

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA ENERGETICA

Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

**PROGETTAZIONE ED ANALISI DI POMPE DI CALORE ACQUA/ACQUA
PER IL RECUPERO DI CASCAMI TERMICI DA ACQUE TERMALI
REFLUE AD ABANO TERME**

Relatore: Prof. Michele De Carli

Correlatori: Ing. Fabio Poletto

Ing. Giulio Busato

Laureando: ANDREA OSCAR FRISIERO

ANNO ACCADEMICO 2014-2015

Indice

Capitolo 1: Introduzione	5
Capitolo 2: Caratterizzazione degli edifici in esame	8
2.1 Scelta degli edifici	8
2.1.1 Criteri di scelta	8
2.1.2 Condominio	10
2.1.3 Casa a schiera	11
2.1.4 Villetta	12
2.2 Definizione caratteristiche costruttive	13
2.2.1 Età di costruzione	13
2.2.2 Caratteristiche generali	13
2.2.3 Stratigrafia	14
2.2.4 Superfici vetrate	16
2.2.5 Apporti termici interni	17
2.2.6 Ventilazione e infiltrazioni	17
2.2.7 Periodo di riscaldamento	17
2.2.8 Implementazione del modello in TRNSYS	17
2.3 Calcolo di consumi e potenze di progetto	19
2.3.1 Modello TRNSYS per il calcolo dei consumi	20
2.3.2 Risultati e commenti	21
2.3.3 Modello TRNSYS per il calcolo della potenza di progetto	24
2.3.4 Risultati e commenti	25
2.3.5 Calcolo rendimento globale dell'impianto	25
2.3.6 Calcolo potenza ACS	28
2.3.7 Dimensionamento sistema di generazione	29
Capitolo 3: Caratterizzazione dell'impianto	30
3.1 Impianto dell'utenza	30
3.1.1 Tipi di terminali	30
3.1.2 Ipotesi sui terminali ad alta temperatura e calcolo della portata	30
3.1.3 Ipotesi sui terminali a media temperatura e calcolo della portata	31
3.2 Rete di distribuzione	33
3.2.1 Descrizione rete	33
3.2.2 Perdite di carico	35
3.3 Definizione curva climatica	35
3.3.1 Procedimento per il calcolo della curva climatica	36

3.3.2 Implementazione in MATLAB e TRNSYS	38
3.3.3 Criteri di scelta della curva.....	40
3.3.4 Risultati	43
Capitolo 4: Dimensionamento e analisi delle pompe di calore.....	44
4.1 Generalità sulle pompe di calore	44
4.1.1 Ciclo termodinamico di base.....	44
4.1.2 Indici di prestazione	48
4.1.3 Confronto con le pompe di calore aria-acqua.....	49
4.2 Selezione componenti e modellizzazione	49
4.2.1 Selezione compressore	49
4.2.2 Modellizzazione compressore	53
4.2.3 Selezione scambiatori.....	54
4.2.4 Modellizzazione scambiatori.....	57
4.2.5 Modellizzazione sistema di regolazione.....	59
4.2.6 Modellizzazione pompe di circolazione	60
4.3 Calcolo delle prestazioni	62
4.3.1 Calcolo del COP.....	62
4.3.2 Calcolo del SCOP.....	66
4.4 Analisi dei risultati	69
4.4.1 Analisi SCOP	69
4.4.2 Analisi economica	70
4.4.3 Analisi dell'energia primaria.....	74
4.4.4 Analisi delle emissioni di CO ₂	75
4.4.5 Analisi dei parametri economici dell'investimento.....	76
Capitolo 5: Confronti ed analisi delle alternative	80
5.1 Compressori a pistoni.....	80
5.2 Ciclo in cascata.....	84
5.2.1 Selezione componenti.....	85
5.2.2 Confronto col ciclo semplice.....	86
5.3 Ciclo in serie.....	89
5.3.1 Selezione componenti.....	90
5.3.2 Confronto col ciclo semplice.....	91
5.4 Fluido R1234ze	93
5.4.1 Metodo di calcolo.....	94
5.4.2 Risultati del confronto col R134a.....	98
5.5 Ciclo a CO ₂	99

5.5.1 Generalità sui cicli a CO ₂	99
5.5.2 Confronto col ciclo semplice.....	100
Capitolo 6: Analisi sperimentale	103
6.1 Prova macchina XSW100HL	103
6.1.1 Descrizione della macchina e della prova	103
6.1.2 Prestazioni del compressore	105
6.1.3 Prestazioni del condensatore	112
6.1.4 Prestazioni dell'evaporatore	117
6.1.5 Conclusioni.....	120
6.2 Prova macchina selezionata.....	121
6.2.1 Elenco dei componenti	121
6.2.2 Dimensionamento tubazioni.....	121
6.2.3 Dimensionamento valvola termostatica.....	123
6.2.4 Prova.....	125
6.2.5 Prestazioni del compressore	127
6.2.6 Prestazioni del condensatore	133
6.2.7 Prestazioni dell'evaporatore	136
6.2.8 Conclusioni.....	138
6.2.9 Confronto prestazioni	139
Capitolo 7: Conclusioni	141
APPENDICE A	143
APPENDICE B.....	148
Ringraziamenti.....	156
Bibliografia.....	157
Siti internet di riferimento	158

Capitolo 1: Introduzione

La risorsa termale è sempre stata storicamente importante per Abano Terme e i comuni limitrofi fin dall'epoca romana e ha sostanzialmente contribuito al loro sviluppo. Già verso la fine dell'800 sorgevano vere e proprie strutture alberghiere per accogliere gli utenti delle Terme e ad oggi Abano è una località termale fra le più importanti al mondo.

L'acqua termale però, oltre ad essere sfruttata per fini terapeutici, è anche interessante dal punto di vista energetico in quanto costituisce una sorgente di calore ad una temperatura più alta di quella che di solito viene raggiunta sfruttando la fonte geotermica. Infatti normalmente una sonda geotermica di una pompa di calore accoppiata col terreno scambia calore fino ad una profondità dell'ordine del centinaio di metri, ed esso mantiene una temperatura circa costante lungo tutto l'anno di 12-15 °C. Le acque termali invece sono acque meteoriche che, nel caso di Abano, si infiltrano nel terreno nella zona delle Piccole Dolomiti e raggiungono profondità di 3000-4000 metri, riscaldandosi grazie al gradiente geotermico. Nell'area termale euganea le particolari condizioni strutturali del sottosuolo favoriscono una risalita dei fluidi ed una omogeneizzazione delle temperature, fino ad arrivare ad una profondità di circa 100 m con una temperatura fra i 60 e gli 86 °C. Per questo si potrebbe pensare di sfruttare direttamente la disponibilità di calore ad una temperatura relativamente elevata per fare "free heating", cioè fornire acqua calda alle utenze senza dover spendere energia per far funzionare pompe di calore, ma solo sfruttando la differenza di entalpia fra acqua dell'impianto e quella termale. Tuttavia non è possibile sfruttare il potenziale termico di queste acque a questi livelli di temperatura perché la normativa regionale impone che la risorsa venga esclusivamente usata per fini terapeutici, considerata l'importanza che ricopre per la zona (vedi DGR 29/12/09 n 4105) [1]. L'acqua quindi, che si è arricchita di varie sostanze minerali, viene messa a contatto con l'argilla per generare i fanghi usati nei trattamenti terapeutici e infine viene scaricata direttamente nei canali irrigui o in una rete di raccolta detta fognatura termale, usata per convogliare le acque reflue prima che vengano disperse. La temperatura media di scarico misurata su un campione limitato di alberghi è risultata essere di 40.8°C con una deviazione standard di 5.2 °C e quindi è comunque abbondantemente adeguata per operarvi un recupero di energia.

Posto che la risorsa termale è teoricamente sfruttabile ci chiediamo se lo sia praticamente nel caso di Abano Terme. La domanda di calore annuale per riscaldamento e acqua calda sanitaria delle utenze residenziali del comune di Abano Terme si stima attestarsi sui 130000 MWh [2], mentre il calore estraibile dalle acque termali reflue sui 50000 MWh, considerando 10° C di abbassamento della temperatura in seguito al recupero e considerando il profilo mensile di scarico dell'acqua, per cui solo il 56% dell'acqua viene scaricata durante il periodo di riscaldamento invernale.

La percentuale del fabbisogno annuale del Comune ricopribile recuperando calore dai reflui termali è quindi circa del 38%, tuttavia si deve tenere conto della distribuzione della domanda. Le utenze infatti vanno collegate agli scambiatori posti in prossimità degli alberghi con una rete di tubazioni alimentata da pompe di circolazione, detta rete di teleriscaldamento, ma allacciare anche le utenze più periferiche comporterebbe un aumento ingiustificato dei costi di investimento e di esercizio della

rete stessa. Allora, trascurando le utenze periferiche, la quantità di calore recuperabile diventa confrontabile col fabbisogno dell'area centrale della città, dove hanno sede gran parte degli stabilimenti termali e da cui la rete di teleriscaldamento avrebbe per forza di cose origine. Infatti prelevando l'acqua direttamente allo scarico dell'albergo si riesce ad ottenerla ad una temperatura maggiore che dalla fognatura termale e quindi il recupero risulta più conveniente.

L'uso di una fonte energetica rinnovabile come l'acqua termale per fare riscaldamento tramite pompe di calore comporta i seguenti vantaggi:

- Dal punto di vista ambientale una pompa di calore con COP medio annuo maggiore di 2,17 consuma meno energia primaria di una caldaia tradizionale. Infatti considerando i fattori di trasformazione dell'energia primaria, che valgono in Italia $1/0.46 = 2.17$ per l'energia elettrica e 1 per l'energia termica da combustibili fossili, si ricava che per fornire 1 kWh di energia termica con una caldaia a rendimento unitario si dovrà consumare 1 kWh di energia primaria, per fornire 1 kWh con una PdC invece si dovrà consumare $2.17/\text{COP}$ kWh di energia primaria. Di conseguenza se il COP in media è maggiore di 2.17 avrò conseguito un risparmio di energia primaria.

Inoltre a seconda del COP medio e del mix di centrali che producono energia elettrica nel paese in cui si trova l'installazione, la pompa di calore sarà caratterizzata da una diversa produzione specifica di CO_2/kWh termico. In questo senso installare una pompa di calore risulterà più conveniente dal punto di vista ambientale in paesi in cui la maggior parte della produzione elettrica è fatta attraverso fonti rinnovabili a bassa emissione (eolico, idroelettrico, fotovoltaico, ...) o se la macchina viene alimentata da pannelli fotovoltaici installati in loco, per esempio sul tetto dell'edificio riscaldato.

Inoltre nel caso di Abano il recupero di energia termica permette di ridurre la temperatura di scarico delle acque reflue nei canali, favorendo una normalizzazione dell'habitat di flora e fauna che sono altrimenti sottoposti a flussi di acqua calda non naturalmente presenti a queste latitudini.

- Dal punto di vista economico una pompa di calore può consentire un risparmio, se nell'arco di un anno il costo dell'energia elettrica usata per alimentare il compressore è minore di quello del combustibile bruciato in caldaia, ma per un'analisi più approfondita in merito si rimanda ai paragrafi successivi. Inoltre in quest'ottica è stata recentemente messa a disposizione degli utenti della rete elettrica, sia in regime di maggior tutela, sia nel mercato libero, una nuova tariffa pensata per le pompe di calore in cui il costo dell'elettricità per unità di energia non cresce col valore assoluto dei consumi, come nella tariffa normale, ma rimane costante, e quindi non penalizza i maggiori consumi dei possessori di PdC.
- Dal punto di vista legislativo diventa sempre più importante sfruttare le possibilità d'impiego di fonti di energia rinnovabili. Infatti l'Unione Europea con l'introduzione della politica del "20-20-20" mira a ridurre i consumi di energia primaria e la produzione di CO_2 del 20% rispetto ai livelli del 1990 ed a ottenere una quota del 20% di energie rinnovabili sui consumi totali di energia primaria, tutto entro il 2020. In merito a ciò è importante osservare che in

Europa gli edifici sono responsabili di circa il 40% del consumo energetico finale, di cui il 70% è da attribuire ai soli edifici residenziali e che a questi consumi sono anche associate elevate emissioni inquinanti. E' evidente quindi che sfruttare in questo settore fonti rinnovabili come il calore geotermico è uno dei modi migliori per ridurre i consumi di energia primaria e incontrare gli obiettivi comunitari.

In attuazione di queste direttive il Decreto Legislativo 28 del 3 Marzo 2011 [3] prevede che una quota crescente e obbligatoria del fabbisogno di energia per riscaldamento e acqua calda sanitaria dei nuovi edifici debba essere soddisfatta con tecnologie che sfruttano fonti rinnovabili, e la tecnologia delle pompe di calore è stata ufficialmente riconosciuta dalla Direttiva 2009/28/CE [4] come una tecnologia che sfrutta l'energia rinnovabile aerotermica, geotermica e idrotermica.

Date le premesse l'obiettivo di questo lavoro è investigare il miglior uso delle pompe di calore per sfruttare il calore di recupero delle acque termali e, innalzandone il livello di temperatura, teleriscaldare una zona del Comune di Abano.

E' evidente quanto sia importante allora studiare in che modo utilizzare sempre al meglio questa risorsa, in modo da ottenere le efficienze massime possibili e i massimi risparmi. Per conseguire questa massima efficienza, essendo il carico termico predeterminato dai fabbisogni dell'utenza, si è cercato di agire sulla temperatura di mandata a cui viene fornita l'acqua calda: infatti più bassa essa è, più bassa può essere la temperatura di condensazione e quindi più alto il COP della pompa di calore. Per perseguire questo funzionamento ottimale sono stati selezionati degli edifici rappresentativi del parco abitativo di Abano Terme nella zona che potrebbe essere coperta dal teleriscaldamento, e con il software TRNSYS sono state condotte su di essi varie simulazioni, volte a calcolare in ogni momento la più bassa temperatura a cui sia possibile fornire l'acqua calda mantenendo comunque il comfort interno. Sono poi stati selezionati i vari componenti della pompa di calore, una per ogni tipo utenza, e ne sono state calcolate le prestazioni confrontandole con quelle di una caldaia tradizionale. In seguito sono state analizzate varie soluzioni e configurazioni alternative a quelle scelte inizialmente, e infine i risultati del modello sono stati confrontati con le misurazioni dirette svolte su due macchine, costruite nei laboratori dell'azienda HiRef S.p.A.

Il presente studio, calcolando le prestazioni stagionali di una pompa di calore al variare della tipologia di utenza, ha dimostrato la convenienza dell'utilizzo della stessa per fare riscaldamento rispetto ad una soluzione classica come una caldaia a gas, evidenziando anche brevi tempi di ritorno per l'investimento.

Capitolo 2: Caratterizzazione degli edifici in esame

2.1 Scelta degli edifici

2.1.1 Criteri di scelta

Per scelta degli edifici si è cercato di selezionare un campione rappresentativo della varietà di tipologie di costruzioni che si possono trovare ad Abano Terme e che allo stesso tempo si trovano in una posizione favorevole per essere allacciati ad una rete di teleriscaldamento alimentata con il calore delle acque termali reflue. Dunque li si è selezionati in una zona vicina ad un certo numero di alberghi, in quanto il punto di prelievo deve essere alla massima temperatura possibile, cioè allo scarico degli alberghi che le usano, piuttosto che dalla fognatura termale in cui la temperatura media è più bassa. Inoltre si è cercato di considerare una zona in cui fossero presenti tipologie diverse di abitazioni e risalenti a periodi diversi. Ciò è stato fatto consultando il Piano Regolatore Comunale e avvalendosi di un software GIS (Geographic Information System) in grado di elaborare e incrociare i dati richiesti. La seguente mappa rappresenta la zona di Abano considerata: è evidenziata la presenza di alberghi, classificati in base alla portata d'acqua termale trattata, e di edifici residenziali, classificati in base all'età di costruzione:

- Rosso < 1973
- Arancione 1973<1981
- Giallo 1981<1992
- Verde chiaro 1992<2008
- Verde scuro >2008



Fig. 2.1 Mappa della zona di Abano Terme considerata per la selezione degli edifici

Con questi criteri sono stati selezionati 3 edifici di tipologia diversa presenti in zona: un condominio di piccole dimensioni, una casa a schiera ed una villetta monofamiliare. Le dimensioni medio-piccole coincidono con quelle della maggior parte del parco abitazioni che possono essere allacciate nel comune, quindi eccettuati gli alberghi che già sfruttano le acque termali per il riscaldamento.



Fig. 2.2 Vista dall'alto della zona con i tre edifici analizzati evidenziati

Le dimensioni esterne degli edifici sono state ricavate utilizzando Google Earth, mentre il numero, la posizione e le dimensioni dei singoli appartamenti e stanze è stata dedotta dalle viste esterne o ipotizzata.

2.1.2 Condominio

Il condominio si sviluppa su tre piani in cui si trovano la zona riscaldata e il vano scale; inoltre sono anche presenti un piano interrato in cui sono posizionati garage accessibili tramite rampa e un sottotetto non riscaldato sotto la copertura. La zona riscaldata è divisa in 6 unità abitative di 150 m² ciascuna, le dimensioni esterne risultano 14,5 m x 24 m.

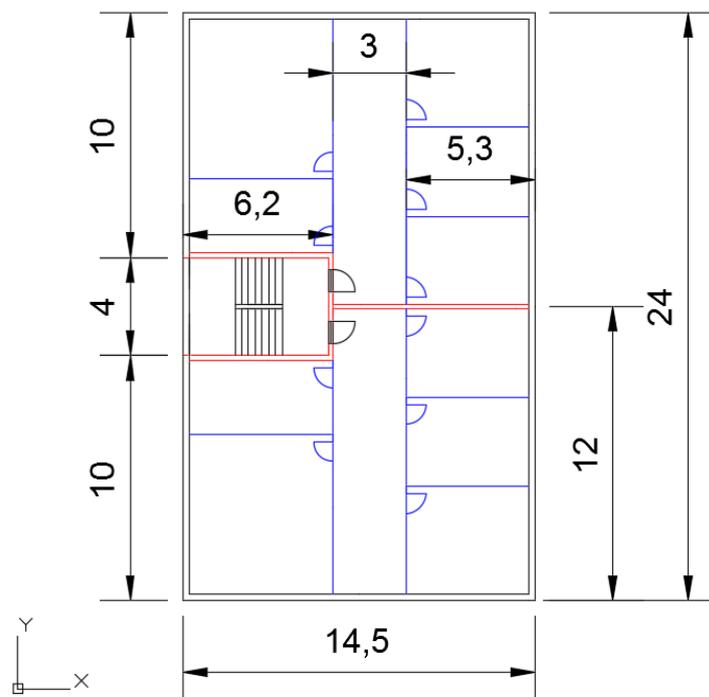


Fig. 2.3 Pianta semplificata del piano terra del condominio

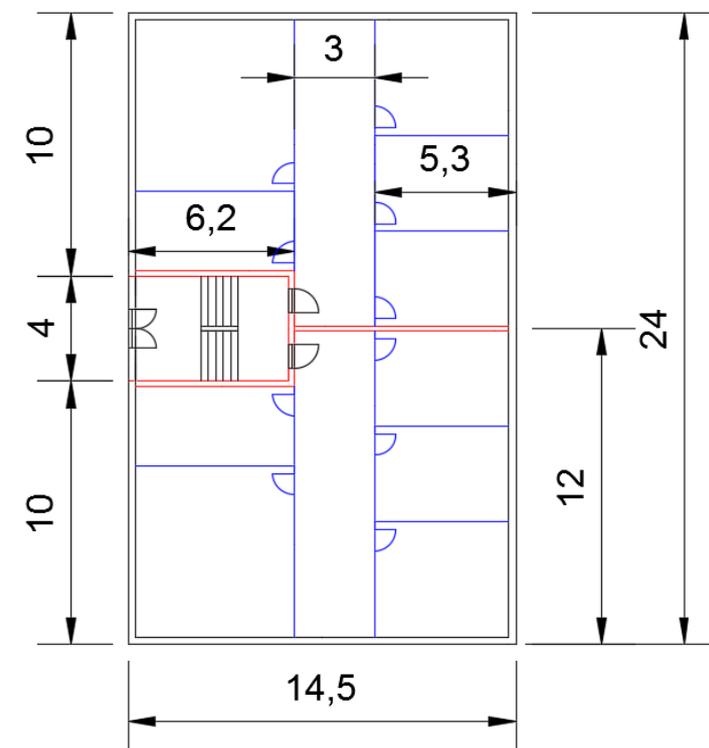


Fig. 2.4 Pianta semplificata del piano primo del condominio

2.1.3 Casa a schiera

La casa a schiera si sviluppa su due piani che sono occupati interamente dalla zona riscaldata, inoltre è anche presente un sottotetto non riscaldato sotto la copertura, mentre il posto macchina è esterno. La zona riscaldata è divisa in 8 unità abitative di 108 m² ciascuna, le dimensioni esterne risultano 12 m x 36 m.

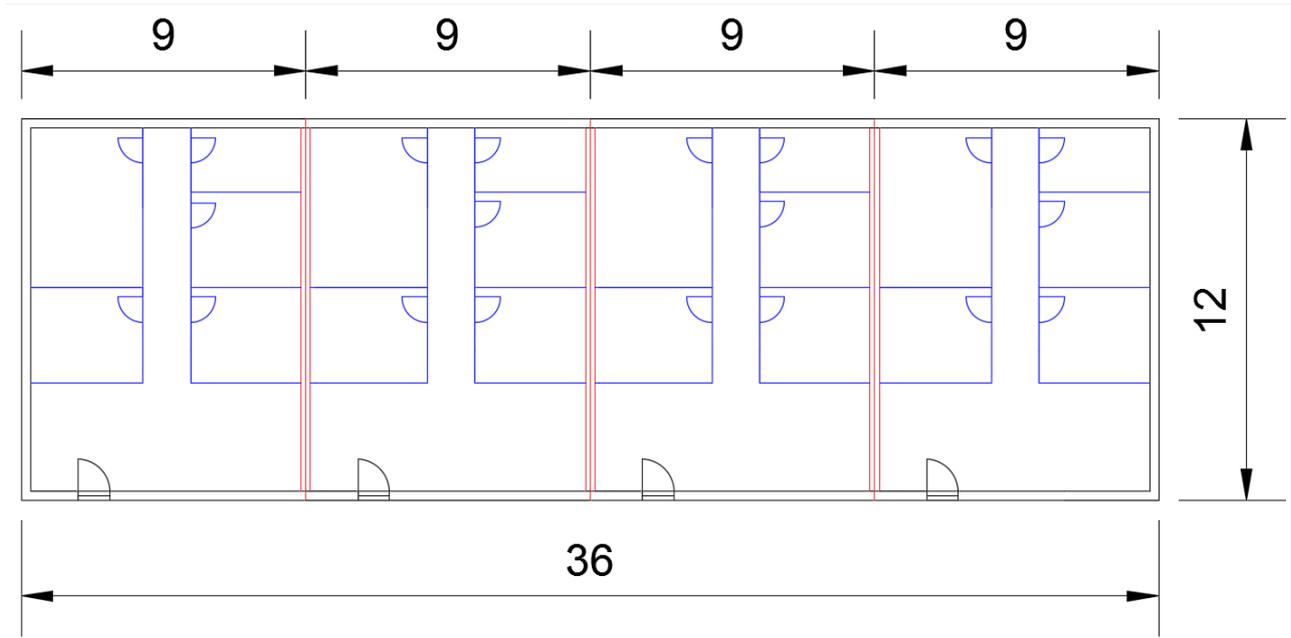


Fig. 2.5 *Pianta semplificata del piano terra della casa a schiera*

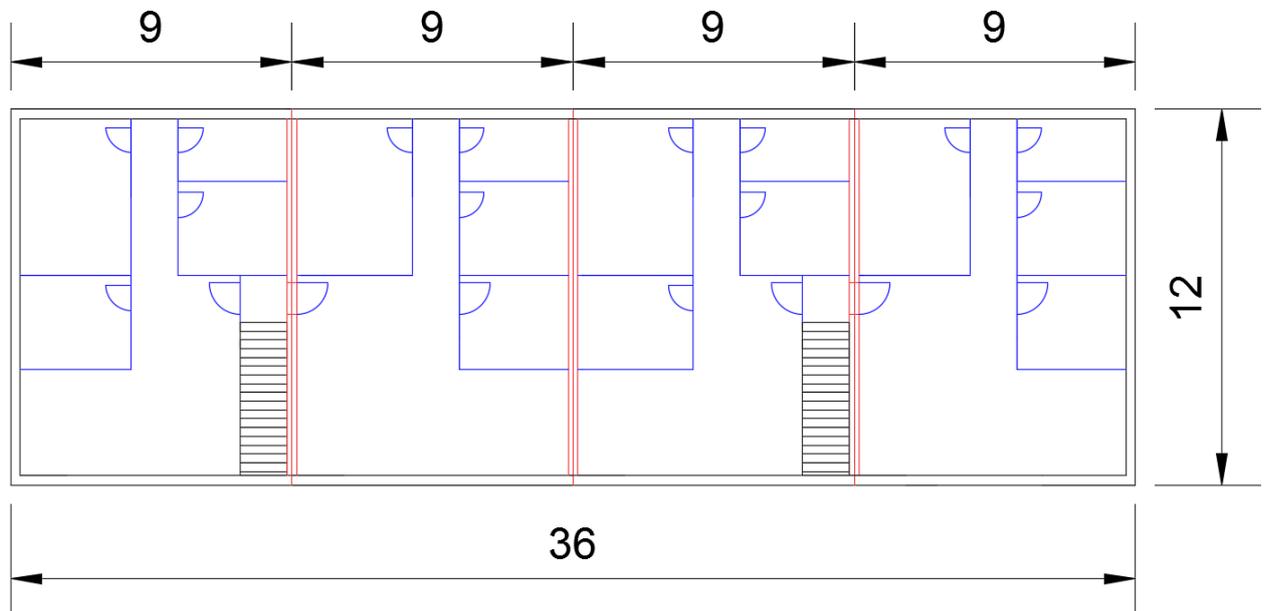


Fig. 2.6 *Pianta semplificata del piano primo della casa a schiera*

2.1.4 Villetta

La villetta monofamiliare si sviluppa su due piani che sono occupati interamente dalla zona riscaldata, inoltre è anche presente un sottotetto non riscaldato sotto la copertura, mentre il posto macchina è esterno. La zona riscaldata è costituita da un'unica unità abitativa di 480 m², le dimensioni esterne sono 12 m x 20 m.

