 1994.
 - [10] UNI 11300 Parte 2. Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria, maggio 2008.
-

BIBLIOGRAFIA

- [11] UNI 11300 Parte 1. Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale, maggio 2008.
- [12] EN 255-3. Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors - heating mode - testing and requirements for marking for domestic hot water units, Maggio 2009.
- [13] Nicola Rossi. *Manuale del termotecnico: Fondamenti, Riscaldamento, Condizionamento, Refrigerazione, Risorse energetiche. Terza edizione.*
- [14] Ministero della sanità. Gazzetta ufficiale n. 103, linee guida per la prevenzione e il controllo della legionellosi, 5 Maggio.
- [15] Giacomino Redondi. I dieci principali vantaggi dei pannelli radianti. *Costruire impianti*, 2010.
- [16] UNI EN 1264-4. Riscaldamento a pavimento. impianti e componenti: Installazione, 2009.
- [17] Michele Vio. *Efficienza energetica e benessere ambientale - Confronto ragionato tra pavimento radiante e radiatori nel riscaldamento residenziale.* 2009.
- [18] UNI EN 1264-2. Riscaldamento a pavimento. impianti e componenti: Determinazione della potenza termica., 2009.
- [19] UNI EN 1264-3. Riscaldamento a pavimento. impianti e componenti: Dimensionamento, 2009.
- [20] Mario Doninelli. *I circuiti e i terminali degli impianti di climatizzazione.* Quaderni caleffi.
- [21] EN 14825. Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically compressors, for space heating and cooling- testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance.
- [22] Claudio Pisoni Giovanni Guglielmini. *Elementi di trasmissione del calore. Seconda edizione.* 1996.
- [23] www.engineeringtoolbox.com. Consultato nel Gennaio 2010.
- [24] O.A. Saunders M. Fishenden. *An Introduction to Heat Transfer.* 1950.
- [25] EN 14511. Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with eletrically driven compressors for space heating and cooling, 2007.

- [26] Pierangelo Lanzani. Compressori rotativi digital, con inverter, a velocità fissa: confronto teorico e sperimentale delle prestazioni a carichi parziali su prototipi di condizionatore autonomo., Tesi di laurea in Ingegneria Meccanica A.A. 2004-2005.
- [27] Prof C.M.Joppolo. Dispense e appunti del corso di Componenti e impianti termici per la climatizzazione A, A.A. 2007-2008.