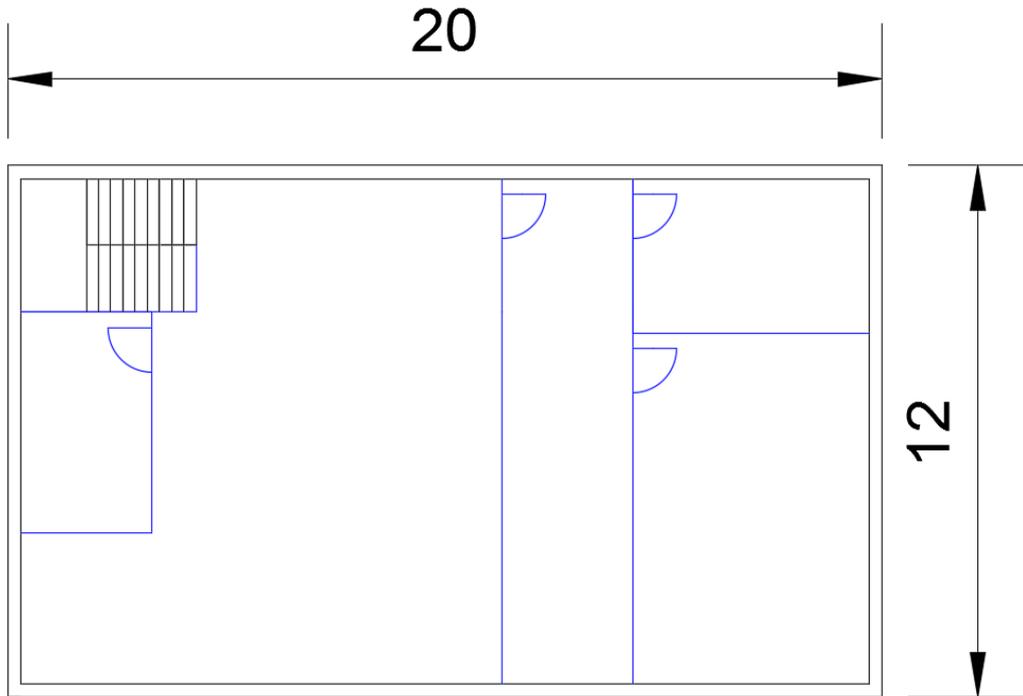


Fig. 2.7 Pianta semplificata del piano terra della villetta

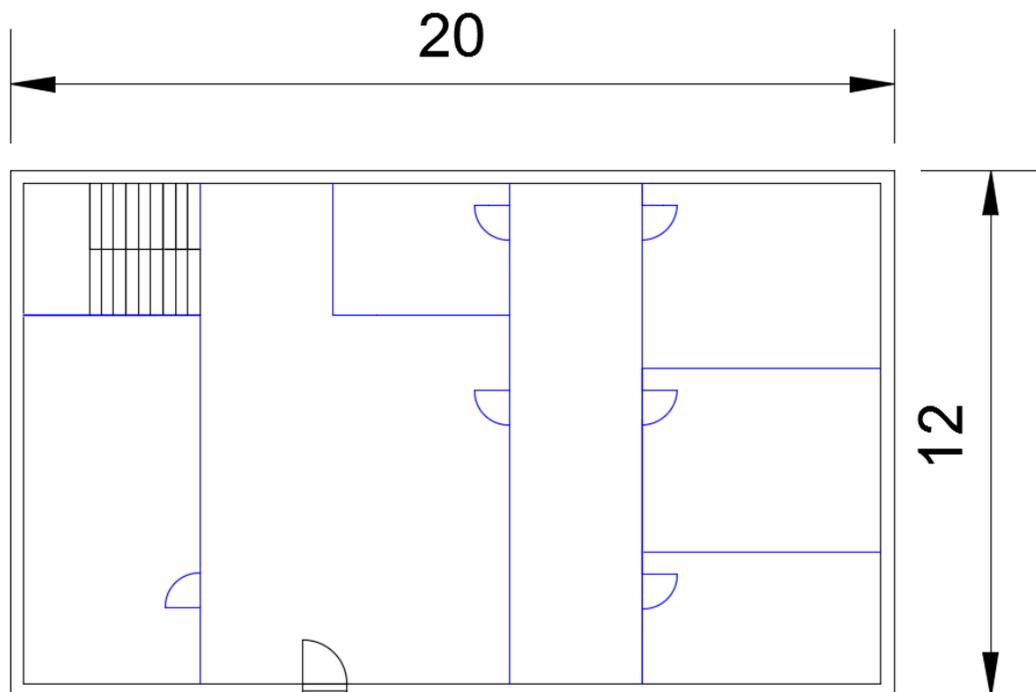


Fig. 2.8 Pianta semplificata del piano primo della villetta

2.2 Definizione caratteristiche costruttive

2.2.1 Età di costruzione

I tre edifici sono stati caratterizzati, eccettuata la geometria, la posizione e l'orientazione con i dati estrapolati dallo studio condotto nel 2010 dall'Ente di Ricerca sul Sistema Elettrico per conto del Ministero dello Sviluppo Economico nell'ambito del Progetto "Studi e valutazioni sull'uso razionale dell'energia elettrica" [5]. L'obiettivo di questo rapporto era la valutazione del fabbisogno energetico di edifici tipo situati in diverse località di riferimento e per fare ciò vengono caratterizzate una serie di tipologie di edifici, divisi in base a età di costruzione e localizzazione nel territorio italiano.

I periodi di costruzione considerati, definiti "classi di vetustà", sono 3 e corrispondono ai periodi di applicazione di diverse iterazioni della normativa italiana in materia dell'isolamento degli edifici:

- 1° periodo: anni '60 e primi anni '70, anteriore alla legge 373/76 → classe V1
- 2° periodo: anni '80, posteriore alla legge 373/76 → classe V2
- 3° periodo: anni 90, posteriore alla legge 10/91 → classe V3

2.2.2 Caratteristiche generali

Le località considerate nel rapporto sono Palermo, Roma e Milano e noi abbiamo fatto riferimento a quest'ultima.

Alcune caratteristiche geometriche generali comuni a tutti i tipi ed età di edificio sono l'altezza netta di ogni piano, posta uguale a 2.7 m, e quella del sottotetto, posta uguale a 2 m.

A partire dall'area in pianta rilevata dalla vista dall'alto è quindi possibile ricavare il volume lordo, ed introducendo anche lo spessore dei muri interni ed esterni, che vengono definiti più avanti, si ricavano superfici e volumi netti.

Le aree in pianta e i volumi delle zone riscaldate risultano

Tab. 2.1 Aree e volumi degli edifici considerati

Valori LORDI	Area in pianta [m ²]	Volume [m ³]
Condominio	814.09	2198.06
Casa a schiera	772.8	2086.56
Villetta	438.1	1182.86
Valori NETTI	Area in pianta [m ²]	Volume [m ³]
Condominio	900	2430
Casa a schiera	864	2332.8
Villetta	480	1296

Inoltre tutti gli edifici hanno i muri esterni più lunghi inclinati di circa 13° in senso orario rispetto alla direzione Nord-Sud.

2.2.3 Stratigrafia

La stratigrafia della maggior parte dell'involucro è stata definita in base alla classe di vetustà, per la precisione quella di pareti esterne, solai e pareti contro terra; invece per pareti interne, pareti divisorie fra appartamenti, basculanti del garage, portoni d'ingresso in legno e copertura si è deciso di mantenere sempre le stesse caratteristiche. Di seguito vengono riportate tutte le caratteristiche dell'involucro.

Tab. 2.2 Stratigrafia degli edifici

PARETI ESTERNE	STRATIGRAFIA	
	Materiale	Spessore [m]
Classe: V1	INT10	0.015
Trasmittanza: 1.73 W/m ² K	MUR8	0.25
Spessore: 0.28 m	INT7	0.015
Classe: V2	INT10	0.015
Trasmittanza: 0.77 W/m ² K	MUR8	0.2
Spessore: 0.40 m	INA	0.05
	MUR26	0.12
	INT7	0.015
Classe: V3	INT10	0.015
Trasmittanza: 0.57 W/m ² K	MUR20	0.2
Spessore: 0.35 m	ISO18	0.04
	MUR24	0.08
	INT7	0.015

SOLAI	STRATIGRAFIA	
	Materiale	Spessore [m]
Classe: V1	VAR5	0.015
Trasmittanza: 1.31 W/m ² K	INT9	0.040
Spessore: 0.33 m	CLS10	0.040
	SOL11	0.220
	INT7	0.015
Classe: V2	VAR5	0.015
Trasmittanza: 0.88 W/m ² K	INT9	0.040
Spessore: 0.35 m	ISO18	0.020
	CLS10	0.040
	SOL11	0.220
	INT7	0.015
Classe: V3	VAR5	0.015
Trasmittanza: 0.66 W/m ² K	INT9	0.040
Spessore: 0.37 m	ISO18	0.040
	CLS10	0.040
	SOL11	0.220
	INT7	0.015

BASAMENTI TERRA	CONTRO	STRATIGRAFIA	
		Materiale	Spessore [m]
Classe: V1		VAR5	0.015
Trasmittanza: 1.81 W/m ² K		INT9	0.045
Spessore: 0.25 m		CLS89	0.190
Classe: V2		VAR5	0.015
Trasmittanza: 1.24 W/m ² K		INT9	0.040
Spessore: 0.25 m		ISO18	0.015
		CLS89	0.180
Classe: V3		VAR5	0.020
Trasmittanza: 0.91 W/m ² K		INT9	0.040
Spessore: 0.27 m		ISO18	0.030
		CLS89	0.180

PARETI INTERNE	STRATIGRAFIA		
		Materiale	Spessore [m]
Trasmittanza: 1.99 W/m ² K		INT7	0.015
Spessore: 0.11 m		MUR24	0.080
		INT7	0.015

COPERTURA	STRATIGRAFIA		
		Materiale	Spessore [m]
Trasmittanza: 1.18 W/m ² K		SOL11	0.220
Spessore: 0.301 m		CLS10	0.040
		IMP	0.001
		COP	0.050

PARETI DIVISORIE	STRATIGRAFIA		
		Materiale	Spessore [m]
Trasmittanza: 1.91 W/m ² K		INT7	0.015
Spessore: 0.15 m		MUR26	0.120
		INT7	0.015

BASCULANTE	STRATIGRAFIA		
		Materiale	Spessore [m]
Trasmittanza: 2.59 W/m ² K		BAS	0.06
Spessore: 0.06 m			

PORTA D'INGRESSO	STRATIGRAFIA		
		Materiale	Spessore [m]
Trasmittanza: 1.59 W/m ² K		POR	0.07
Spessore: 0.07 m			

Tab. 2.3 *Caratteristiche dei materiali*

Codice	Descrizione	Conducibilità termica [W/mK]	Resistenza termica [W/m ² K]
CLS10	Calcestruzzo di argilla espansa ($\rho=800\text{kg/m}^3$)	0.240	
CLS89	Calcestruzzo generico ($\rho=800\text{kg/m}^3$)	0.470	
INA	Intercapedine d'aria non ventilata ($s=5\text{cm}$)		0.183
INT7	Intonaco di calce e gesso	0.700	
INT9	Malta di cemento	1.400	
INT10	Intonaco di cemento, sabbia e calce per esterno	0.900	
ISO18	Feltri resinati in fibre di vetro	0.053	
MUR8	Laterizi semipieni ($s=25\text{cm}$)		0.370
MUR20	Laterizi forati ($s=20\text{cm}$)		0.600
MUR24	Laterizi forati ($s=8\text{cm}$)		0.200
MUR26	Laterizi forati ($s=12\text{cm}$)		0.310
SOL11	Laterocemento ($s=22\text{cm}$)		0.330
VAR5	Piastrelle in ceramica	1.000	
IMP	Guaina impermeabilizzante		0.001
COP	Copertura in coppi		0.2
BAS	Basculante del garage		0.22
POR	Porta d'ingresso in legno		0.46

Secondo questo rapporto quindi, col migliorare dell'isolamento, la trasmittanza termica delle pareti esterne viene abbassata, partendo da quella di un muro semplice, prima aggiungendo un'intercapedine di aria e poi sostituendola con uno strato di isolamento. Similmente per i solai si aggiungono ad un solaio semplice prima 2 e poi 4 cm di isolamento.

I ponti termici sono stati considerati solo negli edifici di classe V1, cioè i più vecchi, aumentando la trasmittanza finale delle pareti esterne e della copertura del 10%. Si è ritenuto che i miglioramenti apportati negli anni successivi all'isolamento dell'involucro possano rendere trascurabili le perdite aggiuntive verso l'esterno dovute ai ponti termici.

Il coefficiente di assorbimento solare è stato posto uguale a 0.6, corrispondente ad edifici di colorazione media.

2.2.4 Superfici vetrate

Sono state utilizzate 3 superfici vetrate diverse: un vetro singolo, un vetro doppio e un vetro doppio con rivestimento basso emissivo con trasmittanze totali che sono rispettivamente 5.8, 2.7 e 1.7 W/m²K; il telaio inoltre è stato ipotizzato in legno con trasmittanza 2.1 W/m²K e con superficie pari al 20 % di quella dell'intero serramento. Per quanto riguarda la posizione e il numero delle finestre invece si è cercato di rimanere il più possibile fedeli all'edificio originale sempre ricorrendo a Google Earth, mentre dove ciò non fosse possibile le finestre sono state ipotizzate, ma pur sempre mantenendo un rapporto $\frac{A_{finestre}}{A_{pianta}} = \frac{1}{8}$. I fattori di riduzione dovuti ad ombreggiamenti esterni e tendaggi sono stati considerati unitari.

2.2.5 Apporti termici interni

Gli apporti termici interni considerati sono quelli dovuti agli occupanti, all'uso dell'acqua calda sanitaria, alle apparecchiature elettriche, di illuminazione e di cottura e sono stati ricavati dalla norma UNI/TS 1100-1 [6]. La norma distingue fra gli apporti prodotti nella zona giorno e nella della zona notte e per calcolarne la risultante si è ipotizzato che la zona giorno coprisse il 40 % dell'intero appartamento. Gli apporti termici quindi risultano:

Tab. 2.4 *Andamento degli apporti termici interni con l'ora del giorno*

Giorni	Ore	Apporti termici per la zona giorno [W/m ²]	Apporti termici per la zona notte [W/m ²]	Apporti termici complessivi [W/m ²]
Lunedì-Venerdì	07.00-17.00	8	1	3.80
	17.00-23.00	20	1	8.60
	23.00-07.00	2	6	4.40
Sabato-Domenica	07.00-17.00	8	2	4.40
	17.00-23.00	20	4	10.4
	23.00-07.00	2	6	4.40

2.2.6 Ventilazione e infiltrazioni

Per quanto riguarda la ventilazione e le infiltrazioni i ricambi d'aria sono stati fissati a 0.5 Vol/h, nonostante la normativa suggerisca per le case più recenti il valore di 0.3 Vol/h. Ciò è stato deciso per tener conto del fatto che stiamo considerando edifici non recenti e quindi con un maggior volume di infiltrazioni.

2.2.7 Periodo di riscaldamento

Il periodo di riscaldamento è stato considerato come da legge DPR 412/93, che per la zona climatica E stabilisce l'accensione il 15 ottobre e lo spegnimento il 15 aprile. L'obiettivo della regolazione della caldaia è ottenere la temperatura operativa di 20 °C durante le ore diurne (08.00-22.30) e quella di 18 °C nelle ore notturne (22.30-08.00). Per garantire ciò tuttavia viene eseguita la preaccensione della caldaia al mattino, portando l'effettivo tempo di funzionamento ai 20°C alle ore 06.30-22.30 e quello ai 18 °C alle ore 22.30-06.30.

2.2.8 Implementazione del modello in TRNSYS

È stata quindi definita la geometria e le caratteristiche degli edifici che si vogliono analizzare e si devono ora implementare queste informazioni in un software che sia in grado con esse di fare simulazioni sul fabbisogno energetico.

Il software utilizzato è TRNSYS (Transient Systems Simulation Tool) che permette di eseguire simulazioni dinamiche di sistemi, fra cui quelle di edifici. Esso è a sua volta composto da due parti

distinte: TRNBUILD che permette di implementare le caratteristiche geometriche e di materiali dell'edificio e SIMULATION STUDIO che è l'ambiente in cui si può costruire lo schema a blocchi tramite cui si definisce la simulazione che voglio condurre.

Per implementare la geometria in TRNBUILD devo fare e seguenti operazioni:

- Definire l'emisfero dove si trova l'edificio: Nord.
- Definire le orientazioni delle sue superfici esterne (pareti esterne e copertura) che serviranno al programma per il calcolo degli apporti termici solari: Nord, Sud, Ovest, Est, inclinato di 20° rispetto all'orizzontale in direzione Nord, incl. 20° direzione Sud, incl. 20° direzione Ovest, incl. 20° direzione Est.
- Definire le zone termiche, in cui cioè si può considerare la temperatura uniforme: nel nostro caso sono zona riscaldata e sottotetto, vano scale e garage se presenti.

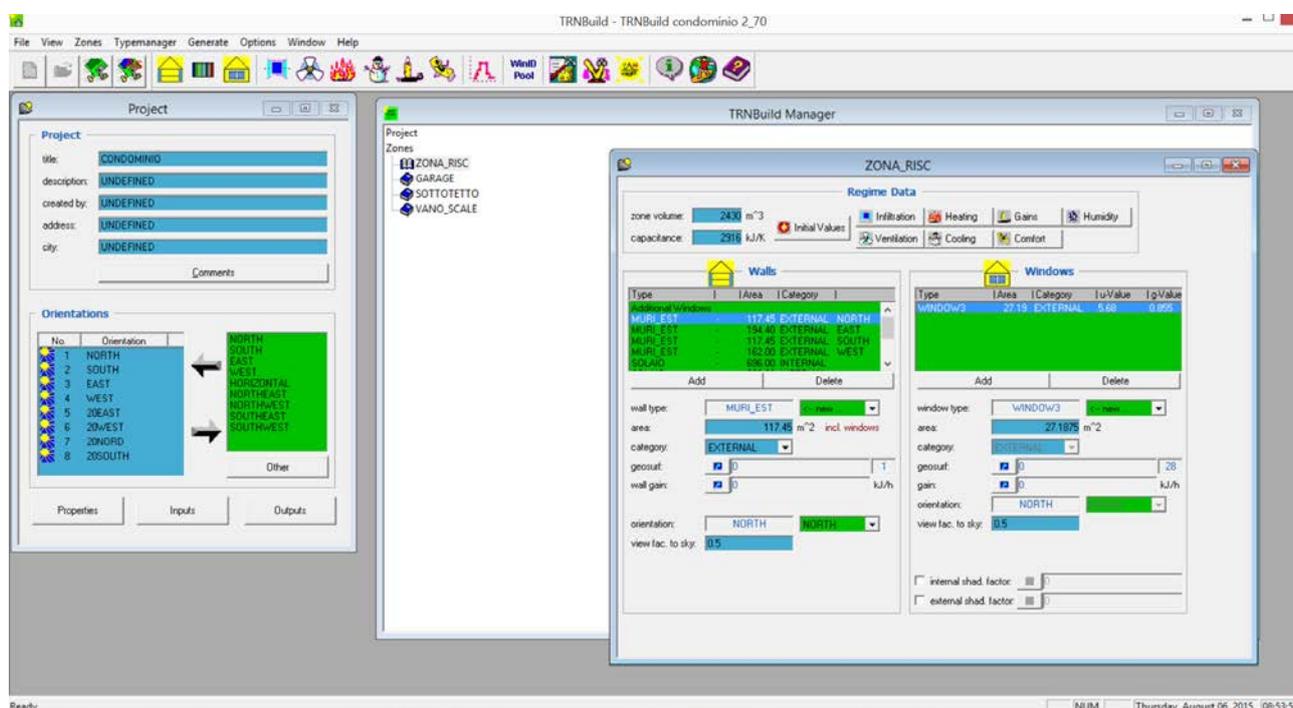


Fig. 2.9 vista del programma TRNBUILD in cui si definiscono i parametri per la zona riscaldata

Per ognuna di queste zone termiche bisognerà definire le condizioni iniziali in cui trova e le sollecitazioni a cui è soggetta, bisogna cioè:

- Definire la presenza del riscaldamento e la temperatura a cui è impostato durante il giorno: il riscaldamento è stato attivato solamente per la zona riscaldata occupata dalle unità abitative e il termostato settato ad una temperatura dell'aria di 19 o 21 °C a seconda dell'ora della giornata; ciò per tener conto del fatto che il comfort andrebbe controllato sulla T operativa che è circa la media fra la T aria e la T media radiante dei muri. Essendo però il parametro di controllo la T aria, essa è stata imposta leggermente più alta stimando un delta fra T aria e T operativa pari ad 1 grado.

- Definire la presenza del condizionamento e la temperatura a cui è impostato durante il giorno; il set, cioè la temperatura massima accettabile dell'aria, è stato impostato a 26 °C ma il dato del fabbisogno frigorifero in realtà poi non è stato utilizzato.
- Definire la presenza di infiltrazioni e ventilazione meccanica o naturale: nel nostro caso non c'è mai ventilazione meccanica e il coefficiente di ricambio d'aria è posto a 0.5 Vol/h.
- Definire gli apporti termici interni, come funzione fornita dall'utente o in funzione del numero di computer, lampadine, persone e dell'attività che stanno svolgendo: gli apporti sono stati definiti da normativa con una funzione variabile con l'ora del giorno.
- Definire le condizioni iniziali di temperatura e umidità relativa: nel momento iniziale della simulazione l'edificio è stato posto in condizioni di comfort con T aria = 21 °C e umidità relativa RH = 50 %.
- Definire le superfici vetrate: non è possibile implementare direttamente le finestre col valore definito in precedenza di trasmittanza perché bisogna sceglierle fra quelle presenti nella libreria del programma. Nel caso degli edifici degli anni '70 per esempio si era scelta una trasmittanza della superficie vetrata di 5.8 W/m²K, mentre quella più vicina fra i vari tipi di finestre della libreria era 5.68 W/m²K. La trasmittanza complessiva del sistema vetro + telaio deve risultare

$$\frac{A_f}{A_{tot}} * U_f + \frac{A_w}{A_{tot}} * U_w = U_{tot} \text{ cioè } 0.2 * 2.1 + 0.8 * 5.8 = 5.06$$

Questa trasmittanza totale deve essere la stessa sia usando il vetro reale sia quello dalla libreria e per farle coincidere si va ad alterare il valore della trasmittanza del telaio. Di conseguenza si ricava il nuovo valore di U_f con

$$0.2 * U_f + 0.8 * 5.68 = 5.06 \text{ da cui } U_f = 2.58 \text{ a cui corrisponde un parametro } c, \text{ calcolato come } \frac{1}{c} = U_f - \frac{1}{8} - \frac{1}{25} \rightarrow c = 4.4924 \frac{kJ}{h * m^2 * K}.$$

2.3 Calcolo di consumi e potenze di progetto

In questo modo si è implementato l'edificio nel programma e dunque non resta che definire che simulazioni eseguire. Le simulazioni sono tre:

1. Calcolo del fabbisogno di energia termica nel periodo invernale ed estivo: per questa simulazione si considera la presenza degli apporti termici gratuiti interni, già definiti in precedenza a norma e di legge, e di quelli esterni solari.
2. Calcolo della potenza massima per cui dimensionare l'impianto: la potenza massima in riscaldamento viene calcolata come da normativa supponendo nulli gli apporti termici interni e quelli solari; sempre la normativa imporrebbe per questa fascia climatica una T aria esterna costante a -5 °C, ma avendo noi a disposizione dei dati climatici più precisi abbiamo tenuto il profilo di temperatura di riferimento che ha un minimo per -7.1 °C, considerando così una condizione più cautelativa.
3. Una simulazione ulteriore e successiva, per trovare la curva climatica in base a cui regolare la pompa di calore a carico parziale e determinare la temperatura di mandata

2.3.1 Modello TRNSYS per il calcolo dei consumi

Anche per il calcolo dei consumi di energia in riscaldamento e raffrescamento ci appoggiamo al software TRNSYS e, utilizzando le informazioni sugli edifici già implementate con TRNBUILD, andiamo a definire questa prima simulazione con un altro modulo del programma, SIMULATION STUDIO.

In esso si costruisce uno schema a blocchi, ognuno dei quali rappresenta un elemento della simulazione, come per esempio l'edificio, l'ambiente esterno, il terreno. I collegamenti fra i vari blocchi rappresentano invece le variabili che sono trasportate da uno all'altro.

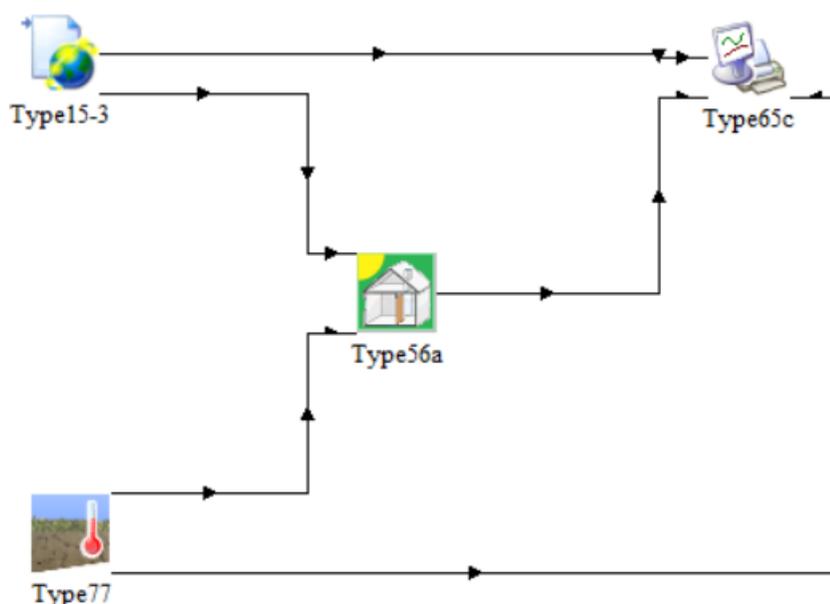


Fig. 2.10 Schema a blocchi di Simulation Studio

Gli elementi dello schema a blocchi asservono ciascuno ad una funzione specifica:

- Type15-3: è il blocco che raccoglie i dati sul clima, che vanno scaricati separatamente e forniti al programma. La raccolta di dati migliore, cioè più vicina ad Abano Terme, che si è riusciti a reperire è quella relativa ad una stazione di rilevamento vicino a Vicenza e di conseguenza si è stati costretti ad accettare questa approssimazione. Questi dati sono stati scaricati dal sito del Dipartimento dell'Energia degli Stati Uniti e consistono per ogni località di 3 file con estensioni .ddy, .epw e .stat. Questo blocco quindi va collegato ad un file .epw da cui riceverà alcune informazioni, fra cui i valori di temperatura, umidità relativa e irradiazione solare mediati per ogni ora dell'anno. Essi permettono al programma di calcolare la sollecitazione

esterna a cui deve far fronte l'impianto di riscaldamento e i carichi termici solari che attenuano il fabbisogno.

- Type56a: è il blocco che rappresenta l'edificio e va collegato al file .bui generato in precedenza da TRNSYS BUILD. All'interno di questo blocco sono presenti oltre alle caratteristiche dell'edificio anche gli apporti termici interni di cui va tenuto conto in questa simulazione.
- Type77: è il blocco che rappresenta il terreno e contiene le informazioni necessarie a calcolare le dispersioni dalla zona riscaldata verso l'esterno attraverso di esso. Qui va specificata la temperatura media superficiale locale del terreno, che è stata ricavata dal file dati .stat facendo la media fra le temperature medie mensili a 0.5 m di profondità, valore quindi molto simile alla temperatura media superficiale.
- Type65c: è il blocco che definisce quali variabili devono essere visualizzate nei grafici che vengono prodotti dalla simulazione e anche tabulati come valori medi orari su un foglio di testo: in questa simulazione le variabili risultanti rilevanti sono la T aria della zona riscaldata, la T aria esterna e il calore sensibile che deve essere fornito alla zona riscaldata per mantenere il comfort interno Q_{sens} .

I collegamenti fra le diverse Type servono ad indicare quali parametri vanno trasportati da una all'altra, per esempio:

- Dalla Type15-3 alla Type65c viene passata la T esterna in modo che possa essere visualizzata fra i risultati.
- Dalla Type15-3 alla Type 56a vengono passate la T esterna, la T media radiante, l'umidità relativa e vari parametri relativi alla radiazione incidente sull'edificio; in tal modo il programma può calcolare lo scambio fra ambiente interno ed esterno attraverso l'involucro.
- Dalla Type77 alla Type56a vengono passate le temperature del suolo alle profondità richieste, che servono a calcolare lo scambio termico col terreno delle pareti interrato e dei pavimenti contro terra.
- Dalla Type77 alla Type65c vengono passate queste stesse temperature del suolo perché possano essere visualizzate fra i risultati.

La simulazione viene fatta con un timestep di un'ora per un periodo di tempo di due anni, poi ai fini dei risultati viene considerato solo il secondo; ciò per essere sicuro che il sistema sia a regime e non risenta di condizioni iniziali imposte arbitrariamente.

2.3.2 Risultati e commenti

Seguono i risultati della prima simulazione per il condominio degli anni '70, quelli degli altri scenari sono mostrati in appendice.

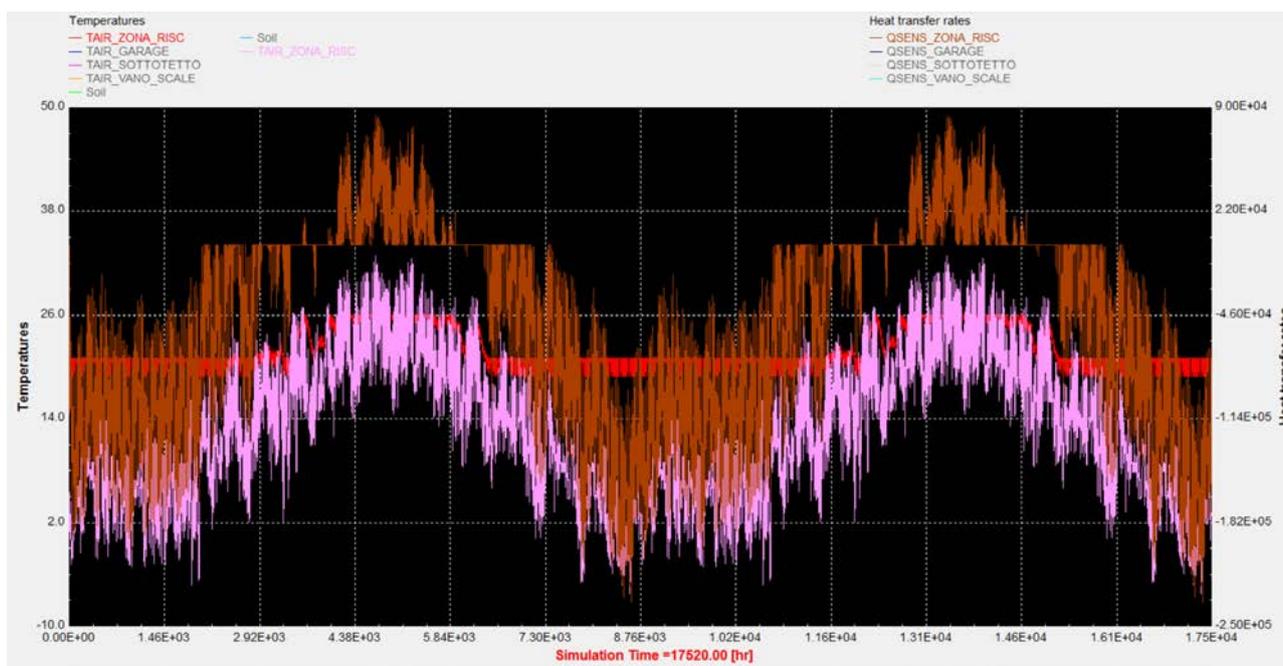


Fig. 2.11 andamento della temperatura interna, esterna, e del calore generato per il condominio degli anni70

Nel grafico generato dal Type65 possiamo vedere l'andamento di:

- Temperatura dell'aria esterna (rosa).
- Calore sensibile scambiato dall'area riscaldata con l'ambiente esterno e quindi uguale in modulo a quello che deve essere reintegrato con l'impianto di riscaldamento per ottenere il comfort (terra di Siena); è negativo in inverno e positivo in estate e quindi ha segno positivo quando è entrante nell'edificio.
- Temperatura dell'aria interna nella zona riscaldata (rosso); perché il comfort sia garantito deve restare nella fascia fra 20 e 26°C.

Gli stessi risultati possono anche essere ottenuti in forma numerica come valori medi dei parametri calcolati per ogni ora, inseriti in un foglio Excel ed elaborati: per ottenere il fabbisogno annuale sono stati sommati tutti i valori medi orari della richiesta di calore che rientravano nella stagione di riscaldamento. La stagione di riscaldamento nella fascia climatica E considerata va dal 15 ottobre al 15 aprile, a cui corrispondono le ore del secondo anno di simulazione n° 8760-11280 e n° 15672-17520. In questo modo si ottengono i seguenti risultati, che si riferiscono ad un anno:

Tab. 2.5 Fabbisogno per riscaldamento dei vari edifici, con setback notturno

FABBISOGNO RISCALDAMENTO	[GJ]	[kWh/m ²]	[kWh/m ³]	Max [kW]	Max [W/m ³]
Condominio 70	-427.33	-145.81	-54.00	-64.68	-29.42
Condominio 80	-305.32	-104.18	-38.58	-52.47	-23.87
Condominio 90	-190.66	-65.06	-24.09	-39.91	-18.16
Casa a schiera 70	-440.28	-158.26	-58.61	-61.76	-29.60
Casa a schiera 80	-326.07	-117.20	-43.40	-50.69	-24.29
Casa a schiera 90	-217.29	-78.10	-28.92	-39.12	-18.74
Villetta 70	-263.44	-167.03	-61.86	-36.35	-30.73
Villetta 80	-190.69	-120,90	-44.78	-29.20	-24,68
Villetta 90	-129.25	-81.95	-30.35	-22.67	-19.17

Gli unici risultati rilevanti di questa simulazione sono quelli relativi al fabbisogno di energia, non quelli sulla potenza massima perché essa andrebbe calcolata con altre ipotesi.

Su di essi si possono fare varie osservazioni:

- I valori ottenuti sono verosimili ed in linea con un fabbisogno specifico medio per il riscaldamento per il parco abitativo italiano di 150-180 kWh, specie considerando che la maggior parte degli edifici è stata costruita prima degli anni '70 e prestando scarsa attenzione all'isolamento dell'involucro (fonte ENEA).
- Col miglioramento dell'involucro negli anni i consumi specifici su unità di superficie subiscono una significativa riduzione di oltre la metà, inoltre questa riduzione è in valore assoluto leggermente maggiore nel passaggio fra anni '70 e '80 che fra anni '80 e '90. Considerando che circa il 40% del consumo di energia in Italia è attribuibile al settore degli edifici, il quale a sua volta è costituito per il 70% da residenziale [7] si intuisce l'importanza sui consumi totali che hanno avuto e hanno ancora le normative sull'efficienza energetica degli edifici.
- I consumi assoluti crescono con le dimensioni dell'edificio e quindi sono maggiori per condominio e casa a schiera rispetto alla villetta. La casa a schiera ha consumi superiori al condominio nonostante sia leggermente più piccola, perché in quest'ultimo c'è un vano scale interno e un piano interrato non riscaldati, che trattengono parte del calore disperso dalla zona riscaldata al loro interno e attenuano la richiesta di calore dall'impianto.
- I consumi specifici di diversi tipi di edifici sono diversi a parità di stratigrafia e anno di costruzione. Ciò è dovuto al diverso rapporto $\frac{S}{V} = \frac{\text{superficie disperdente}}{\text{volume}}$, cioè alla diversa propensione a dissipare il calore fornito e quindi alla diversa inerzia termica: edifici più grandi come i condomini hanno un rapporto $\frac{S}{V}$ più basso e un'inerzia maggiore mentre le villette hanno un rapporto $\frac{S}{V}$ alto e un'inerzia minore. Per questo motivo il calore specifico richiesto dalla villetta '70 risulta il 15% maggiore di quello del condominio '70, pur a parità di stratigrafia.

La simulazione è stata anche fatta eliminando il setback notturno per vederne l'influenza sulle prestazioni energetiche e quindi imponendo una T di setpoint per l'aria interna costante di 21 °C. I risultati sono i seguenti:

Tab. 2.6 Fabbisogno per riscaldamento dei vari edifici, senza setback notturno

FABBISOGNO RISCALDAMENTO	[GJ]	[kWh/m ²]	[kWh/m ³]	Max [kW]	Max [W/m ³]
Condominio 70	-452.05	-154.25	-57.12	-55.22	-25.12
Condominio 80	-324.24	-110.64	-40.97	-42.16	-19.18
Condominio 90	-203.34	-69.38	-25.69	-29.00	-13.19
Casa a schiera 70	-464.93	-167.12	-61.89	-53.89	-25.82
Casa a schiera 80	-345.46	-124.18	-45.99	-42.02	-20.14
Casa a schiera 90	-231.25	-83.12	-30.78	-29.85	-14.30
Villetta 70	-278.0	-176.30	-65.29	-32.22	-27.23
Villetta 80	-201.99	-128.07	-47.43	-24.56	-20.76
Villetta 90	-137.55	-87.22	-32.30	-17.70	-14.96

I consumi specifici sono saliti rispetto al caso con setback di circa il 6% e ciò è ovvio considerando che si alza la temperatura media richiesta. La potenza di picco invece (che pure non è quella calcolata da normativa) cala del 15-20% con un considerevole impatto sul dimensionamento della macchina. Questo perché le condizioni più stressanti per la macchina nel caso senza setback comportano di mantenere i 21 °C nel giorno più freddo dell'anno, mentre prima veniva richiesto di portare la T aria interna dai 19 ai 21 °C sempre nel giorno più freddo.

Infine vengono presentati i risultati del raffrescamento che però non saranno sfruttati in seguito. Infatti i terminali d'impianto che verranno ipotizzati sono radiatori ad alta o media temperatura e quindi anche sostituendo la caldaia con una pompa di calore reversibile essi non sarebbero adatti a fornire il raffrescamento estivo.

Tab. 2.7 *Fabbisogno per raffrescamento dei vari edifici*

FABBISOGNO RAFFRESCAMENTO	[GJ]	[kWh]	[kWh/m ²]	[kWh/m ³]
Condominio 70	39.54	10986.04	13.49	4.99
Condominio 80	48.01	13336.66	16.38	6.06
Condominio 90	57.36	15934.26	19.57	7.24
Casa a schiera 70	36.50	10140.22	13.12	4.85
Casa a schiera 80	43.66	12130.31	15.70	5.81
Casa a schiera 90	50.12	13924.44	18.02	6.67
Villetta 70	19.08	5301.18	12.10	4.48
Villetta 80	23.01	6391.13	14.59	5.40
Villetta 90	26.23	7287.79	16.64	6.16

2.3.3 Modello TRNSYS per il calcolo della potenza di progetto

Stimati i fabbisogni e confrontati con i valori medi da letteratura si procede a stabilire la potenza massima richiesta in riscaldamento in modo da poter dimensionare i terminali d'impianto. Il valore di potenza che si ricava servirà nella simulazione successiva e per selezionare tutti i componenti della pompa di calore.

La potenza massima in riscaldamento viene calcolata come da normativa supponendo nulli gli apporti termici interni e quelli solari e considerando un profilo di temperatura esterna di riferimento che ha un minimo per -7.1 °C.

Per operare queste modifiche rispetto alla simulazione precedente basta modificare il file di TRNBUILD usando la funzione “max heat load calculation”: essa permette di generare una nuova Type56a con i carichi interni annullati e quelli solari associati a una direzione dell'irradiazione fittizia che rende nulla anche quella.

Basterà quindi ripetere la simulazione già fatta sostituendo la Type56a collegata.

2.3.4 Risultati e commenti

I risultati sono:

Tab. 2.8 Potenza termica di dimensionamento dei vari edifici

FABBISOGNO RISCALDAMENTO	Max [kW]	Max [W/m ³]
Condominio 70	-69.24	-31.49
Condominio 80	-52.26	-23.77
Condominio 90	-44.38	-20.19
Casa a schiera 70	-65.91	-31.58
Casa a schiera 80	-54.82	-26.27
Casa a schiera 90	-43.22	-20.71
Villetta 70	-38.65	-32.68
Villetta 80	-31.50	-26.63
Villetta 90	-24.95	-21.09

Notiamo, com'era prevedibile, che queste potenze di picco sono più alte di quelle calcolate nella simulazione precedente, coerentemente con le ipotesi più restrittive su cui sono basate.

Questi dunque sono i valori in kW che i terminali d'impianto devono essere in grado di fornire in modo che, da normativa, possano garantire il soddisfacimento del fabbisogno invernale: per il condominio degli anni '70 per esempio risulta una potenza di picco di 69.24 kW.

2.3.5 Calcolo rendimento globale dell'impianto

Abbiamo trovato per quale potenza andrebbero dimensionati i terminali, ma perché essi lo scambino è necessario che il sistema di generazione, sia esso una caldaia o una pompa di calore, ne produca in esubero per tenere conto delle perdite intrinseche nella generazione, distribuzione, regolazione ed erogazione. Per poter arrivare alla potenza per cui dimensionare il sistema di generazione si è tenuto conto di queste perdite come da normativa UNI TS 11300-2 [8], calcolando il rendimento globale dell'impianto come produttoria di 4 rendimenti calcolati separatamente:

- Rendimento di emissione:

il rendimento di emissione η_e tiene conto delle perdite dovute alla stratificazione della temperatura nell'ambiente riscaldato, al maggior calore trasmesso all'esterno attraverso l'involucro se il terminale è posto prossimo alla parete e all'aumento locale del coefficiente di scambio e quindi della trasmittanza dell'involucro a causa dei moti convettivi generati dal terminale; esso è tabulato in funzione del carico termico medio annuo, dell'altezza media dei locali, del tipo di terminali e della loro posizione.

L'altezza media dei locali è < 4 m, i terminali sono stati considerati per metà radiatori su parete esterna isolata e per metà radiatori su parete interna, il carico termico medio annuo è stato calcolato come

$$CTMA \left[\frac{W}{m^3} \right] = \frac{\text{fabbisogno annuo energia termica [Wh]}}{\text{tempo di esercizio terminali [h]} * \text{volume lordo riscaldato [m^3]}}$$

mentre ulteriori piccole modifiche sono state apportate ai valori tabulati in funzione di temperatura di mandata dell'impianto e trasmittanza della parete esterna. I rendimenti risultanti sono i seguenti:

Tab. 2.9 Rendimenti di emissione per i vari edifici

EDIFICIO	CARICO TERMICO MEDIO ANNUO	RENDIMENTO EMISSIONE
condominio_70	16.10	0.916
condominio_80	11.32	0.92
condominio_90	8.914	0.948
casaschiera_70	16.89	0.916
casaschiera_80	13.31	0.92
casaschiera_90	9.836	0.948
villetta_70	17.67	0.916
villetta_80	13.65	0.92
villetta_90	10.19	0.923
condominio_90MT	8.914	0.948
casaschiera_90MT	9.836	0.948
villetta_90MT	10.19	0.923

- Rendimento di regolazione:

il rendimento di regolazione η_{rg} tiene conto delle perdite dovute all'imperfetta regolazione compiuta dal termostato intorno alla temperatura di comfort; esso è tabulato in funzione del tipo di terminali e del tipo di regolazione.

I terminali considerati sono radiatori e, considerati i metodi di regolazione che verranno implementati in seguito, viene ipotizzato un rendimento medio di 0.98 per tutti gli edifici.

Tab. 2.10 Rendimenti di emissione per i vari edifici

EDIFICIO	RENDIMENTO REGOLAZIONE
condominio_70	0.98
condominio_80	0.98
condominio_90	0.98
casaschiera_70	0.98
casaschiera_80	0.98
casaschiera_90	0.98
villetta_70	0.98
villetta_80	0.98
villetta_90	0.98
condominio_90MT	0.98
casaschiera_90MT	0.98
villetta_90MT	0.98

- Rendimento di distribuzione:

il rendimento di distribuzione η_d tiene conto delle perdite dovute alle dissipazioni di calore lungo le tubature che vanno dal sistema di generazione ai terminali d'impianto; esso è tabulato in funzione del tipo di impianto di riscaldamento, del periodo di realizzazione e delle temperature medie nominali nei terminali.

Tab. 2.11 Rendimenti di distribuzione per i vari edifici

EDIFICIO	RENDIMENTO DISTRIBUZIONE
condominio_70	0.901
condominio_80	0.913
condominio_90	0.947
casaschiera_70	0.901
casaschiera_80	0.913
casaschiera_90	0.947
villetta_70	0.969
villetta_80	0.98
villetta_90	0.99
condominio_90MT	0.995
casaschiera_90MT	0.995
villetta_90MT	0.9975

- Rendimento di generazione:

il rendimento di generazione η_{gn} terrebbe conto delle perdite di generazione di una caldaia tradizionale, funzionante a gas o ad altri combustibili, ma negli scenari che si stanno esaminando l'impianto domestico è servito da una PdC collegata all'anello di teleriscaldamento, la cui efficienza sarà ricavata più avanti, con altri metodi; questo rendimento di generazione si considera quindi unitario.

- Rendimento globale:

il rendimento globale dell'impianto di riscaldamento sarà dato dalla produttoria dei 4 singoli rendimenti: $\eta_{globale} = \eta_{emissione} * \eta_{distribuzione} * \eta_{regolazione} * \eta_{generazione}$

Tab. 2.12 Rendimenti globali per i vari edifici

EDIFICIO	$\eta_{emissione}$	$\eta_{distribuzione}$	$\eta_{regolazione}$	$\eta_{generazione}$	$\eta_{globale}$
condominio_70	0.916	0.901	0.94	1	0.77579704
condominio_80	0.92	0.913	0.97	1	0.8147612
condominio_90	0.948	0.947	0.98	1	0.87980088
casaschiera_70	0.916	0.901	0.94	1	0.77579704
casaschiera_80	0.92	0.913	0.97	1	0.8147612
casaschiera_90	0.948	0.947	0.98	1	0.87980088
villetta_70	0.916	0.969	0.94	1	0.83434776
villetta_80	0.92	0.98	0.97	1	0.874552
villetta_90	0.923	0.99	0.98	1	0.8954946
condominio_90MT	0.948	0.995	0.98	1	0.9243948
casaschiera_90MT	0.948	0.995	0.98	1	0.9243948
villetta_90MT	0.923	0.9975	0.98	1	0.90227865

2.3.6 Calcolo potenza ACS

La caldaia o pompa di calore che provvede a riscaldare l'edificio deve farsi carico anche del suo fabbisogno di acqua calda sanitaria (ACS), ed è quindi opportuno calcolare il fabbisogno di potenza associato.

Per fare ciò si è fatto riferimento alla norma UNI 9182 [9] e si è proceduto nel modo seguente:

- Si è fatta una stima del numero di litri per persona di ACS consumati giornalmente, del numero di appartamenti e del numero di persone per appartamento, in modo da poter ricavare il volume di ACS consumato giornalmente per ogni edificio

Tab. 2.13 consumi di ACS per tipo di edificio

	Consumi [l/pers. giorno]	N° appart.	N° pers./appart.	N° persone	Consumi [l/giorno]
Condominio	45	6	3	18	810
Casa a schiera	45	4	3	12	540
Villetta	75	1	3	3	225

- Si calcola il consumo massimo orario contemporaneo

$$q_M = \left(\frac{q_1 * N_1}{d_1} + \frac{q_2 * N_2}{d_2} + \dots + \frac{q_n * N_n}{d_n} \right) * f_1 * f_2 * f_3 \quad \left[\frac{l}{giorno} \right]$$

dove

q_1, q_2, \dots, q_n sono i consumi di ogni unità di riferimento in [l];

N_1, N_2, \dots, N_n è il numero delle unità di riferimento corrispondenti ai consumi;

d_1, d_2, \dots, d_n sono le durate corrispondenti ai consumi in [giorni];

f_1 è un fattore correttivo tabulato che dipende dal numero di alloggi;

f_2 è un fattore correttivo tabulato che dipende dal numero di vani di un alloggio;

f_3 è un fattore correttivo tabulato che dipende dal tenore di vita degli utenti;

Tab. 2.14 consumi massimi contemporanei per tipo di edificio

	Consumi [l/giorno]	f_1	f_2	f_3	q_M
Condominio	810	0.56	1.1	1	498.96
Casa a schiera	540	0.65	1.1	0.56	222.3936
Villetta	225	1.15	1.3	1	336.375

- Supposto di avere un sistema ad accumulo, come comunemente si usa, su può calcolare la potenza termica del serpentino riscaldante immerso in esso usando

$$W = \frac{q_M * dp(T_m - T_f)}{dp + P_r} * \frac{4186}{3600} \quad [kW]$$

dove

q_M è il consumo orario di acqua calda sanitaria [l/h], appena ricavato;

T_f è la temperatura dell'acqua prelevata dall'acquedotto, uguale a 10 °C;

- T_m è la temperatura dell'acqua erogata all'utenza, uguale a 45 °C;
 dp è la durata del periodo di punta, posta uguale a 1,5 h da letteratura;
 P_r è la durata del periodo di preriscaldamento, posto uguale a 2 h da letteratura;

- Posso quindi calcolare la potenza richiesta per la produzione di ACS e moltiplicare il valore trovato per un coefficiente di sicurezza pari a 1.5, per tenere conto di alcune semplificazioni del modello usato per fare il calcolo. Ottengo quindi i seguenti valori:

Tab. 2.15 Potenza richiesta per la produzione di ACS

	Potenza [kW]	Coefficiente di sicurezza	Potenza corretta [kW]
Condominio	8.702	1.5	13.05
Casa a schiera	3.878	1.5	5.818
Villetta	5.866	1.5	8.800

2.3.7 Dimensionamento sistema di generazione

A questo punto si possono trovare i corretti valori per cui dimensionare il sistema di generazione. Se si dividono quelli trovati dalla seconda simulazione di TRNSYS per il rendimento globale avrò ottenuto la potenza delle PdC che soddisfa il fabbisogno di riscaldamento. Questi valori sono sensibilmente maggiori di quelli per il soddisfacimento del fabbisogno di ACS e quindi si è deciso di prendere come taglia della PdC quella adatta a provvedere al solo riscaldamento, trascurando l'ACS, anche in virtù del fatto che il circuito dell'ACS è dotato di un accumulo che consente una maggiore autonomia per quanto riguarda le tempistiche di produzione. Infatti se ci fosse richiesta di ACS nell'ora più fredda della giornata l'impianto può prelevarla dall'accumulo che era stato portato in temperatura in precedenza, e ricaricarlo quando la richiesta di riscaldamento inizia a calare.

Tab. 2.16 Potenza di dimensionamento della caldaia

EDIFICIO	POTENZA TERMINALI	$\eta_{globale}$	POTENZA GENERAZIONE
condominio_70	69.23	0.775	89.24
condominio_80	52.26	0.814	64.14
condominio_90	44.38	0.879	50.44
casaschiera_70	65.91	0.775	84.95
casaschiera_80	54.82	0.814	67.29
casaschiera_90	43.22	0.879	49.12
villetta_70	38.65	0.834	46.33
villetta_80	31.50	0.874	36.02
villetta_90	24.95	0.895	27.86
condominio_90MT	44.38	0.924	48.01
casaschiera_90MT	43.22	0.924	46.75
villetta_90MT	24.95	0.902	27.65

Quindi il sistema di generazione del condominio anni '70 per esempio dovrà essere dimensionato per produrre una potenza massima di 89.25 kW.

Capitolo 3: Caratterizzazione dell'impianto

Fino ad ora abbiamo dimensionato gli edifici oggetto dell'analisi e ne abbiamo stabilito i fabbisogni, adesso cerchiamo invece di definire le caratteristiche dell'impianto, e quindi tutto ciò che permette alle pompe di calore di trasportare il calore estratto dalle acque reflue e fornirlo all'ambiente interno all'edificio.

3.1 Impianto dell'utenza

3.1.1 Tipi di terminali

Dopo aver calcolato i fabbisogni richiesti ci si pone il problema di che tipo di terminali d'impianto siano presenti per soddisfarli. Considerato che gli edifici non sono recentissimi si è cercato di fare assunzioni il più possibile simili alla realtà esistente e si è ipotizzato dunque che siano tutti serviti da radiatori ad alta temperatura, funzionanti con acqua in mandata a 75 °C circa. E' evidente come questo tipo di impianto non sia il più conveniente per lo sfruttamento di cascami termici caldi come le acque reflue termali, infatti, avendo per esempio un pavimento radiante si potrebbe direttamente fare "free heating" senza nemmeno avere bisogno in teoria di una pompa di calore. Questa scelta però comporterebbe un radicale rifacimento dell'impianto di riscaldamento degli edifici esistenti ad Abano e quindi non è stata presa in considerazione. Invece per gli edifici costruiti negli anni '90 si è anche considerata l'alternativa di radiatori progettati per funzionare a temperatura più bassa, con temperatura di mandata dell'acqua intorno ai 60 °C.

In totale abbiamo quindi esaminato 12 scenari per l'installazione di pompe di calore: 3 tipologie di edificio (condominio, casa a schiera, villetta) e 4 diverse età di costruzione e tipologie di impianto (anni '70 radiatori AT, anni '80 radiatori AT, anni '90 radiatori AT, anni '90 radiatori MT).

3.1.2 Ipotesi sui terminali ad alta temperatura e calcolo della portata

L'impianto è stato supposto funzionare a portata costante e i radiatori sono stati scelti in modo da fornire la potenza nominale con una temperatura di mandata nominale $T_{rs_nom} = 80$ °C e un delta T interno nominale $\Delta T_{nom} = 20$ °C, a cui corrisponde una temperatura di ritorno nominale di 60 °C. La potenza termica che essi devono poter fornire è quella calcolata con l'ultima simulazione di TRNSYS fatta e moltiplicata per un coefficiente di sicurezza pari a 1.1.

È stato scelto un radiatore di riferimento di altezza $h = 90$ cm, spessore $s = 14$ cm e 4 colonne. Il suo comportamento è stato descritto attraverso la legge del radiatore $q_{rad} = q_{nom} * (\frac{\Delta T}{50})^n$, in cui il coefficiente n è stato ricavato come valore medio di quelli dichiarati da diversi produttori di radiatori dello stesso tipo ed aventi caratteristiche geometriche molto simili a quelle selezionate: il coefficiente usato è risultato pari a 1.3.

Partendo da queste ipotesi si è potuto procedere con il calcolo della portata, che abbiamo supposto costante. Per esempio, nel caso del condominio degli anni '70 e terminali ad alta temperatura possiamo scrivere:

$$q_{rad} = \dot{m}_{nom} * c_p * \Delta T_{nom} = q_{nom} * \left(\frac{(T_{rs_nom} - \frac{\Delta T_{nom}}{2}) - T_a}{50} \right)^n = \text{calore fornito dal radiatore in condizioni nominali}$$

con

$T_{rs_nom} = 80 \text{ °C}$ = temperatura di mandata nominale;

$\Delta T_{nom} = 20 \text{ °C}$ = differenza di temperatura interna nominale;

$c_p = 4.186 \text{ kJ/kgK}$ = calore specifico dell'acqua a pressione costante;

$n = 1.3$ = esponente della legge del radiatore, fornito dall'azienda costruttrice e imposto a un valore medio ricavato da letteratura;

$q_{nom} = 1.1 * q_{peak}$ = potenza nominale che il radiatore è in grado di fornire, sovradimensionata al 10% in più della potenza di picco per sicurezza;

$q_{peak} = 69.24 \text{ kW}$ dalla simulazione TRNSYS;

$T_a = 21 \text{ °C}$ = temperatura dell'aria interna di setpoint in riscaldamento;

Dalla prima equazione sono quindi in grado di ricavare

$$\dot{m}_{nom} = \frac{q_{nom} * \left(\frac{(T_{rs_nom} - \frac{\Delta T_{nom}}{2}) - T_a}{50} \right)^n}{c_p * \Delta T_{nom}} = \frac{1.1 * 69.24 * \left(\frac{80 - 10 - 21}{50} \right)^{1.3}}{4.186 * 20} = 0.8871 \text{ kg/s}$$

3.1.3 Ipotesi sui terminali a media temperatura e calcolo della portata

Per gli edifici degli anni '90 sono stati selezionati anche dei radiatori a media temperatura di più recente fabbricazione e che sono costruiti per funzionare con una minore temperatura di mandata e quindi conseguendo un certo risparmio energetico rispetto a quelli più vecchi. La geometria del radiatore di riferimento è rimasta la stessa con una altezza $h = 90 \text{ cm}$, spessore $s = 14 \text{ cm}$ e 3 o 4 colonne. La temperatura nominale di mandata è stata supposta pari a 60 °C e quella di ritorno a 40 °C , che danno quindi una T media nominale dell'acqua di 50 °C contro i 70 °C del caso dei radiatori ad alta temperatura. Questo fatto ci impone di usare dei coefficienti di sovradimensionamento maggiori, poiché da norma di prodotto i radiatori sono certificati per produrre una certa potenza con una differenza fra T media di acqua e aria di 50 °C (corrispondenti ad una T media acqua di 70 °C) e non di 30 °C (corrispondenti ad una T media acqua di 50 °C).

Inoltre per questi radiatori a media T i produttori dichiarano dei coefficienti n in media diversi, leggermente più alti.

Fatte queste ipotesi si è potuto procedere al calcolo della portata analogamente al caso precedente. Per esempio, nel caso del condominio degli anni '90 e terminali a media temperatura possiamo scrivere:

$$q_{rad} = \dot{m}_{nom} * c_p * \Delta T_{nom} = q_{nom} * \left(\frac{(T_{rs_nom} - \frac{\Delta T_{nom}}{2}) - T_a}{50} \right)^n = \text{calore fornito dal radiatore in condizioni nominali}$$

con

$T_{rs_nom} = 60 \text{ °C}$ = temperatura di mandata nominale;

$\Delta T_{nom} = 20 \text{ °C}$ = differenza di temperatura interna nominale;

$c_p = 4.186 \text{ kJ/kgK}$ = calore specifico dell'acqua a pressione costante;

$n = 1.325$ = esponente della legge del radiatore, fornito dall'azienda costruttrice e imposto a un valore medio ricavato da letteratura;

$q_{nom} = 1.25 * q_{peak}$ = potenza nominale che il radiatore è in grado di fornire, sovradimensionata al 25% in più della potenza di picco per sicurezza e per considerare il ΔT inferiore a 50;

$q_{peak} = 44.39 \text{ kW}$ dalla simulazione TRNSYS;

$T_a = 21 \text{ °C}$ = temperatura dell'aria interna di setpoint in riscaldamento;

Dalla prima equazione sono quindi in grado di ricavare

$$\begin{aligned} \dot{m}_{nom} &= \frac{q_{nom} * \left(\frac{(T_{rs_nom} - \frac{\Delta T_{nom}}{2}) - T_a}{50} \right)^n}{c_p * \Delta T_{nom}} = \frac{1.25 * 44.39 * \left(\frac{60 - 10 - 21}{50} \right)^{1.325}}{4.186 * 20} \\ &= 0.32204 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

3.2 Rete di distribuzione

3.2.1 Descrizione rete

Nella nostra applicazione la rete in cui si deve inserire la pompa di calore deve collegare gli scambiatori posti all'interno degli alberghi della zona con l'impianto dei singoli edifici. Ci sono varie configurazioni che la rete può assumere per raggiungere questo obiettivo, la più efficace delle quali probabilmente è quella ad anello.

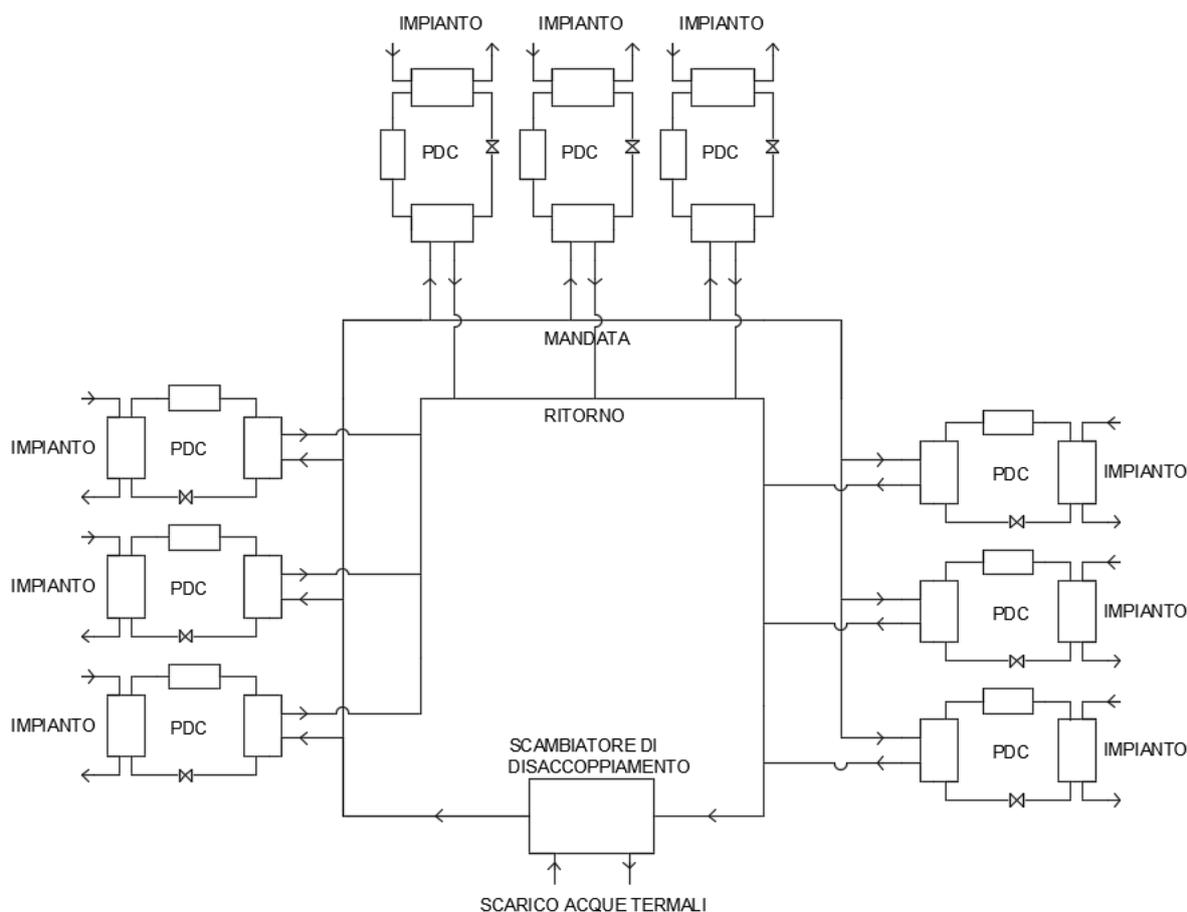


Fig. 3.1 Schema rete di distribuzione ad anello

In questa configurazione il circuito ad anello si interpone fra quello delle acque reflue e quelli domestici, introducendo delle irreversibilità ma anche semplificando il sistema complessivo: infatti se questo fosse stato pensato come una serie di collegamenti diretti fra alberghi e utenze raggiungerebbe costi proibitivi a causa di lunghezza e numero dei collegamenti e quindi anche a causa della quantità di refrigerante da utilizzare. Inoltre questo circuito intermedio assolve anche alla funzione di evitare che le acque termali dense e sporche passino direttamente nell'evaporatore della pompa di calore pregiudicandone eventualmente le prestazioni e l'affidabilità. Usando una rete ad anello si interpone fra acque reflue e la PdC uno scambiatore di disaccoppiamento costruito per essere di facile ispezione e manutenzione.

Quante e quali utenze vengano servite da una singola PdC dipende anche dall'uniformità dei fabbisogni termici degli edifici della zona; per esempio se ci fosse un gruppo di appartamenti adiacenti costruiti nello stesso periodo, essi potrebbero avere richieste di calore simili e alla stessa temperatura e potrebbero essere serviti da un'unica PdC piuttosto che da diverse PdC di taglia minore. Studiare e dimensionare l'intera rete di teleriscaldamento però esula dagli scopi di questa trattazione e quindi ci limiteremo a considerare il seguente schema di massima senza indagarne le dimensioni:

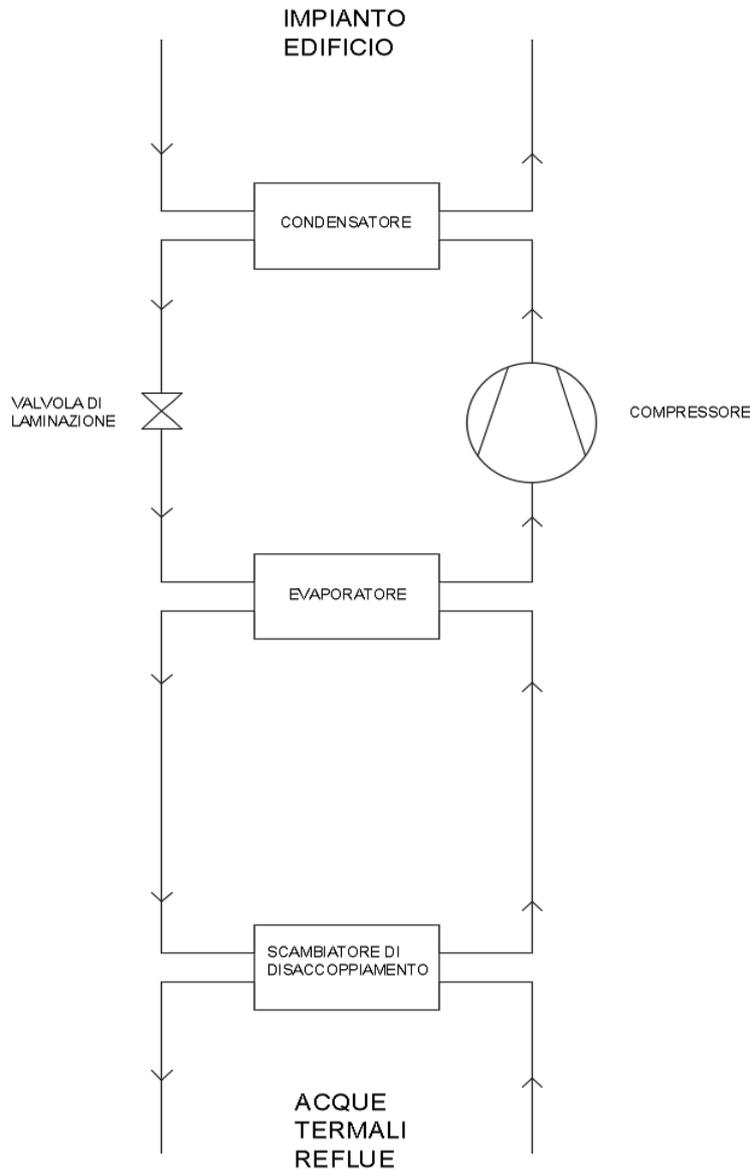


Fig. 3.2 Schema rete di distribuzione semplificata, vista da una singola utenza

3.2.2 Perdite di carico

Le perdite di carico che verranno considerate per il dimensionamento delle pompe di circolazione sono:

- Le perdite di carico localizzate nel condensatore, ricavate dal software di selezione scambiatori;
- Le perdite di carico localizzate nell'evaporatore, ricavate dal software di selezione scambiatori;
- Le perdite di carico localizzate nello scambiatore di disaccoppiamento, ricavate dal software di selezione scambiatori; a questo fine per calcolare le perdite lato acque termali il fluido è stato considerato come fosse acqua;
- Le perdite di carico distribuite nell'impianto dell'utenza, che sono state stimate assumendo che serva una prevalenza pari a 6 m di colonna d'acqua per contrastarle.

Tutte le altre perdite di carico distribuite non sono state considerate, in quanto non sappiamo quanto lungo sia l'anello intermedio e non conosciamo le vere caratteristiche fisiche delle acque reflue.

Questa approssimazione per quanto necessaria sembrerebbe poter introdurre un errore rilevante nel calcolo delle prestazioni, in quanto se si riuscisse a servire un numero considerevole di utenze la portata d'acqua presente nell'anello e di conseguenza la potenza assorbita dalle sue pompe potrebbero assumere valori significativi. Tuttavia si può considerare che in realtà questa potenza assorbita sarebbe comune a tutte le utenze servite e quindi andrebbe divisa fra di esse per il calcolo delle prestazioni della singola pompa di calore. Pertanto le approssimazioni fatte, per quanto importanti, sembrano essere accettabili.

3.3 Definizione curva climatica

Nei paragrafi precedenti si sono descritte le caratteristiche degli edifici oggetto di studio e della rete di distribuzione.

Ora si vuole determinare il criterio secondo cui la pompa di calore fornirà energia all'edificio attraverso l'impianto ricercando la migliore efficienza possibile. Questo criterio è espresso con la cosiddetta "curva climatica", che è una funzione che correla la temperatura di mandata dell'acqua con la temperatura dell'aria esterna. Essa quindi è anche in grado di determinare il comportamento a carico parziale della macchina, infatti ad ogni temperatura esterna assocerà una temperatura di mandata e quindi una temperatura di condensazione, da cui dipende il principale indice di prestazione delle PdC, cioè il COP. L'obiettivo che ci si pone dunque è ricercare la curva climatica migliore possibile, cioè con le temperature di mandata più basse, ma tali da non compromettere il comfort interno.

3.3.1 Procedimento per il calcolo della curva climatica

Come è già stato anticipato avremmo interesse ad ottenere una T_{rs} il più bassa possibile in ogni momento, poiché vi corrisponde la più bassa T_{cond} possibile e quindi l'efficienza maggiore della pompa di calore. Tuttavia allo stesso tempo la T_{rs} non può essere troppo bassa altrimenti i radiatori rischiano di non essere in grado di scambiare calore a sufficienza per garantire il comfort all'interno dell'edificio. La curva climatica dunque è stata definita tenendo presente proprio questi due obiettivi contrapposti cioè abbassando il livello della T_{rs} il più possibile ma garantendo un numero massimo di ore annue di discomfort molto piccolo.

La procedura per ricavare la curva climatica è stata implementata usando i programmi MATLAB e TRNSYS e parte dai risultati ottenuti nel capitolo precedente, in cui si era determinata la portata di massa nominale dell'impianto domestico a seconda del tipo di terminale utilizzato.

Di seguito è riportato il ragionamento dietro il calcolo della curva climatica e successivamente lo script MATLAB.

Posso iniziare a investigare il comportamento dei radiatori a carico parziale trovando una legge che leghi il ΔT interno al radiatore alla T_{rs} richiesta dall'utenza.

Questa legge è la cosiddetta legge del radiatore ed è espressa dalla seguente equazione

$$q = \dot{m}_{nom} * c_p * \Delta T = q_{nom} * \left(\frac{(T_{rs} - \frac{\Delta T}{2}) - T_a}{50} \right)^n$$

In cui ho noti tutti i termini tranne ΔT e T_{rs} , da cui la possibilità di esprimere l'uno in funzione dell'altro. La variabile ΔT però appare sia elevata alla 1 che alla n e quindi per esplicitarla in funzione di T_{rs} è necessario ricorrere ad un metodo iterativo.

Fatto ciò si riesce quindi a scrivere la funzione $\Delta T = f(T_{rs})$ che ha un andamento praticamente lineare nell'intervallo della T_{rs} di nostro interesse, come dimostra questo grafico ricavato con i dati del condominio degli anni '70.

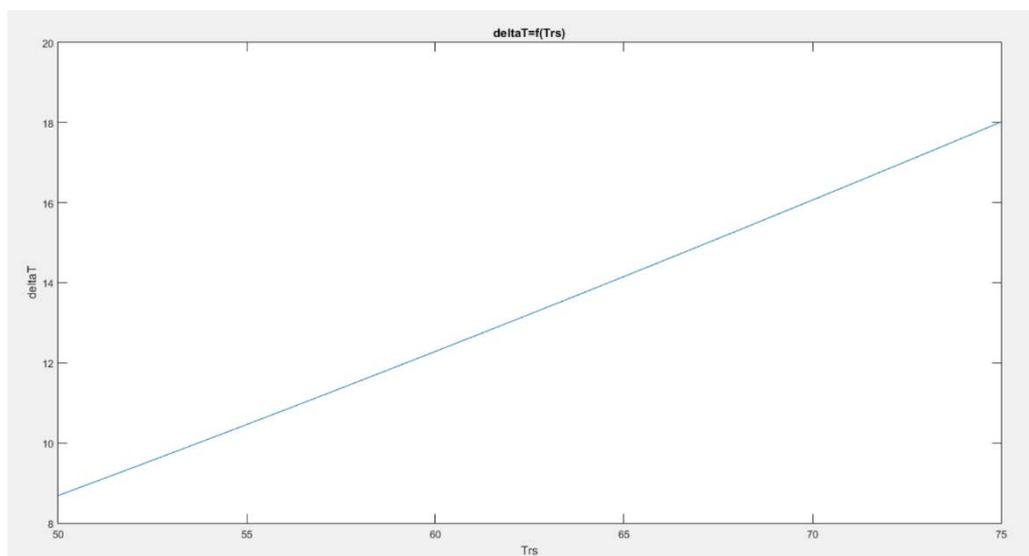


Fig. 3.3 andamento del delta T interno al radiatore in funzione della temperatura di mandata

La funzione $\Delta T = f(T_{rs})$ quindi può essere per semplicità linearizzata nella forma $\Delta T = k_1 * T_{rs} + k_2$ e poi risostituita nella

$$q_{rad} = m_{nom} * c_p * \Delta T_{nom} = q_{nom} * \left(\frac{(T_{rs,nom} - \frac{\Delta T_{nom}}{2}) - T_a}{50} \right)^n$$

Ottenendo $q = f(T_{rs})$.

Si è riusciti ad esprimere il calore fornito dai radiatori all'edificio in funzione della temperatura a cui viene immessa l'acqua. Se a questo punto si riuscisse a trovare una adeguata funzione climatica che mi esprima $T_{rs} = f(T_{ext})$ si potrebbe ricavare l'andamento di $q = f(T_{ext})$; ma, essendoci già implementata in TRNSYS coi dati climatici della località scelta la relazione $T_{ext} = f(h)$, si potrebbe trovare anche il calore q da fornire all'impianto istante per istante.

Visto che in realtà non si conosce la relazione climatica $T_{rs} = f(T_{ext})$ si procederà a ritroso per tentativi, cioè:

- Si ipotizza una curva climatica.
- Per ogni istante si calcola il calore q che va fornito all'edificio.
- Si verifica se quel calore fornito è sufficiente per raggiungere il comfort interno, cioè se la temperatura operativa è maggiore o uguale a 20 °C
- Si modifica la curva climatica ipotizzata abbassandola per aumentare l'efficienza e diminuire i consumi, fino a che le ore annue in cui non si raggiunge la condizione di comfort non stanno per superare il valore limite, che è stato scelto pari a 7 h/anno.

L'unica ipotesi che viene fatta sulla climatica, spesso usata in letteratura, è che essa abbia la forma di una spezzata, come la seguente, che è quella finale ricavata nel caso del condominio degli anni '70.

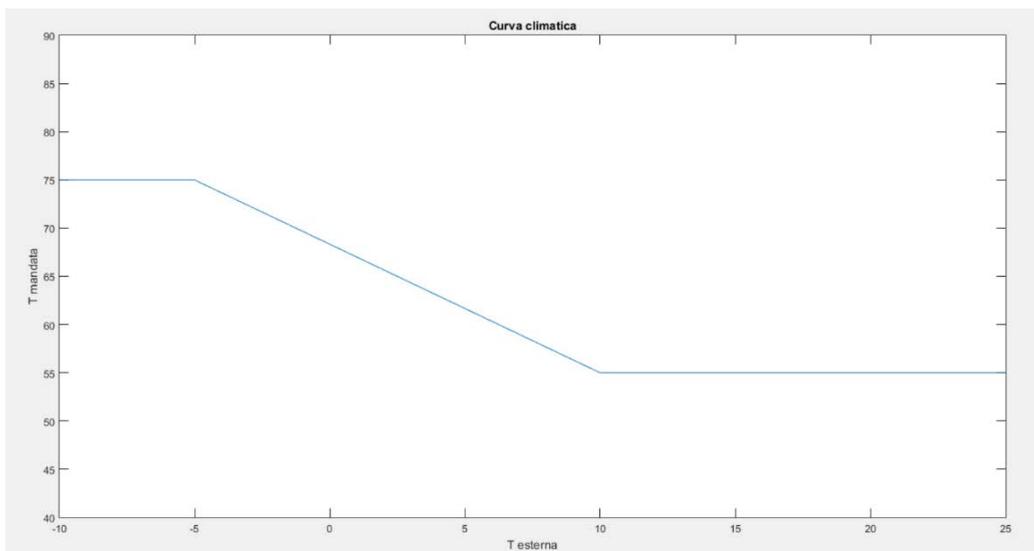


Fig. 3.4 Andamento tipo di una curva climatica

La temperatura di mandata massima, pari in questo caso a 75 °C è quella che serve a fornire un calore sufficiente per il comfort nelle ore più fredde dell'anno, mentre la temperatura minima, posta pari a 55 °C, è quella che serve anche in estate a riscaldamento spento per fornire acqua calda sanitaria.

3.3.2 Implementazione in MATLAB e TRNSYS

Nel paragrafo precedente si è descritto il procedimento con cui trovare la curva climatica e il comportamento a carico parziale della pompa, vediamo ora come esso è stato implementato con l'aiuto dei software TRNSYS e MATLAB.

E' stato necessario eseguire un'altra simulazione in TRNSYS un po' più complessa delle precedenti, in cui non si lasciava più al programma il calcolo del calore che deve essere fornito dall'impianto di riscaldamento, bensì lo si imponeva con una logica determinata dalla climatica ipotizzata. Lo schema, costruito in Simulation Studio, è il seguente:

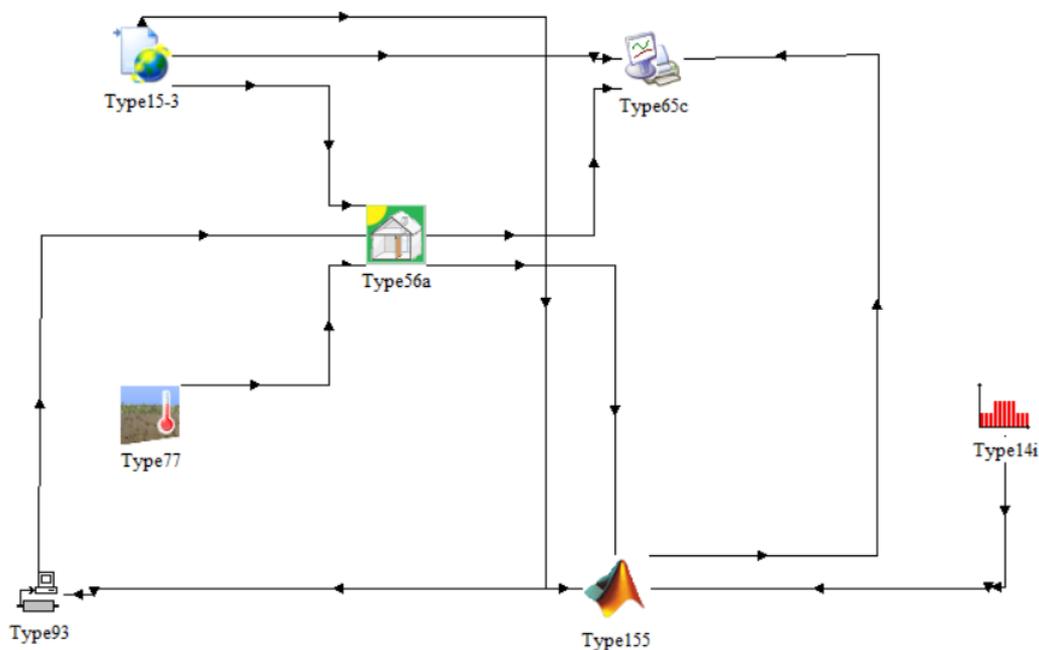


Fig. 3.5 Schema a blocchi costruito con Simulation Studio

I blocchi Type15-3, Type56a, Type65c e Type77 sono già stati visti ed assolvono alle stesse funzioni che nelle precedenti simulazioni; gli altri sono:

- il blocco Type155: è quello che permette l'interazione con MATLAB e va collegato allo script .m; le grandezze in ingresso ed in uscita da esso vanno richiamate nello script con delle stringhe particolari e poi possono essere elaborate al suo interno come delle comuni variabili.
- Il blocco Type93: è quello che permette di eseguire una simulazione con delle variabili che si evolvono nel tempo. Nello specifico fa sì che il calore da fornire q calcolato dallo script MATLAB ad una certa iterazione sia assegnato ad una variabile diversa da quella

dell'iterazione precedente. Se non ci fosse la simulazione non andrebbe a buon fine perché TRNSYS si troverebbe ad assegnare alla stessa variabile due valori calcolati per iterazioni diverse.

- Il blocco Type14i: è quello che permette al programma di distinguere fra ore notturne e diurne e quindi di differenziare il setpoint del termostato a seconda dell'ora.

Il flusso delle variabili principali attraverso i blocchi è il seguente:

- L'edificio parte alla prima iterazione con l'impianto spento, una sollecitazione esterna data dalla temperatura dell'aria e dalla radiazione solare e una interna data dai carichi interni.
- La temperatura operativa interna si modifica in funzione di queste sollecitazioni e delle dispersioni attraverso l'involucro, e il suo valore viene mandato in ingresso al blocco Matlab in modo da valutare se sia necessaria l'accensione della pompa di calore.
- Il blocco Type155 compie una serie di operazioni: inizia confrontando il valore della temperatura operativa che ha in ingresso con la temperatura di setpoint che varia da 18 °C a 20 °C a seconda dell'ora della giornata in cui stiamo simulando.
- Se la temperatura operativa è minore del setpoint meno un piccolo ΔT si accende la caldaia e genera in uscita il valore del calore da fornire all'edificio in funzione della temperatura esterna che era anch'essa fra gli ingressi, e calcolata inserendo nello script un andamento ipotizzato per la curva climatica.
- L'energia termica generata va in ingresso all'edificio che eseguirà il bilancio all'iterazione successiva con le sollecitazioni interne ed esterne dell'ora dopo e genererà la temperatura operativa successiva, ripetendo il ciclo.

Nell'eseguire la simulazione, come in quelle precedenti, si è fatto attenzione a far precedere il periodo di misura vero e proprio con un intervallo di tempo, qui pari a 10 giorni, di modo che le variabili andassero a regime dai loro valori iniziali.

A differenza delle precedenti simulazioni invece non si è più usato un time step di un'ora altrimenti avremmo avuto una situazione, piuttosto irrealistica, per cui se la temperatura fosse scesa troppo la correzione della PdC sarebbe arrivata con un'ora di ritardo, causando sicuramente discomfort. Per questo si è ricorsi ad un time step molto più piccolo, di 5 minuti soltanto, che invece dovrebbe simulare bene il ritardo con cui il sistema di generazione reagisce all'abbassamento della temperatura a causa del tempo che l'acqua ci mette a raggiungere tutti i terminali d'impianto.

Nel blocco dei risultati viene visualizzato l'andamento della temperatura operativa o direttamente un parametro che confrontando la temperatura operativa con il setpoint mi segna la presenza di un'ora di discomfort assumendo il valore 1, altrimenti rimane costante a 0; a questo punto basterà contare le ore di discomfort dopo aver esportato i risultati in Excel facendo la sommatoria del parametro di controllo lungo tutta la simulazione.

Controllando il valore delle ore annue fuori comfort decido se e come cambiare la curva climatica fino a raggiungerne una che soddisfa al limite il requisito imposto.

Nell'appendice B alla fine dell'elaborato è riportato lo script MATLAB usato per ricavare la curva climatica sempre nel caso del condominio costruito negli anni '70, con commenti dettagliati su ogni operazione compiuta.

3.3.3 Criteri di scelta della curva

Meritano particolare attenzione alcune osservazioni fatte durante il procedimento iterativo di selezione della curva climatica che ci danno alcune informazioni interessanti su quali fra i parametri che ne determinano la forma rivestono maggiore importanza.

Prendiamo come esempio la curva climatica finale selezionata per il condominio costruito negli anni '70, in cui definiamo per semplicità:

- $T_{top} = 75 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- $T_{bottom} = 55 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- $T_{left} = 1 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- $T_{right} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
-

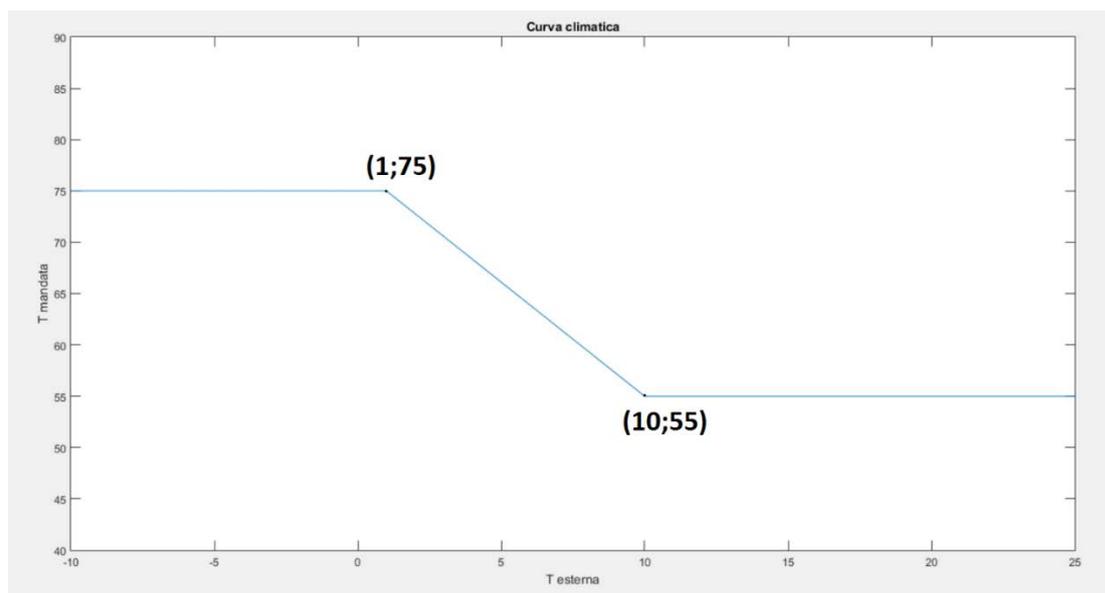


Fig. 3.6 Curva climatica ricavata per il condominio degli anni '70

Per i primi tentativi si è cercato di prendere dei parametri restrittivi, che generassero un alto numero di ore/anno di fuori comfort, quindi per esempio una T_{top} bassa ($T_{top}=70$) e una T_{left} bassa ($T_{top}=1$). Da questo punto di partenza si è cercato di migliorare la curva, aumentando la temperatura a cui è fornita l'acqua, agendo su 3 fronti:

- Alzando la T_{top}
- Alzando la T_{left}
- Alzando la T_{right}
- La T_{bottom} viene nella maggior parte dei casi lasciata inalterata in quanto è vincolata dalle esigenze di produzione di acqua calda sanitaria.

1) Alzare la T_{top} è l'azione che ha di gran lunga l'effetto maggiore sulla diminuzione delle ore/anno di fuori comfort, e quindi ha senso usare questa soluzione per avvicinarsi velocemente al valore limite di ore/anno fuori corso, ma senza superarlo. Per una regolazione più fine ci si può affidare alle due modifiche successive, altrimenti si rischia di ottenere delle temperature di mandata troppo alte rispetto a quelle minime necessarie. In quel modo i fabbisogni dell'edificio sarebbero sicuramente soddisfatti ma aumenterebbero anche i consumi oltre a quanto sarebbe strettamente necessario.

2) Il passo successivo è alzare la T_{left} , operazione che ha un certo impatto sul discomfort, ma minore del precedente. Questo parametro quindi può essere adeguatamente usato per una regolazione più fine, fino a raggiungere un valore di poco inferiore di quello limite scelto di 7 ore/anno di discomfort.

3) Alzare la T_{right} è un'operazione che in teoria si può pensare debba abbassare il discomfort al pari della seconda, ma in pratica non è così. Si è osservato infatti che spostare verso destra il secondo spigolo della climatica ha un effetto positivo praticamente nullo sul discomfort e accresce solo i consumi, mentre spostarlo verso sinistra fa aumentare il discomfort in maniera considerevole. Sembra esistere quindi un valore ottimale per quel punto, comune a tutti gli edifici, che è (10;55), in quanto le ascisse sono vincolate dalle considerazioni appena fatte, le ordinate dalla produzione di ACS. Tale punto infatti corrisponde al momento dell'anno in cui si ha una temperatura esterna tale da dover attaccare il riscaldamento e quindi ha senso che sia lo stesso per tutti gli edifici che si trovano nella stessa zona.

4) la T_{bottom} viene lasciata inalterata nella maggior parte dei casi, salvo che in certi edifici degli anni '90: in questi si riesce ad abbassare considerevolmente la T_{top} , fino a 60 °C e quindi se lasciassimo la T_{bottom} vincolata a 55 °C la regolazione avrebbe solo 5 °C di range. Per questo motivo la temperatura minima di mandata per la generazione di ACS viene abbassata a 50 °C, che è comunque un valore accettabile, a maggior ragione se si pensa che edifici più recenti avranno probabilmente scambiatori dedicati all'ACS migliori con un ΔT approach inferiore.

Il limite di 7 ore/anno è stato scelto in maniera arbitraria perché si è osservato che sforzarsi di portare il discomfort sotto questo valore comportava un aumento dei consumi relativamente molto maggiore che per cercare di portare il discomfort fino a tale valore. Essendo inoltre comunque un valore molto basso è sembrato ragionevole sceglierlo come valore limite.

Infine vale la pena chiedersi se usare una climatica di questo tipo per determinare l'azionamento della PdC in funzione della temperatura esterna sia sensato, cioè se sia una regolazione sufficientemente vicina a quella ottimale. Per verificarlo confrontiamo l'energia che deve essere fornita all'impianto con questo modello da noi costruito con quella invece calcolata dal software TRNSYS nella prima simulazione dai noi fatta, quella per il calcolo dei fabbisogni di energia.

A prima vista, prendendo ancora una volta ad esempio il condominio preso negli anni '70, sembrerebbe ci sia una notevole differenza fra i due valori del fabbisogno energetico annuo calcolati nei due modi diversi:

Tab. 3.1 *Confronto fra i consumi minimi da Trnsys e quelli dal modello della climatica*

	Simulazione TRNSYS [kWh]	Modello climatica [kWh]
Fabbisogno energetico annuo	118704,26	153704,62

Il consumo calcolato con la climatica ricavata è quasi il 30% maggiore di quello dalla simulazione TRNSYS.

Tuttavia si possono fare alcune osservazioni al riguardo:

- Nel modello derivato dalla climatica si suppone che quando la temperatura è maggiore di 10 °C la PdC fornisca comunque una certa quantità di calore ad una temperatura di 55 °C, maggiore di quella realmente necessaria, a causa delle esigenze imposte dalla produzione di ACS; Invece la simulazione di TRNSYS non ha questo problema in quanto, bypassando il calcolo della temperatura di mandata fornisce direttamente il calore esattamente necessario. Questo fatto però pesa nella differenza fra le due stime in maniera molto rilevante, essendo che nel modello della climatica il calore fornito per temperature esterne maggiore di 10 °C è il 17 % del totale. Il modello di TRNSYS in definitiva non tiene conto del fatto che anche quando il riscaldamento è spento la pompa di calore dovrà mantenere in temperatura i serbatoi dell'ACS.
- Il consumo annuale calcolato con TRNSYS fa riferimento alla stagione ufficiale di riscaldamento che va dal 15 ottobre al 15 aprile, mentre quello calcolato tramite la climatica non fa questa distinzione, tuttavia la discrepanza dovuta a ciò è molto piccola.
- La simulazione di TRNSYS calcola il fabbisogno ideale e nel farlo non tiene conto dell'inerzia termica dell'edificio, che invece gioca un ruolo fondamentale: infatti a causa di essa, anche nei periodi invernali il funzionamento del riscaldamento tende ad essere intermittente e la temperatura interna ad oscillare attorno al valore impostato del setpoint. Fra i due valori calcolati si interpone dunque un rendimento di regolazione, di cui la simulazione di TRNSYS non tiene conto perché suppone di avere una caldaia di potenza infinita che può adattarsi istantaneamente alle variazioni delle sollecitazioni esterne.
- Inoltre per evitare di avere un consistente numero di ore/annue fuori comfort, seppur di poco, a causa di queste oscillazioni, si è costretti ad alzare di due gradi il setpoint sulla temperatura dell'aria rispetto ai 20 °C che si dovrebbero tenere da norma e aumentando quindi i consumi.
- Infine risulta necessario eseguire una accensione preventiva della caldaia, cioè in pratica di prima mattina, prima che il livello minimo di comfort accettabile salga a 20 °C. Se non venisse fatto ciò la PdC inizierebbe a scaldare di più proprio nel momento in cui i 20° C inizierebbero ad essere richiesti, ma ovviamente non riuscirebbe a vincere in un istante l'inerzia termica dell'edificio e ad adeguare la sua temperatura, causando così un periodo di discomfort ricorrente. E' quindi necessario avere un periodo di preaccensione della PdC per tutti gli edifici in modo che l'ambiente interno abbia modo di andare in temperatura: per la maggior parte degli edifici quindi l'accensione della generazione è stata programmata dalle 6:30 alle

22:30, mentre la misurazione del comfort col setpoint alla temperatura “diurna” avviene dalle 8:00 alle 22:30. Si è visto inoltre che fra gli edifici che hanno una inerzia termica interna minore, cioè la villetta, nel caso in cui l’involucro è meno isolato, cioè quella costruita negli anni ’70, nemmeno questo accorgimento risulta sufficiente. Infatti l’elevato rapporto superficie/volume e l’alta trasmittanza rispetto agli altri casi fanno sì che il calore fornito all’edificio venga in parte disperso all’esterno ancora più velocemente e di conseguenza, solo in questo caso, è stato necessario anticipare l’accensione della PdC alle 2:00 della mattina, aumentando così ulteriormente i consumi rispetto al caso ideale

In virtù di queste molteplici differenze fra i modelli sembra giustificata anche la differenza fra i risultati del fabbisogno energetico annuo.

3.3.4 Risultati

I risultati di questa terza e ultima simulazione sono, ora per ora:

- La temperatura dell’aria interna della zona riscaldata [°C].
- La temperatura operativa interna della zona riscaldata [°C].
- La temperatura dell’aria esterna [°C].
- La temperatura di mandata all’impianto [°C].
- Il parametro di controllo del comfort [-].
- Il calore fornito all’edificio in [kJ/h], poi convertiti in [kW].

Da essi riesco a ottenere il numero di ore/anno fuori comfort e i valori di temperatura di mandata e calore fornito in funzione della temperatura esterna; saranno questi ultimi che mi serviranno più avanti per determinare il COP della pompa di calore nel funzionamento a carico parziale e, nell’immediato, per selezionare i componenti della PdC.

Anche se non sono esplicitamente espresse fra le variabili in uscita, fra i risultati di questa simulazione ci sono anche le curve climatiche, trovate per tentativi, ed espresse con le coordinate dei due spigoli che le caratterizzano a partire da sinistra, cioè: (T_{left};T_{top})(T_{right};T_{bottom}).

Tab. 3.2 Curve climatiche e ore fuori comfort ricavate

Edificio	1° punto	2° punto	Ore fuori comfort [h/y]
Condominio 70	(1;75)	(10;55)	6.17
Condominio 80	(-6;75)	(10;55)	3.58
Condominio 90	(-4;60)	(10;50)	4.92
Condominio 90 MT	(-5;60)	(10;50)	5.42
Casa a schiera 70	(1;75)	(10;55)	1.33
Casa a schiera 80	(-7;75)	(10;55)	3.83
Casa a schiera 90	(-7;65)	(10;55)	2.58
Casa a schiera 90 MT	(3;60)	(10;50)	6
Villetta 70	(-1;75)	(10;55)	5.67
Villetta 80	(-4;75)	(10;55)	2.42
Villetta 90	(-5;65)	(10;55)	5.5
Villetta 90 MT	(-1;60)	(10;50)	6.17

Capitolo 4: Dimensionamento e analisi delle pompe di calore

Finora abbiamo studiato gli edifici e i loro fabbisogni, abbiamo determinato i terminali d'impianto di cui sono dotati e i livelli di temperatura a cui andranno fatti operare, dunque non ci resta che analizzare finalmente la generazione di calore attraverso pompe di calore.

4.1 Generalità sulle pompe di calore

4.1.1 Ciclo termodinamico di base

In natura il calore si trasmette spontaneamente solo da un sistema a temperatura più alta ad uno a temperatura più alta; la pompa di calore è una macchina che permette di prelevare calore da un sistema a temperatura più bassa e di fornirlo ad un sistema a temperatura più alta attraverso una serie di processi termodinamici e con una spesa di energia che deve essere fornita.

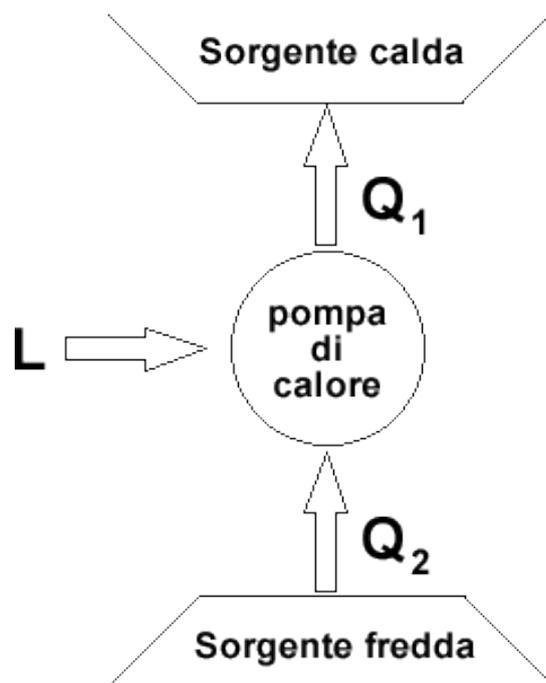


Fig. 4.1 schema di principio del funzionamento di una pompa di calore

Per una pompa di calore l'effetto utile, cioè quello desiderato consiste nell'apporto di calore alla sorgente calda, mentre per una macchina frigorifera l'effetto utile è la rimozione di calore dalla sorgente fredda, tuttavia il principio di funzionamento di entrambe le due macchine è uguale a quello esposto.

La tecnologia di pompe di calore commercialmente più diffusa è quella detta a compressione di vapore e si basa appunto sulla compressione di un vapore di un gas frigorifero con il seguente principio di funzionamento: il fluido frigorifero evapora in uno scambiatore detto evaporatore assorbendo calore dalla sorgente fredda a bassa temperatura, viene compresso da un compressore alimentato da un motore elettrico che ne aumenta temperatura e pressione, viene fatto condensare in uno scambiatore detto condensatore dove cede calore alla sorgente calda e infine passa per una valvola di laminazione che abbassa pressione e temperatura del fluido riportandolo alle condizioni di inizio ciclo [9].

Vediamo ora in dettaglio come avvengono queste trasformazioni a livello termodinamico:

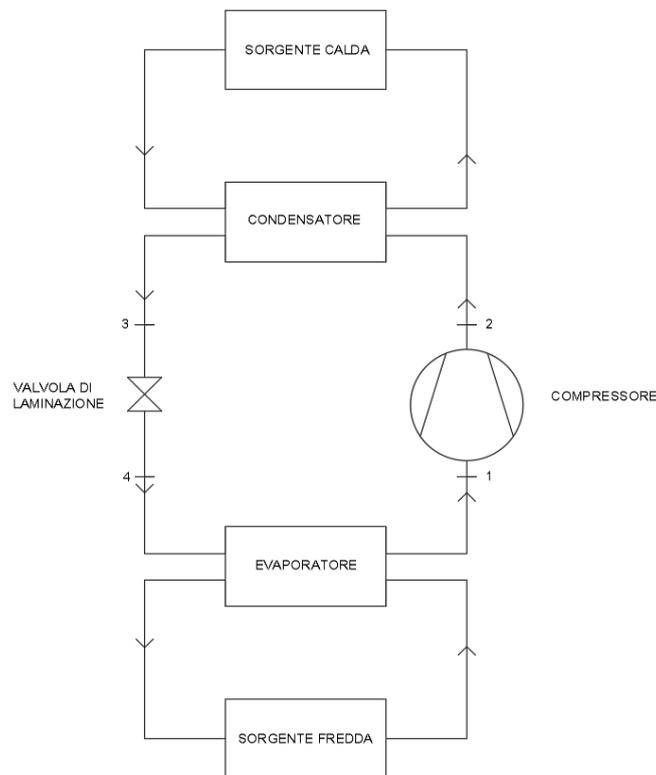


Fig. 4.2 Schema del circuito di base di una pompa di calore

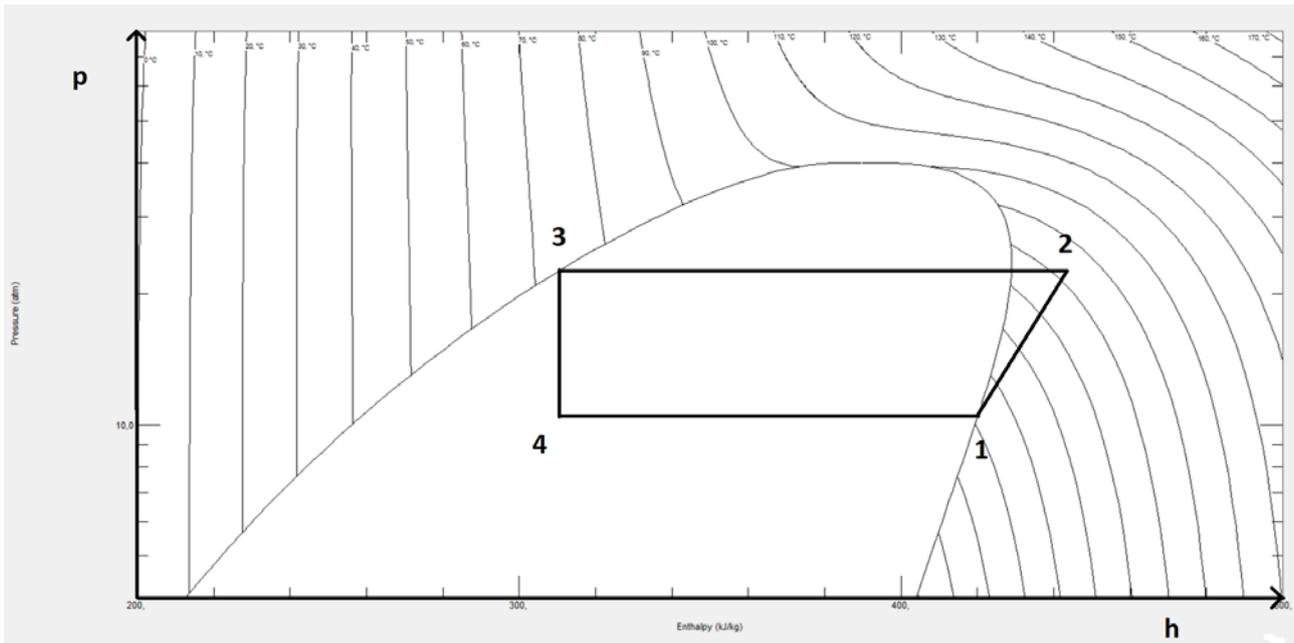


Fig. 4.3 Schema del ciclo termodinamico di base su cui opera una pompa di calore

- Trasformazione 1-2: il fluido si trova in 1 nello stato di vapore saturo secco e viene compresso fino a raggiungere lo stato di vapore surriscaldato in 2. L'aumento di pressione e temperatura è operato dal compressore con una trasformazione che solo idealmente è isoentropica, mentre in realtà comporta un aumento dell'entropia e delle irreversibilità. Il lavoro meccanico fornito per unità di massa del refrigerante è

$$|L_{compressore}| = h_2 - h_1$$

- Trasformazione 2-3: il fluido entra nel condensatore e subisce un desurriscaldamento e una condensazione, cedendo calore alla sorgente calda e portandosi allo stato di liquido saturo in 3. Questa trasformazione è idealmente un calo di entalpia isobaro, in realtà la pressione cala leggermente a causa delle perdite di carico. Il calore scambiato per unità di massa del refrigerante è

$$|Q_{condensatore}| = h_3 - h_2$$

- Trasformazione 3-4: il fluido attraversa la valvola di laminazione e subisce così un abbassamento di pressione e temperatura fino allo stato termodinamico 4. Questa trasformazione non dovrebbe essere caratterizzata da scambi di energia e dovrebbe quindi essere isoentalpica e comportare un aumento di entropia a causa delle perdite di carico.
- Trasformazione 4-1: il fluido entra attraverso infine l'evaporatore dove evapora assorbendo calore dalla sorgente fredda fino a riportarsi allo stato termodinamico 1 e chiudendo così il ciclo. Questa trasformazione è idealmente un aumento di entalpia isobaro, in realtà la pressione cala leggermente a causa delle perdite di carico. Il calore scambiato per unità di massa del refrigerante è

$$Q_{evaporatore} = h_4 - h_1$$

Quello appena esaminato era il ciclo base di una pompa di calore, invece quello che intendiamo sviluppare è comunque molto semplice ma ha apportata qualche miglioria.

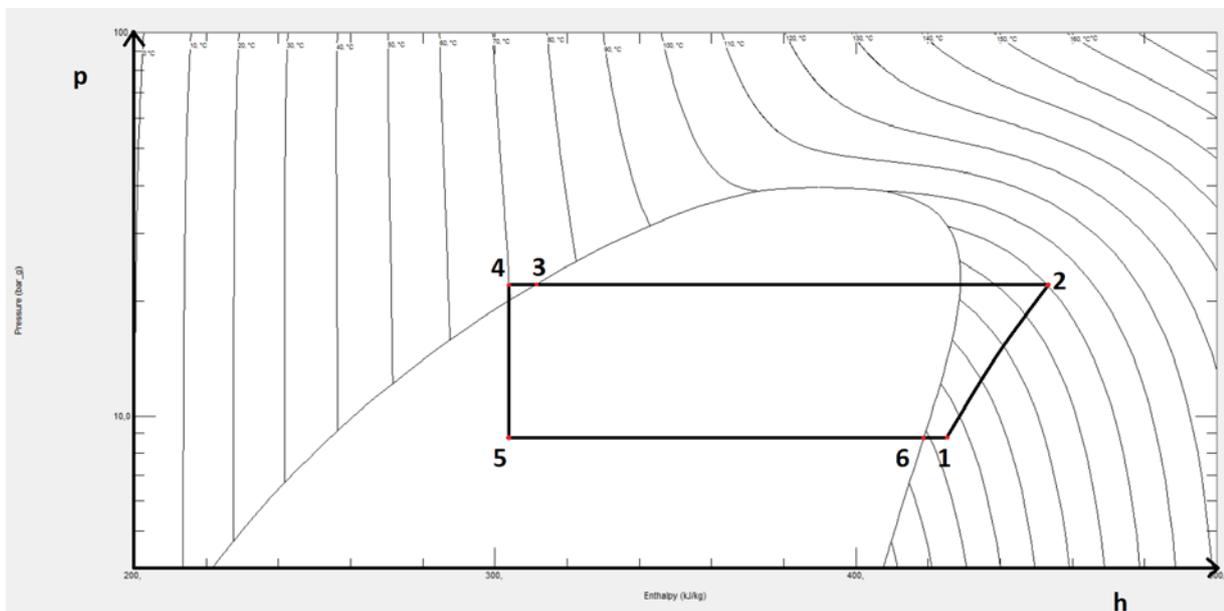


Fig. 4.4 Schema del ciclo termodinamico con sottoraffreddamento e surriscaldamento

- Nel tratto 6-1 per esempio avviene un surriscaldamento del vapore saturo che permette di aumentare la potenza frigorifera assorbita e favorisce il funzionamento del compressore. Il compressore infatti è una macchina che in ingresso non dovrebbe avere liquido, ma potrebbe capitare che alla fine dell'evaporatore il punto 6 non abbia ancora raggiunto la curva del vapore saturo e il titolo di vapore sia inferiore a 1. Per evitare l'ingresso di goccioline di fluido incompressibile nel compressore che potrebbero pregiudicarne il funzionamento o comunque ridurne la vita utile, si aggiunge un surriscaldamento, nell'ordine dei 5 o 10 °C, in modo da essere sicuri di trovare in aspirazione solo vapore surriscaldato. Questo surriscaldamento viene solitamente regolato e mantenuto con una valvola termostatica posta prima dell'evaporatore che regola la portata di refrigerante: in questo modo se il surriscaldamento è troppo basso la valvola chiude, la portata cala e quindi la sua temperatura tende ad aumentare, viceversa quando il surriscaldamento è troppo alto. Un'altra possibilità per garantire il corretto funzionamento del compressore sarebbe poi inserire un separatore di liquido prima dell'aspirazione. Con esso è possibile limitare il surriscaldamento e impedire comunque l'eccessivo passaggio di liquido anche nei casi più critici come le partenze, quando l'improvvisa depressione esercitata dal compressore sul circuito di aspirazione potrebbe causare un risucchio dal condensatore.
- Nel tratto 3-4 avviene invece un sottoraffreddamento del liquido saturo, che estende la potenza termica della macchina e garantisce che alla valvola di laminazione arrivi solamente liquido e non vapore, preservandone il buon funzionamento.

4.1.2 Indici di prestazione

Definite le caratteristiche generali di funzionamento delle pompe di calore cerchiamo ora uno o più parametri che siano funzionali per valutarne le prestazioni e operare confronti fra diverse pompe. Dal primo principio della termodinamica applicato alla PdC possiamo ricavare

$$q_{evaporatore} + P_{compressore} = q_{condensatore}$$

Dove $q_{evaporatore}$ e $q_{condensatore}$ sono le potenze scambiate all'evaporatore ed al condensatore e $P_{compressore}$ è la potenza meccanica fornita in ingresso al compressore.

L'efficienza della macchina è definita con un rapporto che al numeratore ha l'effetto utile desiderato e al denominatore la spesa che è stata necessaria per ottenerlo ed è quindi diverso a seconda di cosa si consideri come effetto utile della macchina. Nel nostro caso noi consideriamo solo il funzionamento come pompa di calore, visto che, come abbiamo già osservato, i tipi di terminali d'impianto che abbiamo considerato mal si prestano alla produzione di freddo e quindi una inversione del ciclo in modalità "cooling" non è attuabile.

Nel funzionamento in pompa di calore dunque l'indice di prestazione usato è il COP (Coefficient of Performance)

$$COP = \frac{q_{condensatore}}{P_{compressore}} = \frac{q_{condensatore}}{q_{condensatore} - q_{evaporatore}}$$

Mentre nel funzionamento come macchina frigorifera esso prende il nome di EER (Energy Efficiency Ratio)

$$EER = \frac{q_{evaporatore}}{P_{compressore}} = \frac{q_{evaporatore}}{q_{condensatore} - q_{evaporatore}}$$

Questi indici dipendono da molti fattori e dalle molte scelte costruttive che si possono compiere in fase di progettazione, tuttavia è utile considerare come riferimento il valore limite massimo che possono assumere per una data applicazione in una condizione ideale, valore che dipende dalle temperature delle due sorgenti. Questi parametri ideali sono anche detti di Carnot e sono espressi da

$$COP_{carnot} = \frac{T_1}{T_1 - T_0}$$

$$EER_{carnot} = \frac{T_0}{T_1 - T_0}$$

Dove T_1 è la temperatura della sorgente calda e T_0 è la temperatura della sorgente fredda, entrambe espresse in Kelvin.

Da questi parametri ne derivano altri due, detti SCOP (Seasonal Coefficient of Performance) e SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio) che risultano utili per confrontare le prestazioni di diverse pompe nell'intero arco di un anno. Dalle formule sopra riportate si vede infatti che c'è una forte dipendenza del COP dalle temperature delle sorgenti, le quali possono variare durante l'anno per esempio con la temperatura esterna o con il livello di temperatura richiesto all'acqua in entrata nell'impianto. Se non si considera questo parametro si rischia di valutare la bontà della PdC solo per il carico nominale e non invece ai carichi parziali che sono invece molto rilevanti in percentuale sul tempo di funzionamento totale. Essi da definizione sono stati calcolati come:

$$SCOP = \frac{\text{energia totale fornita alla sorgente calda in un anno}}{\text{energia totale assorbita dalla PdC}}$$

$$SEER = \frac{\text{energia totale estratta dalla sorgente fredda in un anno}}{\text{energia totale assorbita dalla PdC}}$$

4.1.3 Confronto con le pompe di calore aria-acqua

L'influenza che le temperature hanno sui coefficienti di prestazione vale sia per quelli ideali che per quelli reali e quindi da ciò si può capire come convenga avere una sorgente fredda a più alta temperatura possibile e una sorgente calda a più bassa temperatura possibile. Si intuisce quindi come le pompe di calore che ci proponiamo di studiare siano particolarmente vantaggiose perché come sorgente fredda usano i reflui delle acque termali a una temperatura media di 40,8 °C; le pompe tradizionali aria-acqua invece usano come sorgente fredda l'aria ambiente che ha una temperatura media di certo inferiore a quella delle acque termali e ha anche una grande variabilità nel corso dell'anno.

Quindi delle pompe che sfruttassero le acque reflue termali avrebbero un COP in media durante l'anno maggiore della soluzione aria-acqua, ma anche più costante; queste ultime infatti hanno un COP che cala con l'abbassarsi della temperatura esterna e sono quindi in grado di erogare una potenza sempre minore mano a mano che la T esterna cala e il fabbisogno termico dell'edificio invece cresce. Questo inconveniente può portare a sottodimensionare la pompa di calore rispetto alla potenza massima richiesta dall'edificio in inverno, per non avere in estate dei fattori di carico molto bassi e sfruttare poco la PdC, ma col risultato di dover integrare nel funzionamento invernale una caldaia tradizionale.

Per la nostra applicazione invece ciò non è stato necessario e si è deciso di dimensionare la pompa di calore per l'intero fabbisogno termico, sia perché grazie alla sorgente fredda a temperatura circa costante le condizioni di parzializzazione non si discostano molto da quelle di progetto e sia per cercare di sfruttare al massimo una risorsa come il calore di recupero dalle acque reflue.

4.2 Selezione componenti e modellizzazione

Nel capitolo precedente abbiamo determinato come effettuare la regolazione della PdC in funzione della temperatura esterna grazie all'uso della curva climatica. Una volta noto quindi il campo di funzionamento possiamo quindi definire le caratteristiche dei componenti della PdC, e selezionarli.

4.2.1 Selezione compressore

Partiamo selezionando il componente principale della PdC, cioè il compressore. Per fare ciò ci siamo avvalsi di un software di selezione fornito dall'azienda produttrice, cioè la Copeland, su cui è ricaduta la scelta iniziale in quanto forniscono compressori in grado di lavorare in un ampio range di temperature di evaporazione e condensazione. Nel nostro caso il limite principale era l'alta

temperatura di evaporazione dovuta all'uso, come sorgente fredda, di acqua termale ad una temperatura media di 40,8 °C. Per completezza sono comunque stati esaminati più avanti anche altri tipi di compressori di altre marche.

Per selezionare il compressore è necessario fare alcune scelte e fornire diversi parametri valevoli per le condizioni nominali:

- Il tipo di compressore: all'interno della gamma Copeland sono stati scelti i compressori scroll perché hanno dei modelli che meglio si prestano al range di temperature in cui si vuole andare ad operare, e anche per il minor costo rispetto a quelli a pistone.
- Il fluido refrigerante: si è deciso di adoperare come scelta iniziale l'R134a in quanto è un fluido commercialmente affermato nell'utilizzo delle pompe di calore e lavora a bassa pressione. Le ultime iterazioni della normativa sui gas refrigeranti prevedono che anch'esso come molti suoi predecessori dovrà essere gradualmente sostituito con delle alternative che presentino meno problemi per quanto riguarda l'effetto serra e il buco nell'ozono e per questo in seguito saranno considerate anche delle alternative.
- Alimentazione: il compressore viene alimentato da un motore elettrico funzionante alla tensione 380/420 V e con frequenza 50 Hz.
- Surriscaldamento all'aspirazione: è la differenza di temperatura tra il vapore in ingresso al compressore e quella relativa alle condizioni di vapore saturo alla pressione data, si usa per evitare che entri liquido nel compressore ed è stato impostato ad un valore standard di 5 K.
- Sottoraffreddamento: inteso come differenza di temperatura tra il liquido saturo alla fine della condensazione e quella in ingresso alla valvola di laminazione alla stessa pressione, serve ad assicurare il corretto funzionamento della valvola ed è stato impostato ad un valore standard di 4 K.
- Temperatura di evaporazione e temperatura di condensazione: il calcolo di questi due parametri è basato sui risultati del calcolo della curva climatica e su alcune considerazioni sullo sfruttamento della risorsa termale.

Per quanto riguarda la temperatura di evaporazione si parte esaminando i profili di temperatura dello scambiatore di disaccoppiamento

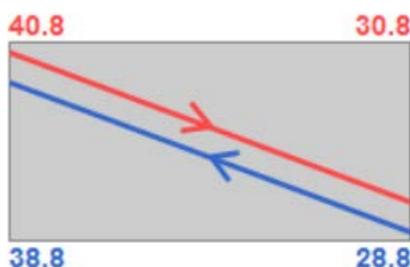


Fig. 4.5 *Profili termici dello scambiatore di disaccoppiamento*

L'acqua termale è resa disponibile ad una temperatura media di 40.8 °C e considerando un ΔT approach costante di 2 °C abbiamo che l'acqua uscirà da esso alla temperatura di 38.8 °C; il ΔT interno allo scambiatore di disaccoppiamento lato acqua è stato posto uguale a 10 °C e ciò vuol dire che l'acqua entrerà all'evaporatore della PdC in media a 28.8 °C. Scegliere un ΔT minore avrebbe permesso di ottenere una temperatura di evaporazione maggiore e quindi migliori efficienze, tuttavia allo stesso tempo questo avrebbe voluto dire sfruttare meno il calore immagazzinato nell'acqua termale. Oppure, essendo $q = \dot{m} * \Delta T$, a parità di calore estratto avere un basso ΔT avrebbe comportato avere una portata alta e quindi un'elevata potenza assorbita dalle pompe che spingono l'acqua nel circuito a forma di anello. Analizzare più in dettaglio la questione esulerebbe dagli scopi di questa trattazione, basti dire che per questo motivo, e anche considerando i valori medi dei ΔT usuali interni alle reti di teleriscaldamento, è stato deciso di mantenere un ΔT fra entrata e uscita di almeno 10°C in condizioni nominali.

Essendo quindi vincolati dalla temperatura di ingresso all'evaporatore lato acqua e supponendo un ΔT approach all'interno dell'evaporatore poco maggiore di 2 °C (e senza considerare le modifiche apportate ai profili dalle perdite di carico) otteniamo una temperatura di evaporazione nominale pari a 26 °C, valida per tutti gli edifici.

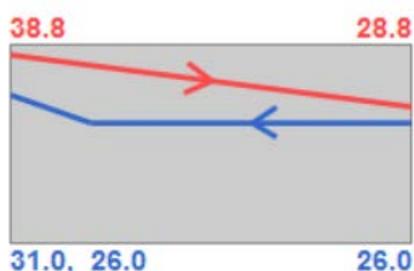


Fig. 4.6 Profili termici dell'evaporatore

La temperatura di condensazione invece è collegata ai fabbisogni termici degli edifici e per questo il suo valore, oltre che dalla temperatura esterna, dipende anche dai diversi scenari analizzati.

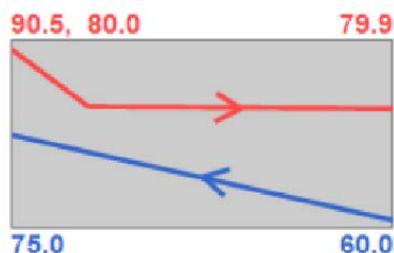
Innanzitutto possiamo osservare che vale la relazione

$$T_{cond} = T_{rs} + \Delta T_{approach}$$

con T_{cond} = temperatura di condensazione [°C];

T_{rs} = radiator supply temperature = temperatura di mandata nei radiatori [°C];

$\Delta T_{approach}$ = differenza minima di temperatura fra i due profili termici, che in questo caso per semplicità di calcolo è stata approssimata alla differenza fra T_{cond} e T_{rs} . In condizioni nominali viene supposta uguale a 5 °C;


Fig. 4.7 Profili termici del condensatore

Per cui la ricerca della temperatura di condensazione per cui dimensionare la macchina si riduce a quella della massima temperatura di mandata ai radiatori che è necessario fornire, che è stata ricavata nella simulazione precedente e che per esempio nel caso del condominio degli anni '70 vale 75°C. Quindi la temperatura di condensazione è stata scelta supponendo un ΔT approach nominale interno al condensatore sempre di 5 °C e risulta:

Tab. 4.1 Massime temperature di mandata e condensazione

Edificio	T mandata	ΔT approach	T condensazione	T evaporazione
Condominio 70	75	5	80	26
Condominio 80	75	5	80	26
Condominio 90	60	5	65	26
Condominio 90 MT	60	5	65	26
Casa a schiera 70	75	5	80	26
Casa a schiera 80	75	5	80	26
Casa a schiera 90	65	5	70	26
Casa a schiera 90 MT	60	5	65	26
Villetta 70	75	5	80	26
Villetta 80	75	5	80	26
Villetta 90	65	5	70	26
Villetta 90 MT	60	5	65	26

A partire da questi dati sono stati selezionati i seguenti compressori in modo che la potenza termica prodotta al condensatore nelle condizioni nominali fosse appena maggiore di quella da fornire. Per evitare eccessivi sovradimensionamenti legati alla presenza di un piccolo numero di taglie disponibile, si è optato in certi casi di mettere 2 compressori in parallelo. Questa soluzione potrebbe presentare degli svantaggi in termini di costi d'investimento, ma, come vedremo più avanti, è preferibile per quanto riguarda la regolazione.

Tab. 4.2 Tipo e numero di condensatori scelti

Edificio	Compressore	Numero compressori
Condominio 70	ZH64KCE-TFD	2
Condominio 80	ZH50KCE-TFD	2
Condominio 90	ZH64KCE-TFD	1
Condominio 90 MT	ZH64KCE-TFD	1
Casa a schiera 70	ZH64KCE-TFD	2
Casa a schiera 80	ZH50KCE-TFD	2
Casa a schiera 90	ZH64KCE-TFD	1
Casa a schiera 90 MT	ZH64KCE-TFD	1
Villetta 70	ZH75KCE-TFD	1
Villetta 80	ZH64KCE-TFD	1
Villetta 90	ZH40KCE-TFD	1
Villetta 90 MT	ZH40KCE-TFD	1

Versione 7.11 / 42163 (06/15) Unità di Misura: S.I. i dati sono soggetti a modifiche

Fig. 4.8 esempio di selezione del compressore attraverso il software Copeland

4.2.2 Modellizzazione compressore

Le prestazioni del compressore a carico nominale sono evidenziate dal programma di selezione e, per il caso del condominio degli anni '70 risultano

Tab. 4.3 Parametri a carico nominale del compressore selezionato per il condominio anni '70

Modello compressore	Numero compressori	Capacità termica	Potenza assorbita
ZH64KCE-TFD	2 [-]	48.50 [kW]	11.50 [kW]
COP	Capacità frigorifera	Flusso di massa	Corrente e tensione
4.22 [-]	37.6 [kW]	0.325 [kg/s]	4000 [V] e 20.49 [A]

Per determinare le prestazioni a carico parziale bisogna invece ricorrere a delle curve polinomiali: esse sono delle funzioni caratteristiche di ciascun modello che legano alcune importanti grandezze del compressore, cioè potenza frigorifera, potenza assorbita, flusso di massa, e corrente assorbita ai principali parametri da cui essi dipendono, cioè temperatura di evaporazione e condensazione, tensione di alimentazione, sottoraffreddamento e surriscaldamento all'aspirazione. Queste funzioni vengono fornite sempre dal programma di selezione, e sono espresse con una serie di coefficienti tabulati, di seguito riportati per il compressore ZH64KCE-TFD

Tab. 4.4 coefficienti delle curve polinomiali del compressore ZH64KCE-TFD

Grandezze ricavabili	C0	C1	C2	C3
Capacità frigorifera [kW]	2.77E+01	1.10E+00	-4.03E-02	1.97E-02
Potenza assorbita [kW]	2.78E+00	1.14E-02	5.51E-02	9.10E-04
Corrente assorbita [A]	9.62E+00	4.72E-02	1.60E-01	3.77E-03
Portata di massa [g/s]	1.32E+02	5.18E+00	7.09E-01	6.99E-02

C4	C5	C6	C7	C8	C9
-4.16E-03	-2.97E-03	1.57E-04	-1.74E-04	-1.66E-05	5.94E-06
3.76E-04	-2.03E-04	7.58E-06	-1.24E-05	-7.77E-06	1.50E-05
-2.17E-03	-2.68E-03	2.77E-05	-7.44E-05	2.78E-05	3.40E-05
-7.78E-03	-7.36E-03	8.26E-04	-2.39E-04	3.08E-04	-8.24E-05

Da questi si possono ricavare le grandezze cercate usando

$$X = C0 + C1*S + C2*D + C3*S^2 + C4*S*D + C5*D^2 + C6*S^3 + C7*D*S^2 + C8*S*D^2 + C9*D^3$$

dove

X può essere capacità frigorifera [kW], potenza assorbita [kW], corrente [A] e flusso massico [g/s]

S è la temperatura di evaporazione [°C]

D è la temperatura di condensazione [°C]

4.2.3 Selezione scambiatori

I successivi componenti da selezionare sono gli scambiatori e la scelta è ricaduta su quelli della Alfa Laval. Anche in questo caso ci si è dotati di un programma di selezione fornito dalla casa produttrice stessa, in cui basta immettere una serie di dati per ottenere un elenco di scambiatori già dimensionati con il numero corretto di piastre e che si avvicinano in ordine decrescente a soddisfare le condizioni imposte.

Per ognuno dei 12 scenari analizzati gli scambiatori da scegliere sono 3, cioè l'evaporatore, il condensatore e lo scambiatore di disaccoppiamento fra acqua e fanghi.

I dati da inserire sono:

- Potenza da scambiare: la potenza da inserire corrisponde alla capacità termica della pompa di calore per il condensatore, a quella frigorifera per evaporatore e scambiatore di disaccoppiamento.

- Fluidi usati: i fluidi selezionati inizialmente sono acqua e R134a; in mancanza di informazioni migliori sulle caratteristiche dei fanghi anche il loro comportamento è stato approssimato a quello dell'acqua.
- Un coefficiente di sicurezza: esso esprime percentualmente di quanto debba essere sovradimensionato lo scambiatore rispetto ai bisogni in modo da garantirsi un certo margine.
- I profili termici: sono quelli nominali già descritti e usati per trovare le temperature di condensazione ed evaporazione con cui abbiamo dimensionato il compressore. Essi sono comunque sotto riportati per chiarezza insieme ai parametri inseriti per i tre scambiatori nel caso di condominio degli anni 70.

Per il condensatore:

Tab. 4.5 Dati immessi per la selezione di un condensatore

Lato refrigerante		Lato acqua	
Potenza scambiata [kW]	90.40	Potenza scambiata [kW]	90.40
T ingresso gas [°C]	90.5	T ingresso acqua [°C]	60
T condensazione [°C]	80.0	T uscita acqua [°C]	75
T uscita condensatore [°C]	80.0		
Titolo in uscita [-]	0		
Pressione in ingresso [bar]	26.32		
Pressione in uscita [bar]	26.30		
Massima caduta di p [kPa]	/	Massima caduta di p [kPa]	/
Fluido	R134a	Fluido	Acqua

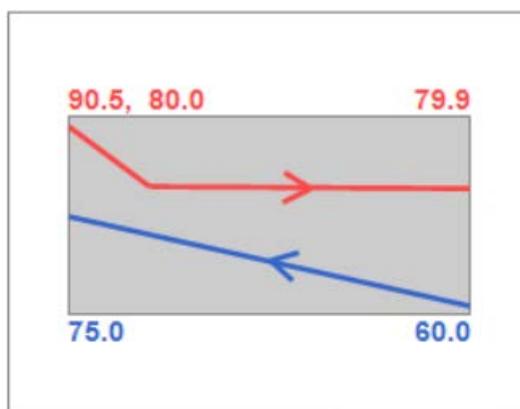


Fig. 4.9 Profili termici del condensatore selezionato per il condominio anni '70

Per l'evaporatore:

Tab. 4.6 Dati immessi per la selezione di un evaporatore

Lato refrigerante		Lato acqua	
Potenza scambiata [kW]	65.00	Potenza scambiata [kW]	65.00
ΔT sottoraffreddamento [K]	4	T ingresso acqua [°C]	38.8
T condensazione [°C]	80	T uscita acqua [°C]	28.8
T evaporazione [°C]	26		
ΔT surriscaldamento [K]	5		
Pressione in uscita [bar]	6.835	Portata [kg/h]	5600
Portata [kg/h]	2330		
Massima caduta di p [kPa]	/	Massima caduta di p [kPa]	/
Fluido	R134a	Fluido	Acqua

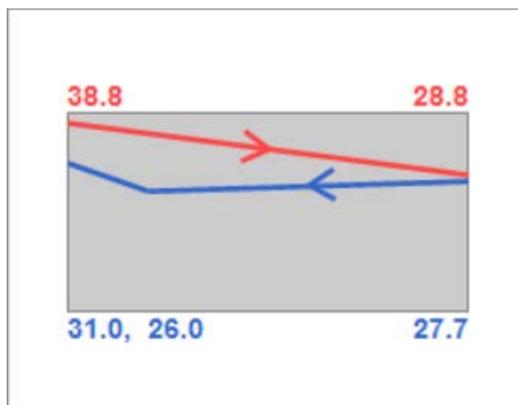


Fig. 4.10 profili termici dell'evaporatore selezionato per il condominio anni '70

Per lo scambiatore di disaccoppiamento:

Tab. 4.7 Dati immessi per la selezione di uno scambiatore di disaccoppiamento

Lato acque reflue		Lato acqua circuito anello	
Potenza scambiata [kW]	65.00	Potenza scambiata [kW]	65.00
T ingresso acqua [°C]	40.8	T ingresso acqua [°C]	28.8
T uscita acqua [°C]	30.8	T uscita acqua [°C]	38.8
Portata [kg/h]	5600	Portata [kg/h]	5600
Massima caduta di p [kPa]	/	Massima caduta di p [kPa]	/
Fluido	Acqua	Fluido	Acqua

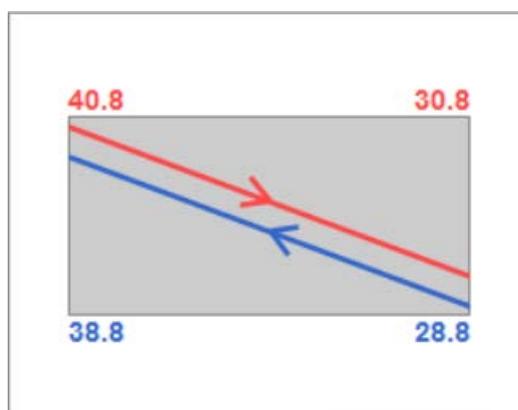


Fig. 4.11 profili termici dello scambiatore di disaccoppiamento selezionato per il condominio anni '70

Con questi dati il programma fa un primo calcolo di portate e perdite di carico e genera un elenco di scambiatori consigliati. Si può scegliere fra essi avendo cura di selezionarne uno con un sovradimensionamento prossimo a quello desiderato, ma anche con le perdite di carico più piccole possibile. Fatto ciò si passa alla configurazione meccanica dello scambiatore, dove è possibile modificare tipo e numero di piastre, le zone in cui passeranno i due fluidi e anche tipo e grandezza degli attacchi con cui lo scambiatore è collegato ai circuiti. A questo punto il programma ricalcola le perdite di carico corrette e modifica leggermente di conseguenza anche i profili termici.

Di seguito vengono riportati i 3 scambiatori selezionati nel caso del condominio degli anni '70 e le perdite di carico calcolate.

Tab. 4.8 Modelli e perdite di carico negli scambiatori selezionati per il condominio anni '70

Scambiatore	Modello	Perdite di carico lato acqua [kPa]	Perdite di carico lato refrigerante/reflui [kPa]
Condensatore	ACH-230DQ-86H-F	2.88	2.757
Evaporatore	ACH-230DQ-62H-F	6.359	489.6
Scambiatore di disaccoppiamento	CB110-196H	0.8192	0.8986

Le portate dei vari circuiti invece sono risultate:

Tab. 4.9 Portate nei circuiti del condominio anni '70

	circuito pompa di calore	impianto domestico	circuito ad anello	circuito acque reflue
Portata di massa [kg/h]	2330	5194	5600	5600

4.2.4 Modellizzazione scambiatori

Il comportamento degli scambiatori è stato modellizzato operando una semplificazione e ritenendo lineare l'andamento della retta che esprime il delta T approach rispetto alla potenza scambiata.

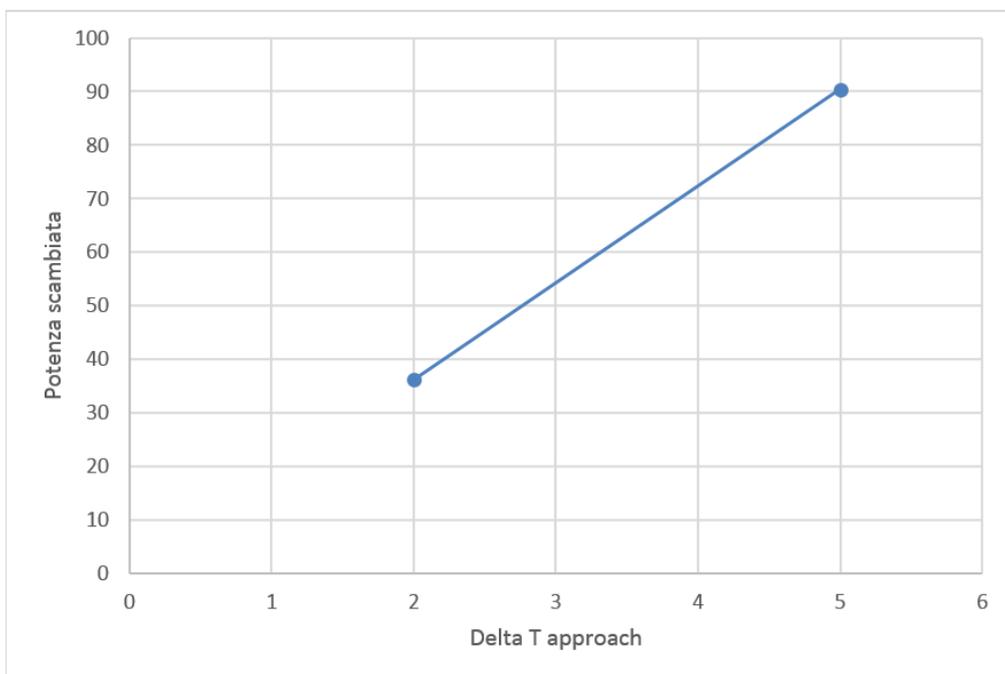


Fig. 4.12 Andamento ipotizzato della potenza scambiata nello scambiatore con il delta T approach fra i suoi profili termici

Questa semplificazione si basa sull'equazione dello scambio termico fra i due fluidi di uno scambiatore

$$q = K * A * \Delta T_{ml}$$

dove

K è il coefficiente di scambio termico globale dello scambiatore [W/(m²K)];

A è la superficie di scambio dello stesso [m²];

ΔT_{ml} è la differenza di temperatura media logaritmica = $\frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$ [K] e dove a sua volta i ΔT_1

[K] e ΔT_2 [K] sono le differenze di temperatura agli estremi dei profili termici;

e dove ΔT_{ml} viene approssimato con $\Delta T_{approach}$.

Il $\Delta T_{approach}$ corrisponde alla minima differenza fra i profili termici, cioè:

- Nel caso del condensatore viene approssimato alla differenza fra la T di condensazione e la temperatura di uscita del fluido freddo;
- Nel caso dell'evaporatore è la differenza fra temperatura di uscita del fluido caldo e quella di evaporazione;
- Nel caso dello scambiatore di disaccoppiamento è la differenza fra i due profili termici paralleli nel caso.

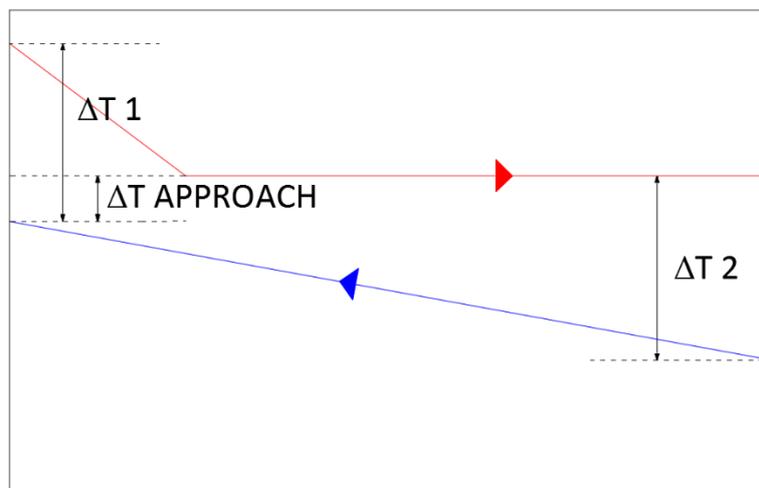


Fig. 4.13 Differenza fra delta T approach (approssimato) e delta T medio logaritmico

Ma essendo K e A parametri caratteristici di scambiatore e fluido, e costanti, si ha che q e $\Delta T_{approach}$ diventano direttamente proporzionali, da cui la retta che esprime la loro dipendenza.

Osserviamo però per completezza che nel caso dei profili rappresentati in figura anche calcolare il calore scambiato con il ΔT_{ml} rappresenterebbe un'approssimazione in quanto si assumerebbe che lo scambiatore mantenga lo stesso coefficiente K lungo la sua lunghezza, ma non è così infatti vi sono K diversi per lo scambio termico latente e sensibile.

I parametri $K * A$ sono calcolati dai risultati del software di selezione per i 3 scambiatori in condizioni nominali come $K * A = \frac{q_{nom}}{\Delta T_{approach,nom}}$ e risultano:

Tab. 4.10 parametri caratteristici degli scambiatori selezionati per il condominio anni '70

scambiatori	q_{nom} [kW]	$\Delta T_{approach,nom}$ [K]	$K * A$ [kW/K]
di disaccoppiamento	65	2	32.50
evaporatore	65	1.1	59.09
condensatore	90.4	5	18.08

4.2.5 Modellizzazione sistema di regolazione

Sono stati ipotizzati due sistemi di regolazione del compressore ai carichi parziali, cioè:

- 1) parzializzazione con inverter;
- 2) regolazione ON/OFF;

1) con inverter si intende un gruppo raddrizzatore-invertitore alimentato a corrente alternata ed utilizzato per variare la tensione e la frequenza della corrente in uscita. Esso può essere usato per regolare la frequenza e quindi la velocità di rotazione del compressore della PdC, in questo modo è possibile parzializzare la potenza fornita con grande precisione, seguendo perfettamente le richieste dell'utenza. La regolazione con inverter quindi consente di ottenere dei migliori COP ai carichi parziali, ma penalizza leggermente la macchina ai massimi carichi in quanto introduce delle perdite aggiuntive che fanno aumentare la potenza assorbita dal compressore.

L'effetto dell'inverter sul nostro modello quindi è duplice:

- Ci permette di definire un fattore di carico f_{carico} che in ogni istante modula la capacità termica al condensatore in modo che coincida con il carico richiesto dall'utenza, purché esso sia compreso nei limiti di parzializzazione dell'inverter. Questi limiti sono espressi sulla frequenza con cui viene fatto girare il compressore, che può andare solitamente fra i 15 ed i 50 Hz, ed essendo 50 Hz la frequenza nominale del compressore si ha che il carico può variare fra il $\frac{15}{50} = 30\%$ e il $\frac{50}{50} = 100\%$. All'interno di queste percentuali di carico avremo $P_{utenza} = P_{cond} * f_{carico}$.
- Introduce un rendimento proprio dell'inverter $\eta_{inverter}$ che aumenta la potenza assorbita dal compressore, per cui $P_{el} = P_{ass}/\eta_{inverter}$. È importante specificare che nei casi in cui siano stati selezionati due compressori in parallelo l'inverter sarà montato solo su uno di essi, e sarà quello che compirà la regolazione. Partendo dal carico massimo, in cui saranno entrambi accesi, il compressore modulato abbasserà la sua frequenza fino al minimo per poi spegnersi, mentre l'altro sarà ancora al 100%; se si arriva sotto alla metà del carico nominale il secondo compressore si spegne e quello sotto inverter riprende a funzionare dal massimo fino al minimo. Da misurazioni fatte su alcuni inverter disponibili in azienda si sono ricavati i rendimenti dell'apparato per alcuni valori di frequenza e si sono interpolati quelli intermedi con una funzione lineare (vedi Fig. 4.11).

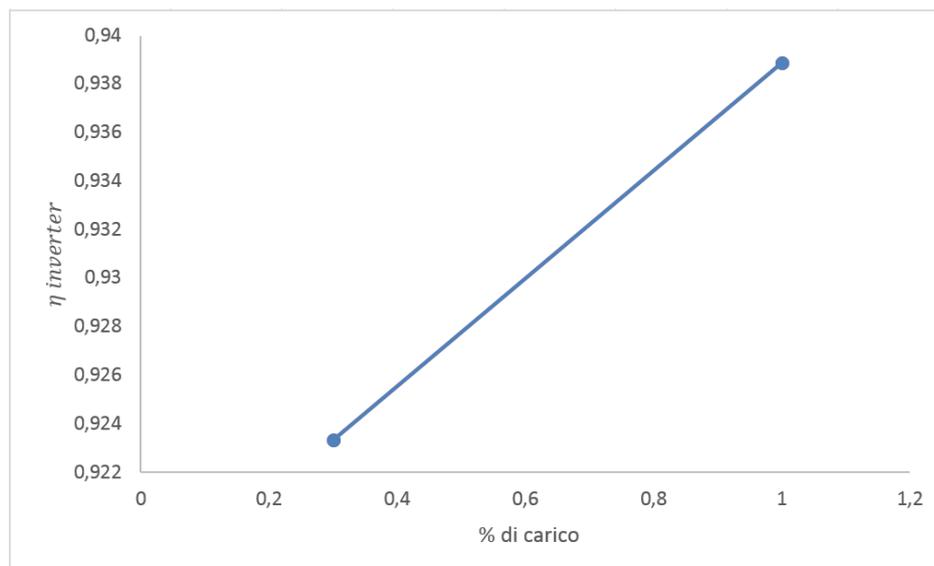


Fig. 4.14 Andamento del rendimento dell'inverter al variare del carico

Alcuni valori del rendimento in funzione del carico sono:

frequenza	15 Hz	30 Hz	50 Hz	120 Hz
% carico	30 %	60 %	100 %	240 %
$\eta_{inverter}$	92.333 %	93 %	0.938 %	97 %

Tab. 4.11 Parametri descrittivi di alcuni punti di lavoro dell'inverter

Fra questi sono stati usati però solo quelli che vanno da 15 a 50 Hz.

- 2) In mancanza dell'inverter il compressore può assumere solo gli stati acceso/spento e quindi quando è acceso può funzionare solo alla potenza massima. Ciò significa che la potenza prodotta non potrà essere modulato per adattarsi al carico richiesto dall'utenza, ma bisognerà procedere in altra maniera.

Se per esempio l'edificio richiedesse 60 kWh in un periodo di un ora, ma il compressore al carico nominale ne potesse erogare solo 80 kWh esso per fornire la corretta quantità di energia dovrà essere spento prima dello scadere dell'ora; essendo $\frac{60}{80} = \frac{3}{4}$ il compressore dovrà erogare una potenza di 80 kW per $1 \text{ ora} * \frac{3}{4} = 45 \text{ minuti}$.

Questa soluzione presenta dei vantaggi per il COP al carico nominale in quanto si evita di introdurre il rendimento dell'inverter, ma degli svantaggi ai carichi parziali, in quanto la PdC funziona ad una potenza maggiore di quella necessaria; inoltre un'eccessiva frequenza nei cicli di attacco e stacco va evitata perché può compromettere l'affidabilità e l'aspettativa di vita della macchina.

4.2.6 Modellizzazione pompe di circolazione

Nella rete semplificata da noi considerata sono presenti 3 pompe di circolazione (vedi Fig. 4.2):

- 1 nell'impianto domestico a valle del condensatore;
- 1 nel circuito delle acque termale reflue;
- 1 nel circuito ad anello che collega acque reflue ed evaporatore della PdC.

Per dimensionarle si è presa come riferimento la normativa UNI EN 14511-3 del 2011 [11] e si è automatizzato il procedimento per ricavare la potenza assorbita con un foglio Excel.

La normativa prevede i seguenti passaggi:

- Calcolo delle perdite di carico che devono essere vinte dalla pompa Δp espresse in [Pa].

Per trovarle sono state fatte 3 diverse stime sui 3 circuiti che devono essere alimentati:

- 1) Il circuito delle acque reflue, come del resto anche gli altri che stiamo considerando, non ha una lunghezza o materiali determinati, e inoltre non si conoscono nemmeno le caratteristiche termofluidodinamiche dell'acqua termale che vi transita. Per questo nel calcolo delle perdite di carico che devono essere vinta dalla pompa associata sono state considerate solo quelle localizzate associate allo scambiatore di disaccoppiamento lato acque reflue e sono state ricavate dal programma di selezione degli scambiatori.
 - 2) Analogamente per il circuito ad anello intermedio in cui il fluido termovettore è invece acqua, sono state considerate le perdite localizzate sviluppate nello scambiatore di disaccoppiamento lato acqua e nell'evaporatore della PdC lato acqua.
 - 3) Infine per il circuito domestico, quello interno all'edificio, sono state considerate le perdite localizzate del condensatore della PdC lato acqua a cui è stata aggiunta, per stimare le perdite distribuite interne all'impianto, una prevalenza pari a 6 m di colonna d'acqua.
- Calcolo della potenza idraulica della pompa con

$$P_{idraulica} = q * \Delta p \text{ [W]}$$

dove

q è la portata volumetrica del flusso spinto dalla pompa in questione in [m³/s]; anch'essa è stata ricavata a partire dalla portata di massa fornita dal programma di selezione degli scambiatori, dividendo per la densità dell'acqua;

Δp sono le perdite di carico del flusso in [Pa].

- Stima dell'efficienza della pompa, che viene fatta in funzione della potenza idraulica: se la potenza idraulica calcolata è < di 500 W, allora l'efficienza η si determina con

$$\eta = 0.0721 * (P_{idraulica})^{0.3183}$$

e invece la potenza idraulica calcolata è > di 500 W, allora l'efficienza η si determina con

$$\eta = 0.092 * \ln(P_{idraulica}) - 0.0403$$

I valori risultanti nel caso del condominio degli anni '70 sono:

Tab. 4.12 Parametri delle pompe di circolazione

	Pompa impianto domestico	Pompa circuito ad anello	Pompa circuito acque reflue
Portata volumetrica [m ³ /h]	5.194	5.6	5.6
Perdite di carico localizzate scambiatori [Pa]	2880	7178.2	898.6
Perdite di carico distribuite impianto [Pa]	58860	/	/
Perdite di carico totali [Pa]	61740	7178.2	898.6
Potenza idraulica pompa [W]	89.077	11.164	1.398
Efficienza pompa [-]	0.3010	0.1554	0.0802
Potenza elettrica pompa [W]	295.951	71.840	17.427

Vale la pena notare però che i valori risultanti delle potenze delle pompe non saranno molto precisi, in quanto non sono note le dimensioni del circuito ad anello né di quello delle acque reflue e quindi non si sono potute calcolare le relative perdite distribuite. Il fatto però che la spesa di potenza sia in realtà maggiore ha probabilmente un impatto relativamente ridotto su questa analisi in quanto entrambi i circuiti servono tutti le utenze allacciate all'anello e quindi le potenze delle loro pompe andrebbero distribuite fra tutte le PdC che su quell'anello operano, risultando meno rilevanti per il calcolo delle prestazioni.

Per quanto riguarda le prestazioni ed i consumi delle pompe a carico parziale essi sono uguali a quelli appena calcolati perché abbiamo supposto di mantenere le portate costanti e variare invece i profili termici. Anche se mantenere le portate costanti comporta mantenere costante anche la potenza assorbita dalle pompe quando invece potrebbe diminuire se abbassassimo la portata, modificando i profili termici a carico parziale essi si avvicineranno facendo aumentare l'efficienza dalla PdC.

Durante le prove sperimentali presentate alla fine di questa trattazione si cercherà di valutare la convenienza di operare invece una regolazione sulla portata.

4.3 Calcolo delle prestazioni

4.3.1 Calcolo del COP

Nel paragrafo precedente è stato spiegato in che modo sono stati modellizzati i singoli componenti della PdC, si vedrà adesso come questi modelli si possano combinare per definire le prestazioni globali della macchina, usando un foglio di calcolo Excel.

Iniziamo considerando i passaggi nel caso con inverter.

- I dati di partenza sono quelli ricavati dalle simulazioni sul modello dell'edificio, cioè dalla potenza da fornire in un determinato intervallo di tempo Q_{rad} e dalla temperatura di mandata dell'impianto T_{rs} .
- In aggiunta a si hanno tutta una serie di valori già definiti più sopra che riguardano le acque termali, le prestazioni di scambiatori, pompe e inverter.

- Infine si ipotizzano i valori di una serie di variabili, che poi saranno migliorati fino ad arrivare a convergenza sul valore corretto: esse sono la temperatura di uscita dell'acqua dall'evaporatore $T_{evap,w,u}$ e i delta T di approccio di evaporatore e condensatore $\Delta T_{approach,evap}$ e $\Delta T_{approach,cond}$.

- Da questi dati si ricavano le temperature di condensazione ed evaporazione di primo tentativo con:

$$T_{cond} = T_{rs} + \Delta T_{approach,cond}$$

$$T_{evap} = T_{evap,w,u} - \Delta T_{approach,cond}$$

- Ottenute le T_{cond} e T_{evap} si possono calcolare tramite le polinomiali del compressore la potenza frigorifera P_{frigo} , la potenza assorbita P_{ass} , la corrente assorbita $I_{ass,ip}$, e la portata di massa circolante \dot{m}_{ip} .

- Si calcola la potenza termica come $P_{termica} = P_{frigo} + P_{ass}$.

- Si calcola il fattore di carico f_{carico} che deve assumere l'inverter in modo che $f_{carico} = \frac{P_{utenza}}{P_{termica}}$ e ricalcoliamo le variabili in uscita dal compressore moltiplicando quelle calcolate inizialmente proprio per f_{carico} ; quindi avremo

$$P_{cond} = P_{termica} * f_{carico} = P_{utenza}$$

$$P_{evap} = P_{frigo} * f_{carico}$$

$$P_{comp} = P_{ass} * f_{carico}$$

$$I_{ass} = I_{ass,ip} * f_{carico}$$

$$\dot{m} = \dot{m}_{ip} * f_{carico}$$

- Da queste variabili si ricalcolano quelle iniziali che erano state ipotizzate passando per il calcolo delle temperature in entrata ed uscita dagli scambiatori; essendo la $P_{evap} = P_{liq}$, cioè la potenza scambiata dallo scambiatore di disaccoppiamento, si può calcolare la temperatura di uscita dei reflui $T_{liq,f,u}$.

$$T_{liq,f,u} = \frac{P_{evap}}{\dot{m} * c_p} - T_{liq,f,i}$$

- Si calcola il delta T approach dello scambiatore di disaccoppiamento come

$$\Delta T_{approach,liq} = \frac{P_{evap}}{(k * A)_{liq}}$$

- Si calcolano le temperature di ingresso e uscita dello stesso scambiatore lato acqua come

$$T_{liq,w,i} = T_{liq,f,u} - \Delta T_{approach,liq}$$

$$T_{liq,w,u} = T_{liq,f,i} - \Delta T_{approach,liq}$$

- Quindi si ritorna all'inizio del ciclo calcolando la seconda iterazione delle seguenti variabili:

$$T_{evap,w,u} = T_{liq,w,i}$$

$$\Delta T_{approach,evap} = \frac{P_{evap}}{(k * A)_{evap}}$$

$$\Delta T_{approach,cond} = \frac{P_{cond}}{(k * A)_{cond}}$$

- Procedendo fino a convergenza dopo circa una decina di iterazioni si otterranno i valori desiderati di P_{cond} , P_{evap} , P_{comp} , f_{carico} da usare nel calcolo del COP.

- Per il calcolo della potenza elettrica assorbita dal compressore si deve trovare il rendimento dell'inverter in corrispondenza della percentuale del carico richiesta. Nel caso più complesso in cui si hanno due compressori in parallelo si calcola la capacità termica sviluppata singolarmente, osservando che la P_{comp1} è la metà della P_{comp} complessiva sviluppabile per una data coppia di T_{cond} e T_{evap} e la P_{comp2} (considerando il compressore 2 sotto inverter) è la differenza fra la P_{utenza} e la P_{comp1} .

Quindi calcolo il $f_{carico2}$ del solo compressore 2 come

$$f_{carico2} = \frac{P_{comp2}}{P_{comp,tot}/2}$$

e con esso, data la funzione che esprime $\eta_{inverter} = f(f_{carico})$ con una retta, mi ricavo $\eta_{inverter2}$; dunque posso calcolare la potenza elettrica assorbita dal gruppo compressori come

$$P_{el,comp} = P_{comp1} + \frac{P_{comp2}}{\eta_{inverter2}}$$

- La potenza elettrica assorbita dalle pompe di circolazione invece era già stata calcolata in precedenza per ogni singola pompa e quindi quella totale risulta dalla loro sommatoria $P_{el,pompe} = P_{el,pompa,reflui} + P_{el,pompa,anello} + P_{el,pompa,impianto}$
- Infine è finalmente possibile calcolare il COP del sistema usando

$$COP = \frac{P_{cond}}{P_{el,comp} + P_{el,pompe}}$$

Nel caso invece si abbia una regolazione dei compressori del tipo ON/OFF l'inverter non è più presente e quindi si possono considerare le formule di prima con $\eta_{inverter} = 1$.

- Per quanto riguarda invece il procedimento per ricavare le variabili in uscita dal compressore, avremo un fattore di carico costante pari a 1 e quindi

$$P_{cond} = P_{termica} \neq P_{utenza}$$

Per ogni intervallo di tempo ΔT a cui è associata una certa potenza da servire all'edificio avremo quindi $P_{cond} \geq P_{utenza}$ e un $t_{accensione} < \Delta T$

Quindi bisognerà calcolare separatamente le variabili in uscita dal compressore nel caso ne funzioni solo uno o entrambi, allo stesso modo del caso con inverter:

nel caso ne funzioni 1 ottengo i parametri

$$P_{cond1}, P_{evap1}, P_{comp1}$$

nel caso funzionino entrambi ottengo i parametri

$$P_{cond2}, P_{evap2}, P_{comp2}$$

Avendo i quali posso risolvere il sistema

$$P_{utenza} = P_{cond1} * \%accensione1 + P_{cond2} * \%accensione2$$

$$1 = \%accensione1 + \%accensione2$$

$$\text{Da cui ottengo } \%accensione1 = \frac{t_{accensione1}}{\Delta T} \text{ e } \%accensione2 = \frac{t_{accensione2}}{\Delta T}$$

- A questo punto se funziona solo un compressore, cioè se $P_{utenza} \leq P_{cond1}$, calcolo il COP come

$$COP = \frac{P_{cond1}}{P_{comp1} + P_{el,pompe}}$$

- Se invece funzionano entrambi, cioè se $P_{cond1} < P_{utenza} \leq P_{cond2}$, calcolo il COP come

$$COP = \frac{P_{cond1} * \%accensione1 + P_{cond2} * \%accensione2}{P_{comp1} * \%accensione1 + P_{comp2} * \%accensione2 + P_{el,pompe}}$$

Una volta sviluppato questo procedimento per il calcolo del COP esso è stato applicato, per ogni macchina, ad un certo numero di possibili punti di lavoro corrispondenti ad altrettante temperature esterne. Innanzitutto sono state selezionate 14 temperature dell'aria esterna, circa equamente distribuite nel range di temperature che sono state usate per le simulazioni TRNSYS. Per ogni temperatura, usando uno script Matlab, sono state individuate la potenza che va fornita all'edificio e la temperatura di mandata dell'acqua in ingresso all'impianto, che sono i parametri di input che abbiamo visto essere richiesti per determinare le prestazioni della macchina a carico parziale. In realtà, a causa dell'inerzia dell'edificio e delle oscillazioni della temperatura che essa comporta, a una data temperatura esterna corrisponde una sola temperatura di mandata (decisa dalla curva climatica), ma non una sola potenza da fornire ai radiatori. Queste potenze corrispondenti ad una stessa temperatura sono racchiuse tuttavia in un intervallo relativamente limitato e quindi si compie un errore piccolo, attorno al 5%, facendo corrispondere a ciascuna temperatura esterna la potenza media di questo intervallo.

Lo script Matlab che è stato usato, per esempio nel caso del condominio degli anni '70, per compiere questa operazione e stampare i risultati direttamente sul foglio Excel che calcola il COP è stato riportato alla fine, nell'appendice B.

Con questo script dunque importo i risultati della simulazione precedente in un foglio Excel che calcola le prestazioni della macchina selezionata in una serie di determinate condizioni. I COP calcolati per la temperatura più rigida prevista dai dati climatici, e quindi i più bassi nel range operativo, sono i seguenti:

Tab. 4.13 COP calcolati al massimo carico

Edificio	COP @ -7.1 °C [-]
cond_70	3.495499
cond_80	3.808825
cond_90	6.004539
cas_70	3.611421
cas_80	3.730384
cas_90	4.965126
vill_70	3.667639
vill_80	3.748953
vill_90	5.147095
cond_90MT	5.935623
cas_90MT	5.831409
vill_90MT	5.885606

Possiamo notare come queste efficienze si alzino con il miglioramento dell'isolamento avvenuto negli anni. Ciò si giustifica osservando che questo miglioramento comporta la possibilità di abbassare, oltre che i fabbisogni termici, anche le temperature di mandata dell'acqua, avvicinando così la temperatura di condensazione ed evaporazione e aumentando il COP. Allo stesso tempo tuttavia questi risultati si riferiscono ad una condizione di lavoro che si incontra per una piccola percentuale sul totale tempo di funzionamento della macchina nel corso dell'anno, e non sono quindi molto rappresentativi delle prestazioni reali. Un parametro più interessante da questo punto di vista è invece l'SCOP (Seasonal Coefficient Of Performance), che mi descrive le prestazioni medie del sistema lungo tutto il periodo dell'anno, e che viene calcolato di seguito.

4.3.2 Calcolo del SCOP

L'SCOP, nel caso di funzionamento come pompa di calore, è definito come il rapporto fra l'energia totale fornita dalla macchina e l'energia totale assorbita nel corso di un anno.

Per calcolarlo correttamente si è partiti dai risultati generati dal calcolo del COP, che per il condominio costruito negli anni '70, sono i seguenti:

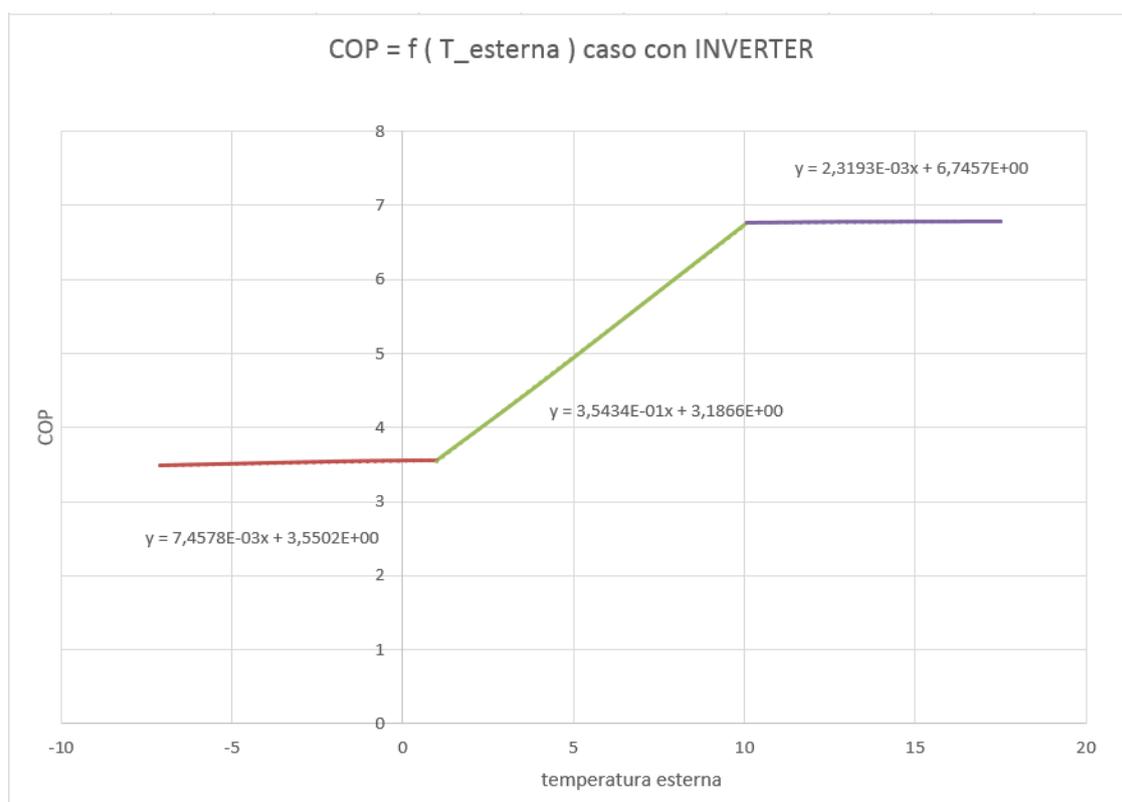
Tab. 4.14 COP al variare del carico calcolati per il condominio anni '70, con inverter

FUNZIONAMENTO CON INVERTER			
Temperatura esterna Text [°C]	COP [-]	Temperatura di mandata Trs [°C]	Calore fornito Q [kW]
-7.1	3.4954	75	86.04
-1.375	3.5460	75	83.26
1	3.5533	74.99	82.87
4.375	4.7170	67.49	67.88
10.0804	6.7658	55	45.23
12.5	6.7777	55	44.72
13.5	6.7786	55	44.68
15.0871	6.7818	55	44.55
16	6.7826	55	44.51
17.5	6.7839	55	44.46
20	0	55	0
21.5339	0	55	0
27.2607	0	55	0
32.9875	0	55	0

Tab. 4.15 COP al variare del carico calcolati per il condominio anni '70, con regolazione on-off

FUNZIONAMENTO ON/OFF			
Temperatura esterna Text [°C]	COP [-]	Temperatura di mandata Trs [°C]	Calore fornito Q [kW]
-7.1	3.5448	75	86.04
-1.375	3.5777	75	83.26
1	3.5826	74.99	82.87
4.375	4.6654	67.49	67.88
10.0804	6.7246	55	45.23
12.5	6.7246	55	44.72
13.5	6.7246	55	44.68
15.0871	6.7246	55	44.55
16	6.7246	55	44.51
17.5	6.7246	55	44.46
20	0	55	0
21.5339	0	55	0
27.2607	0	55	0
32.9875	0	55	0

Da questa tabella si può ricavare l'andamento del COP in funzione della temperatura esterna, nel caso di regolazione con inverter


Fig. 4.15 Andamento dei COP in funzione della temperatura esterna per il condominio anni '70, con inverter

E nel caso di regolazione ON/OFF

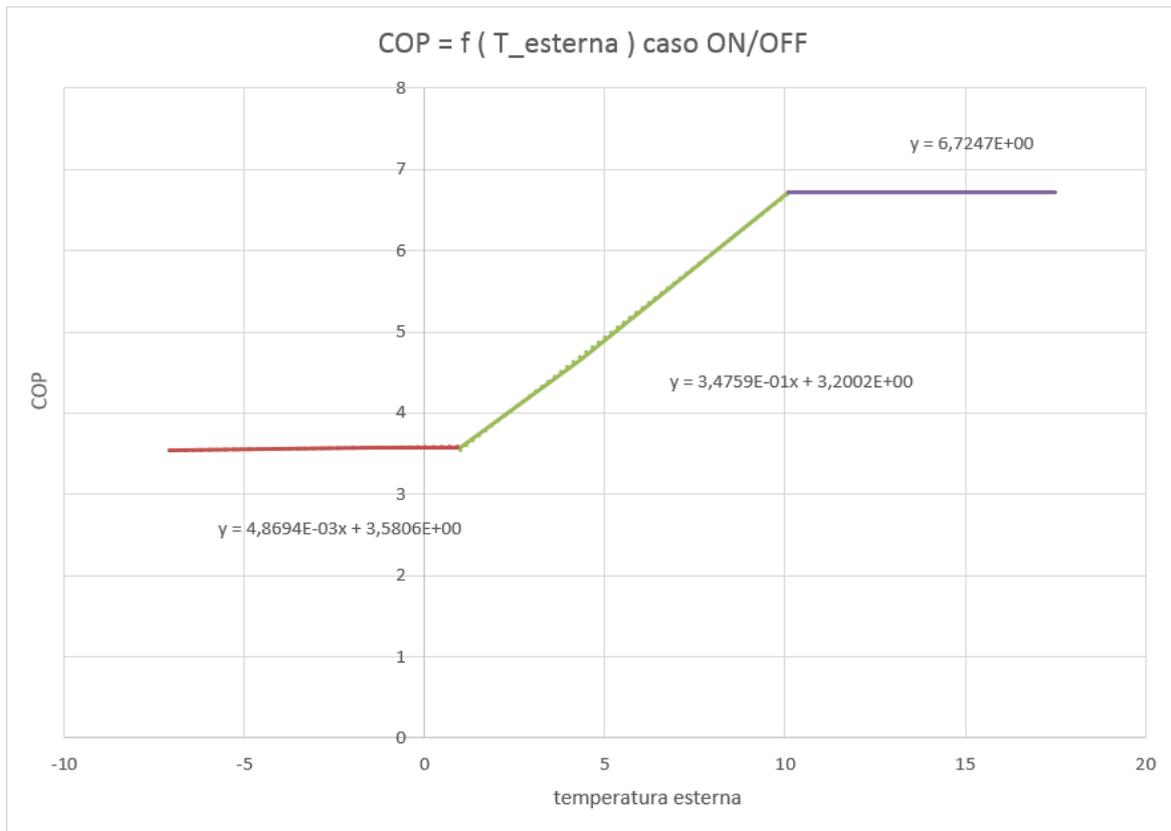


Fig. 4.16 Andamento dei COP in funzione della temperatura esterna per il condominio anni '70, con regolazione on-off

Come si vede chiaramente gli andamenti che le due curve assumono sono quelli di spezzate, e quindi i punti che le hanno generate possono essere facilmente interpolati con 3 funzioni lineari per ciascuna curva. Grazie ad esse è possibile associare a qualunque valore di potenza dei radiatori calcolata in un singolo timestep della simulazione un valore di COP. Per ogni timestep avremo quindi una potenza fornita Q_{rad} e una potenza assorbita $P_{ass} = \frac{Q_{rad}}{COP_{timestep}}$;

basterà quindi fare la sommatoria di tutte le potenze fornite e le potenze assorbite durante un intero anno dalla macchina e avremo ricavato gli elementi per calcolare l'SCOP dalla sua definizione.

$$SCOP = \frac{\Sigma Q_{rad}}{\Sigma P_{ass}} .$$

4.4 Analisi dei risultati

4.4.1 Analisi SCOP

Gli SCOP risultanti dal suddetto calcolo per ogni caso esaminato sono illustrati nel paragrafo che segue e vanno da un minimo di 4.2636 nel caso della villetta anni '70 con regolazione ON/OFF ad un massimo di 7.0875 per la villetta anni '90 con inverter. Di seguito vengono riportati i risultati congiuntamente ad altri parametri già visti ma che possono risultare utili per interpretarli.

Tab. 4.16 SCOP calcolati per i vari edifici

Edificio	SCOP con INVERTER [-]	SCOP ON/OFF [-]	Differenza SCOP INVERTER-ON/OFF [-]	Volume netto [m ³]	Numero compressori [-]
cond_70	4.6884	4.9960	-0.3075	2430	2
cond_80	5.8877	5.8725	0.01522	2430	2
cond_90	6.7681	5.9385	0.82959	2430	1
cas_70	4.7744	4.7451	0.02923	2332.8	2
cas_80	5.9346	5.9371	-0.0024	2332.8	2
cas_90	6.0698	5.3047	0.76512	2332.8	1
vill_70	4.9476	4.2636	0.68403	1296	1
vill_80	5.4450	4.5285	0.91642	1296	1
vill_90	6.1890	5.3243	0.86470	1296	1
cond_90MT	7.0875	6.0310	1.05643	2430	1
cas_90MT	6.6091	5.6888	0.92027	2332.8	1
vill_90MT	7.0373	6.0026	1.03464	1296	1

Su questi dati si possono fare alcune osservazioni:

- L'efficienza della macchina aumenta tanto più di recente costruzione è l'edificio: questo perché in generale, col miglioramento dell'involucro, esso richiederà temperature di mandata più basse per ottenere il comfort, a cui corrispondono delle temperature di condensazione più basse ed efficienze, sia di Carnot che reali, più alte.
- Sempre per questo stesso motivo gli scenari "MT", cioè che ipotizzano l'installazione di terminali a media e non alta temperatura, hanno SCOP più alti dei loro omologhi con i terminali più vecchi. Inoltre si nota come il miglioramento delle prestazioni negli scenari coi terminali "MT" rispetto agli "AT" sia maggiore tanto minore è l'inerzia dell'edificio. Ciò vuol dire che l'abbassamento delle T di mandata migliora i COP in particolar modo a carico parziale, condizione in cui lavorano più spesso proprio gli edifici con minore inerzia.
- Un altro fattore rilevante si nota essere il numero di compressori: esso ha una forte influenza sulla differenza di prestazioni fra caso inverter ed on-off, infatti dove ci sia solo un compressore la macchina con inverter è sempre nettamente favorita, mentre se ci sono due compressori in parallelo la differenza è nella maggior parte dei casi molto piccola.
- La differenza di prestazioni fra inverter e on-off varia anche a parità di numero di compressori, con l'età ed il tipo di edificio: infatti quando l'edificio è vecchio e ha molta inerzia termica viene richiesta spesso una potenza prossima a quella massima e si lavora poco ai carichi parziali; quindi la migliore parzializzazione che si ha con l'inverter non fa molta differenza

ed entra invece in gioco il fatto che a carico massimo i sistemi on-off hanno un COP migliore perché non comprendono le perdite dell'inverter. Ciò spiega il fatto che l'unico caso in cui le prestazioni del compressore on-off sono sensibilmente più alte di quello con inverter sono nel caso in cui si ha l'edificio più vecchio e con più inerzia, cioè il condominio degli anni '70.

- Per spiegare alcuni andamenti bisogna invece ricordare le curve climatiche selezionate per ogni edificio: per esempio il caso della casa a schiera con regolazione ON-OFF degli anni 90 sembra avere un SCOP ingiustificatamente più basso del previsto, in quanto è parecchio minore di quello della casa a schiera anni '80, mentre fra i condomini, che sono simili ed hanno lo stesso numero di compressori, nel passaggio fra anni '80 e '90 si verifica un leggero incremento dell'SCOP.

Tuttavia ciò può essere spiegato ricordando che per la casa a schiera anni '90 era stato necessario concedere una temperatura di mandata massima di 65 °C, mentre quella del condominio era a 60 °C. Quindi nel caso specifico, avere una T mandata di 65 °C al posto di 60 °C e abbassare il numero di compressori da 2 ad 1 fa calare il COP più quanto il miglioramento dell'involucro riesca ad alzarlo.

4.4.2 Analisi economica

Avendo ottenuto i consumi elettrici associati alle pompe di calore e quelli termici dell'utenza è stato possibile effettuare una analisi economica comparativa fra l'utilizzo di una PdC e quello di una caldaia. Questa analisi è di fondamentale importanza in quanto la maggior parte delle abitazioni è ad oggi riscaldata con una caldaia tradizionale a combustibili fossili ed essa è quindi la tecnologia di riferimento con cui confrontarsi se si cerca di spingere sul mercato l'alternativa delle pompe di calore. Quindi si è cercato di valutare i costi associati ai consumi annuali di ciascuna tecnologia:

Per quanto riguarda la PdC avevamo già disponibili i consumi annuali di elettricità in [kWh] che sono stati usati in precedenza per calcolare i SCOP, si tratta solamente di capire quale siano i costi che ricadono sull'utenza. Per stimarli abbiamo usato una tariffa speciale in sperimentazione da luglio 2014 che l'Autorità per l'Energia ha dedicato ai clienti che usano come unica fonte di riscaldamento una PdC. La convenienza di questa tariffa bioraria, chiamata D1, risiede nel fatto che il prezzo dell'energia elettrica non è proporzionale ai consumi, come accade invece per la tariffa domestica normale, e quindi l'incremento dei consumi elettrici dovuto all'impiego della PdC per fare riscaldamento non è penalizzato.

La formula per il calcolo del costo operativo in [€] della PdC è

$$Costo = kWh_{consumati} * \left(\frac{0.170862 + 0.165252}{2} \right) + 72.384 + 16.4109 * Pot_{installata}$$

Tab. 4.17 Calcolo costi operativi delle pompe di calore

	Pot_{inst} [Kw]	$En_{ass_{INV}}$ [kWh]	$En_{ass_{I/O}}$ [kWh]	$costo_{INV}$ [€]	$costo_{I/O}$ [€]
cond_70	90.4	40532.93	38037.78	7414.45	6989.26
cond_80	72.4	21319.26	21374.52	4036.43	4045.85
cond_90	54.1	10312.75	11753.41	2151.11	2396.61
cas_70	90.4	42774.51	43038.05	7796.44	7841.34
cas_80	72.4	22975.45	22965.81	4318.66	4317.02
cas_90	49.6	13350.77	15276.4	2525.17	2853.31
vill_70	54.1	23658.44	27454.09	4366.88	5013.68
vill_80	45.2	13860.61	16665.49	2651.82	3129.79
vill_90	29.9	7729.30	8984.58	1495.66	1709.56
cond_90MT	51.8	9773.37	11485.33	1898.51	2190.24
cas_90MT	51.8	11691.13	13582.37	2225.31	2547.59
vill_90MT	31.3	6754.88	7919.18	1318.73	1517.14

Per quanto riguarda la stima dei consumi della caldaia invece si è considerato che l'energia termica da fornire nell'arco di una anno sarà la stessa che nel caso della PdC, ma cambieranno i rendimenti di generazione, che nel caso della PdC non erano presenti esplicitamente in quanto l'efficienza del sistema di generazione è calcolata con il COP. Nel caso della caldaia invece bisogna dividere il calore totale fornito per un rendimento di generazione della caldaia, calcolato come da norma UNI TS 11300-2 e in funzione dell'età dell'edificio.

Per il calcolo del rendimento di generazione η_{gen} sono state fatte le seguenti ipotesi:

- Per gli edifici degli anni '70 ho considerato una caldaia a gas classificata 2 stelle, con un rapporto fra potenza installata e il minimo della modulazione di 1.25, con un camino alto meno di 10 m e una temperatura di mandata maggiore di 65 °C. con queste ipotesi il rendimento di base di 0.90 viene abbassato fino ad ottenere $\eta_{gen} = 0.88$.
- Per gli edifici degli anni '80 ho considerato una caldaia a gas classificata 3 stelle, con un rapporto fra potenza installata e il minimo della modulazione di 2, con un camino alto meno di 10 m e una temperatura di mandata maggiore di 65 °C. con queste ipotesi il rendimento di base di 0.93 viene abbassato fino ad ottenere $\eta_{gen} = 0.90$.
- Per gli edifici degli anni '90 ho considerato una caldaia a gas a condensazione classificata 4 stelle, con una differenza di temperatura media fra i fumi e il ritorno dell'acqua alla potenza nominale compreso fra 12 e 24 °C e con un ritorno dell'acqua nel mese più freddo di 50 °C. Con queste ipotesi il rendimento di base di 1.01 viene abbassato fino ad ottenere $\eta_{gen} = 0.99$.
- Per gli edifici degli anni '90 con terminali a media temperatura ho considerato una caldaia a gas a condensazione classificata 4 stelle, con una differenza di temperatura media fra i fumi e il ritorno dell'acqua alla potenza nominale compreso fra 12 e 24 °C e con un ritorno dell'acqua nel mese più freddo di 40 °C. Con queste ipotesi il rendimento di base di 1.01 non viene abbassato e si ottiene proprio $\eta_{gen} = 1.01$.

I rendimenti di generazione così ottenuti risultano:

Tab. 4.18 Rendimenti di generazione per i vari edifici

	$\eta_{generazione}$
cond_70	0.88
cond_80	0.9
cond_90	0.99
cas_70	0.88
cas_80	0.9
cas_90	0.99
vill_70	0.88
vill_80	0.9
vill_90	0.99
cond_90MT	1.01
cas_90MT	1.01
vill_90MT	1.01

Dividendo il valore dell'energia fornita annualmente dalle PdC per il rendimento di generazione corrispondente ottengo l'energia che, ancora sotto forma di combustibile, deve essere fornita alla caldaia in [kWh]. Quindi divido ulteriormente per il potere calorifico medio del gas metano fornito dalla norma UNI 7129 e pari a 34425 kJ/mc cioè a 9.5625 kWh/mc (dove con mc si intende standard metro cubo) e ottenendo il volume annuo di gas metano consumato in [m³]. Infine moltiplico questo volume per il costo specifico medio di 1 m³ di metano, pari a 77.7 €cent (dal sito dell'Autorità per Energia). I risultati sono i seguenti:

Tab. 4.19 Calcolo costi operativi delle caldaie a gas

	<i>En radiatori</i> [kWh]	<i>En comb</i> [kWh]	<i>Vol comb</i> [m ³]	<i>Costo_{comb}</i> [€]
cond_70	190038.1	215952.3	22583.25	17547.19
cond_80	125522.4	139469.4	14585.03	11332.57
cond_90	69797.83	70502.86	7372.84	5728.70
cas_70	204223.7	232072.4	24269.01	18857.02
cas_80	136350.6	151500.7	15843.21	12310.17
cas_90	81037.53	81856.09	8560.11	6651.20
vill_70	117053.9	133015.8	13910.15	10808.19
vill_80	75471.16	83856.84	8769.34	6813.78
vill_90	47837.18	48320.38	5053.11	3926.26
cond_90MT	69268.88	68583.05	7172.08	5572.70
cas_90MT	77268.6	76503.57	8000.37	6216.29
vill_90MT	47536.36	47065.7	4921.90	3824.31

Facendo la differenza fra il costo annuo del gas e quello dell'elettricità si ricava il risparmio annuale conseguito operando una PdC; poi per rendere questo dato interessante si è diviso il risparmio totale per il numero di unità abitative dell'edificio considerato, in modo da avere un parametro che almeno indicativamente faccia una stima del risparmio di una singola famiglia, con cui essa dovrà ripagarsi il costo dell'investimento nella PdC.

Tab. 4.20 Calcolo dei risparmi sui costi operativi con la sostituzione della caldaia con la PdC

	Risparmio _{INV} [€]	Risparmio _{I/O} [€]	Risp su u. a. _{INV} [€]	Risp su u. a. _{I/O} [€]
cond_70	10132.73	10557.92	1688.78	1759.65
cond_80	7296.132	7286.71	1216.02	1214.45
cond_90	3577.588	3332.09	596.26	555.34
cas_70	11060.58	11015.67	1382.57	1376.95
cas_80	7991.509	7993.15	998.93	999.14
cas_90	4126.035	3797.89	515.75	474.73
vill_70	6441.302	5794.49	6441.30	5794.49
vill_80	4161.96	3683.98	4161.96	3683.98
vill_90	2430.608	2216.69	2430.60	2216.69
cond_90MT	3674.191	3382.46	612.36	563.74
cas_90MT	3990.972	3668.69	498.87	458.58
vill_90MT	2505.581	2307.17	2505.58	2307.17

Questi risultati sono anch'essi molto significativi e alcune osservazioni meritano di essere fatte:

- Come prima cosa si nota che in tutti gli scenari esaminati le PdC consentono di avere un risparmio sulla caldaia, che va da un minimo di 2216.69 €all'anno per la villetta anni '90 con regolazione ON/OFF fino ad un massimo di 11060.58 €all'anno per la casa a schiera anni '70 con inverter.
- In generale la regolazione con inverter consente di ottenere un risparmio maggiore rispetto al caso di regolazione on-off. L'unica eccezione marcata a questa regola è il condominio degli anni '70 che, come abbiamo già osservato commentando i risultati degli SCOP, ha un'elevata inerzia e un isolamento scarso; ciò comporta che la PdC operi spesso al massimo carico, condizione in cui i benefici della parzializzazione con inverter non si fanno sentire, mentre diventa rilevante la penalizzazione dovuta all'introduzione di un $\eta_{inverter}$ che aumenta la potenza assorbita. Per i motivi opposti la convenienza degli inverter aumenta in quegli edifici in cui la pompa di calore lavora spesso ai carichi parziali, cioè quelli più nuovi.
- L'andamento del risparmio per uno stesso edificio al variare dell'età è intuitivo, infatti esso diminuisce col passare degli anni; ciò perché col miglioramento dell'isolamento calano i consumi e quindi i minori costi operativi in termini di €kWh della pompa di calore rispetto alla caldaia si fanno sentire di meno. Per lo stesso motivo i risparmi in termini assoluti maggiori si hanno prima per la casa a schiera, poi per il condominio, infine per la villetta, in quanto vi corrisponde un andamento dei consumi decrescente.
- I risparmi maggiori per unità abitativa si hanno in media per la villetta, poi per la casa a schiera e infine per il condominio; infatti nonostante la villetta abbia fabbisogni chiaramente inferiori rispetto alle altre tipologie abitative ha anche una sola unità abitativa, mentre condominio e casa a schiera ne hanno rispettivamente 6 e 8.
- Notiamo infine il rapporto che c'è fra i risparmi conseguiti dagli edifici anni '90 con terminali ad alta e media temperatura. Per il condominio e la villetta il risparmio aumenta coi nuovi terminali, mentre nel caso della casa a schiera esso diminuisce; ciò sembra controintuitivo, ma in realtà si spiega tenendo in considerazione le curve climatiche che sono state scelte e

l'inerzia degli edifici. La casa a schiera infatti è l'unico caso in cui passando da un tipo di terminali all'altro la curva climatica si abbassa e contemporaneamente è anche un edificio con alta inerzia. Entrambi questi fattori mettono più sotto sforzo i radiatori, che per sopportare un abbassamento della loro temperatura di mandata e mantenere il comfort devono aumentare i consumi.

4.4.3 Analisi dell'energia primaria

A partire dai dati ricavati si possono anche ricavare degli indicatori dei benefici apportati all'ambiente usando una PdC piuttosto che una caldaia, benefici che possiamo misurare sia in termini di energia primaria che in termini di emissioni di CO₂ evitate.

Con energia primaria si intende una energia ricavata da una fonte naturalmente disponibile in natura e quindi che non deriva da nessun'altra forma di energia, ma che per essere sfruttata, per esempio per fare riscaldamento, deve essere appunto trasformata.

Per convertire i consumi di energia elettrica e gas dei due sistemi di generazione in energia primaria usiamo dei fattori di conversione ricavati dalla delibera EEN 3/08 dell'AEEG dell'Autorità per l'Energia elettrica ed il Gas [13]. Questi fattori sono fissati a 1 per i combustibili fossili e a 2.17 per l'energia elettrica, il che vuol dire che servono 2.17 kWh di energia primaria per ottenere 1 kWh di energia elettrica, mentre per convenzione serve 1 kWh di energia primaria per ottenere 1 kWh di energia sotto forma di gas metano. Basta quindi moltiplicare i valori dei consumi per i corretti coefficienti per ottenere i consumi espressi in energia primaria, poi si possono sottrarre i valori per la PdC da quelli per la caldaia e ottenere il risparmio di energia primaria.

Tab. 4.21 Calcolo dei consumi di energia primaria coi diversi sistemi di generazione

	$En_{primaria_{INV}}$ [kWh]	$En_{primaria_{I/O}}$ [kWh]	$En_{primaria_{CALDAIA}}$ [kWh]
cond_70	87956.45	82541.98	215952.3
cond_80	46262.79	46382.7	139469.4
cond_90	22378.67	25504.89	70502.86
cas_70	92820.69	93392.56	232072.4
cas_80	49856.73	49835.81	151500.7
cas_90	28971.17	33149.78	81856.09
vill_70	51338.82	59575.37	133015.8
vill_80	30077.53	36164.12	83856.84
vill_90	16772.6	19496.56	48320.38
cond_90MT	21208.22	24923.16	68583.05
cas_90MT	25369.76	29473.75	76503.57
vill_90MT	14658.11	17184.63	47065.7

Tab. 4.22 Calcolo dei risparmi di energia primaria con la sostituzione delle caldaie con le PdC

	Risparmio en primaria _{INV} [kWh]	Risparmio en primaria _{INV} [kWh]	risp su u. a. _{INV} [kWh]	risp su u. a. _{INV} [kWh]
cond_70	127995.9	133410.4	21332.65	22235.06
cond_80	93206.59	93086.68	15534.43	15514.45
cond_90	48124.19	44997.97	8020.699	7499.662
cas_70	139251.7	138679.8	17406.46	17334.98
cas_80	101644	101664.9	12705.5	12708.11
cas_90	52884.92	48706.31	6610.615	6088.288
vill_70	81676.99	73440.43	81676.99	73440.43
vill_80	53779.31	47692.73	53779.31	47692.73
vill_90	31547.79	28823.83	31547.79	28823.83
cond_90MT	47374.83	43659.88	7895.804	7276.647
cas_90MT	51133.81	47029.82	6391.726	5878.728
vill_90MT	32407.59	29881.07	32407.59	29881.07

Si nota che i risparmi di energia primaria tendono a seguire l'andamento di quelli economici, con una differenza relativa fra la soluzione con inverter e con regolazione ON/OFF meno marcata.

4.4.4 Analisi delle emissioni di CO₂

Un altro parametro importante per valutare l'impatto ambientale delle due soluzioni sono le tonnellate di CO₂ emesse annualmente e per calcolarle si devono trovare dei "CO₂ factors", cioè dei coefficienti che esprimano i grammi di CO₂ emessi per ogni kWh prodotto in funzione del metodo di produzione.

I valori considerati sono:

- 382 gCO₂/kWh (dal sito dell'ENEA) per i consumi elettrici della pompa di calore.
- 205 gCO₂/kWh [cerco qualcosa di semi attendibile] per l'energia termica prodotta in caldaia, tuttavia per ottenere il vero "CO₂ factor" devo dividere questo valore per il rendimento di generazione della caldaia

Basta quindi moltiplicare questi fattori per i consumi annuali per ottenere la produzione annuale di CO₂, se infine sottraggo dal valore per la caldaia quello per le PdC ottengo le emissioni risparmiate.

I risultati di questi calcoli sono i seguenti:

Tab. 4.23 Calcolo delle missioni di CO₂ coi diversi sistemi di generazione

	Prod CO _{2,INV} [kg]	Prod CO _{2,I/O} [kg]	Prod CO _{2,CALDAIA} [kg]	$\eta_{generazione}$ [-]
cond_70	15483.58	14530.43	50307.08	0.88
cond_80	8143.957	8165.066	31768.03	0.9
cond_90	3939.47	4489.801	14599.08	0.99
cas_70	16339.86	16440.53	54062.31	0.88
cas_80	8776.622	8772.939	34508.49	0.9
cas_90	5099.994	5835.584	16950.00	0.99
vill_70	9037.524	10487.46	30986.64	0.88
vill_80	5294.754	6366.218	19100.73	0.9
vill_90	2952.595	3432.113	10005.74	0.99
cond_90MT	3733.429	4387.396	13920.32	1.01
cas_90MT	4466.013	5188.466	15527.95	1.01
vill_90MT	2580.367	3025.128	9552.939	1.01

Tab. 4.24 Calcolo dei risparmi sulle emissioni di CO₂ con la sostituzione delle caldaie con le PdC

	Produzione CO ₂ evitata _{INV} [kg]	Produzione CO ₂ evitata _{I/O} [kg]	Prod CO ₂ su u. a. evitata _{INV} [kg]	Prod CO ₂ su u. a. evitata _{I/O} [kg]
cond_70	34823.5	35776.65	5803.917	5962.775
cond_80	23624.07	23602.96	3937.345	3933.827
cond_90	10659.61	10109.28	1776.601	1684.879
cas_70	37722.45	37621.78	4715.306	4702.722
cas_80	25731.87	25735.55	3216.484	3216.944
cas_90	11850	11114.41	1481.251	1389.302
vill_70	21949.11	20499.17	21949.11	20499.17
vill_80	13805.97	12734.51	13805.97	12734.51
vill_90	7053.141	6573.624	7053.141	6573.624
cond_90MT	10186.89	9532.926	1697.815	1588.821
cas_90MT	11061.94	10339.49	1382.742	1292.436
vill_90MT	6972.572	6527.811	6972.572	6527.811

Anche i risparmi sulla produzione di CO₂ tendono a seguire l'andamento di quelli economici, con una differenza relativa fra la soluzione con inverter e con regolazione ON/OFF meno marcata.

4.4.5 Analisi dei parametri economici dell'investimento

Cerchiamo ora di valutare alcuni parametri economici usati per stabilire la convenienza dell'investimento proposto. Questi parametri sono il Payback Time, il VAN e il TIR.

Il Payback Time o tempo di ritorno dell'investimento è definito come

$$PT = \frac{\text{costo iniziale}}{\text{remunerazione annua}} = \text{numero di anni in cui l'investimento verrà ripagato.}$$

Per calcolarlo abbiamo quindi bisogno di stimare il costo delle macchine in base alla taglia selezionata creando una funzione di costo. Consultando i listini dell'azienda, applicando una scontistica media e trascurando per semplicità la differenza fra macchine con e senza inverter si sono ricavati i prezzi di:

- 5700 € per una macchina di 30 kW di taglia;
- 8540 € per una macchina di 91 kW di taglia.

Nel fare questa stima si è anche approssimato il costo di due compressori in parallelo di una certa taglia con quello di un unico compressore di taglia doppia, anche se in realtà i primi avranno un costo maggiore.

A partire da questi dati si è ricavata una funzione lineare per stabilire il prezzo delle macchine di taglia intermedia, che risulta:

$$\text{Prezzo [€]} = \text{Taglia [kW]} * 48.1356 - 4255.9322$$

Da cui si è ricavato il prezzo delle macchine di tutti gli scenari esaminati. Questo prezzo viene aumentato del 10% per ottenere il costo d'investimento dell'utente finale tenendo conto della remunerazione del grossista che molto spesso fa da intermediario col produttore.

Infine tengo conto anche degli incentivi che sono dati a coloro che sostituiscono il vecchio sistema di riscaldamento con una pompa di calore sotto forma di detrazioni fiscali, come descritto nella note informative del GSE. Questi incentivi valgono ad oggi il 65% del totale dell'investimento compiuto

ma dal 1 gennaio 2016 essi saranno ridotti al 36%. Si è quindi deciso di ridurre il costo d'investimento calcolato come sopra del 36% per tenere conto delle agevolazioni.

Dividendo il costo d'investimento così ottenuto per il risparmio conseguito per unità abitativa ottengo il Payback time in anni per una singola unità abitativa.

Tab. 4.25 *Calcolo del Payback Time dell'investimento, trascurando i costi di manutenzione*

	Pot installata [kW]	Costo investimento [€]	Payback time PdC INV [anni]	Payback time PdC I/O [anni]
cond_70	90.4	6059.60	3.58	3.44
cond_80	72.4	5449.62	4.48	4.48
cond_90	54.1	4829.48	8.09	8.69
cas_70	90.4	6059.60	4.38	4.40
cas_80	72.4	5449.62	5.45	5.45
cas_90	49.6	4676.99	9.06	9.85
vill_70	54.1	4829.48	0.74	0.83
vill_80	45.2	4527.88	1.08	1.22
vill_90	29.9	4009.41	1.64	1.80
cond_90BT	51.8	4751.54	7.75	8.42
cas_90BT	51.8	4751.54	9.52	10.36
vill_90BT	31.3	4056.85	1.61	1.75

In aggiunta posso tenere conto del maggiore costo di manutenzione che ha una Pompa di calore rispetto ad una caldaia. Infatti una PdC ha un funzionamento più complesso che richiede maggiori controlli forniti da personale specializzato. Si è stimato che la sua manutenzione possa arrivare a costare in media 500 €/anno contro i 200 €/anno stimati per una caldaia; quindi posso detrarre 300 €/anno dal risparmio conseguito per tener conto dei costi di manutenzione. Così facendo ottengo dei Payback Time leggermente aumentati.

Tab. 4.26 *Calcolo del Payback Time dell'investimento, considerando i costi di manutenzione*

	Payback time PdC INV [anni]	Payback time PdC I/O [anni]
cond_70	3.69	3.54
cond_80	4.67	4.67
cond_90	8.84	9.55
cas_70	4.50	4.52
cas_80	5.66	5.66
cas_90	9.77	10.6
vill_70	0.78	0.87
vill_80	1.17	1.33
vill_90	1.88	2.09
cond_90BT	8.44	9.24
cas_90BT	10.29	11.24
vill_90BT	1.83	2.02

Si nota che il Payback Time è minore per gli edifici più piccoli, che richiedono quindi una PdC di taglia minore, e più vecchi, poiché avranno un beneficio maggiore dalla sostituzione. Il Payback

migliore si ottiene quindi per la villetta degli anni '70, per la quale l'investimento sarà ripagato addirittura in meno di un anno, anche considerando i costi di manutenzione.

Un altro importante parametro di valutazione economica è il VAN cioè il Valore Attuale Netto, che dovrebbe aiutarmi a decidere sulla convenienza dell'investimento. Esso si definisce come la somma algebrica dei flussi di cassa originati da un progetto, attualizzati ad un tasso di sconto che tiene conto del costo opportunità della moneta, in un arco di tempo definito e si calcola come:

$$VAN = \sum_{k=0}^n \frac{C_k}{(1+c)^k}$$

Dove

k sono le scadenze temporali;

C_k è il flusso finanziario positivo o negativo al tempo k ;

c è il costo medio ponderato del capitale;

$\frac{1}{(1+c)^k}$ è il fattore di attualizzazione del flusso finanziario al tempo k ;

Supponendo una vita utile della pompa di calore di 15 anni il VAN calcolato per i vari scenari risulta

Tab. 4.27 Calcolo del VAN dell'investimento

	VAN PdC INV [€]	VAN PdC I/O [€]
cond_70	14997.62	15908.18
cond_80	9532.89	9512.72
cond_90	2189.61	1663.86
cas_70	11223.58	11003.09
cas_80	6904.14	6758.42
cas_90	1468.22	792.81
vill_70	74081.72	68737.97
vill_80	45095.45	41921.09
vill_90	23367.33	23585.98
cond_90BT	2474.43	1849.67
cas_90BT	1176.738	510.74
vill_90BT	24283.24	24701.11

L'investimento a 15 anni risulta quindi conveniente in tutti i casi, però maggiormente per la villetta degli anni '70 con inverter che negli altri. Nel caso migliore l'investimento avrebbe fruttato circa 74000 € mentre solo 1200 € nel caso della casa a schiera anni '90; ciò vuol dire che se si fosse scelto un orizzonte temporale minore il VAN per quest'ultimo scenario sarebbe probabilmente risultato negativo e quindi l'investimento sconveniente.

Come ultimo parametro calcoliamo il TIR cioè il tasso interno di redditività, che serve per confrontare l'investimento con altri o in generale dare un'idea della sua redditività in termini di percentuale. Corrisponde al tasso d'interesse con cui viene remunerato chi investe nel progetto e si calcola come quel costo medio ponderato del capitale c per cui il VAN risulta uguale a zero.

$$VAN = \sum_{k=0}^n \frac{C_k}{(1+TIR)^k} = 0$$

I TIR così calcolati per ogni scenario risultano i seguenti:

Tab. 4.28 *Calcolo del TIR dell'investimento*

	TIR PdC INV [€]	TIR PdC I/O [€]
cond_70	26.22%	27.47%
cond_80	20.01%	19.98%
cond_90	7.47%	6.25%
cas_70	20.91%	20.62%
cas_80	15.65%	15.42%
cas_90	5.89%	4.18%
vill_70	127.16%	116.16%
vill_80	85.28%	77.83%
vill_90	53.05%	51.81%
cond_90BT	8.21%	6.76%
cas_90BT	5.12%	3.40%
vill_90BT	54.29%	53.40%

Da questi valori si può vedere come anche nel peggiore dei casi, cioè lo scenario della casa a schiera anni '90, la sostituzione della caldaia con la pompa di calore da un rendimento superiore al 5% annuo, e quindi competitivo con i più comuni investimenti finanziari.

Capitolo 5: Confronti ed analisi delle alternative

Con questi ultimi risultati è stata completata l'analisi della PdC date alcune ipotesi sulla configurazione e sui componenti che sono state fatte in partenza. Adesso cerchiamo di confrontare questa soluzione con altre, adattando il modello sviluppato.

5.1 Compressori a pistoni

All'inizio della costruzione del modello era stato scelto di impiegare i compressori Scroll della Copeland perché li si sapeva avere alcuni modelli con un campo di lavoro adatto alla particolarità della nostra applicazione, cioè essenzialmente la possibilità di funzionare con un'alta temperatura di evaporazione.

Si prova ora a considerare un altro tipo di compressori, come per esempio quelli alternativi semiermetici o a pistoni, della Bitzer, usando il relativo programma di selezione. Il confronto verrà fatto fra i compressori scelti per lo scenario della villetta degli anni '90 con terminali ad alta temperatura.

Già inserendo i dati ci rendiamo conto di alcune limitazioni che la gamma di questo tipo di compressori ci impone, impedendoci di lavorare nelle stesse condizioni che avevamo selezionato per gli altri compressori. I dati inseriti sono i seguenti:

- Temperatura di evaporazione: si cerca di porla uguale a 26 °C, come era stato fatto per gli scroll Copeland, ma si trova che ha un limite superiore a 25 °C.
- Temperatura di condensazione: 70 °C.
- Sottoraffreddamento: 4 °C.
- Surriscaldamento all'aspirazione: si cerca di porre il delta T uguale a 5 °C, ma quello minimo accettato è 10, di conseguenza si alza la temperatura di aspirazione fino a 35 °C.
- Frequenza di alimentazione: 50 Hz.
- Capacità frigorifera: 23.70 kW, uguale a quella nominale richiesta al compressore scroll nelle stesse condizioni.

Con queste limitazioni il compressore selezionato è il 4DES-7Y-40S, che risulta avere

$$EER = \frac{P_f}{P_{ass}} = \frac{24.2}{7.3} = 3.31$$

$$COP = \frac{P_{cond}}{P_{ass}} = \frac{31.5}{7.3} = 4.31$$

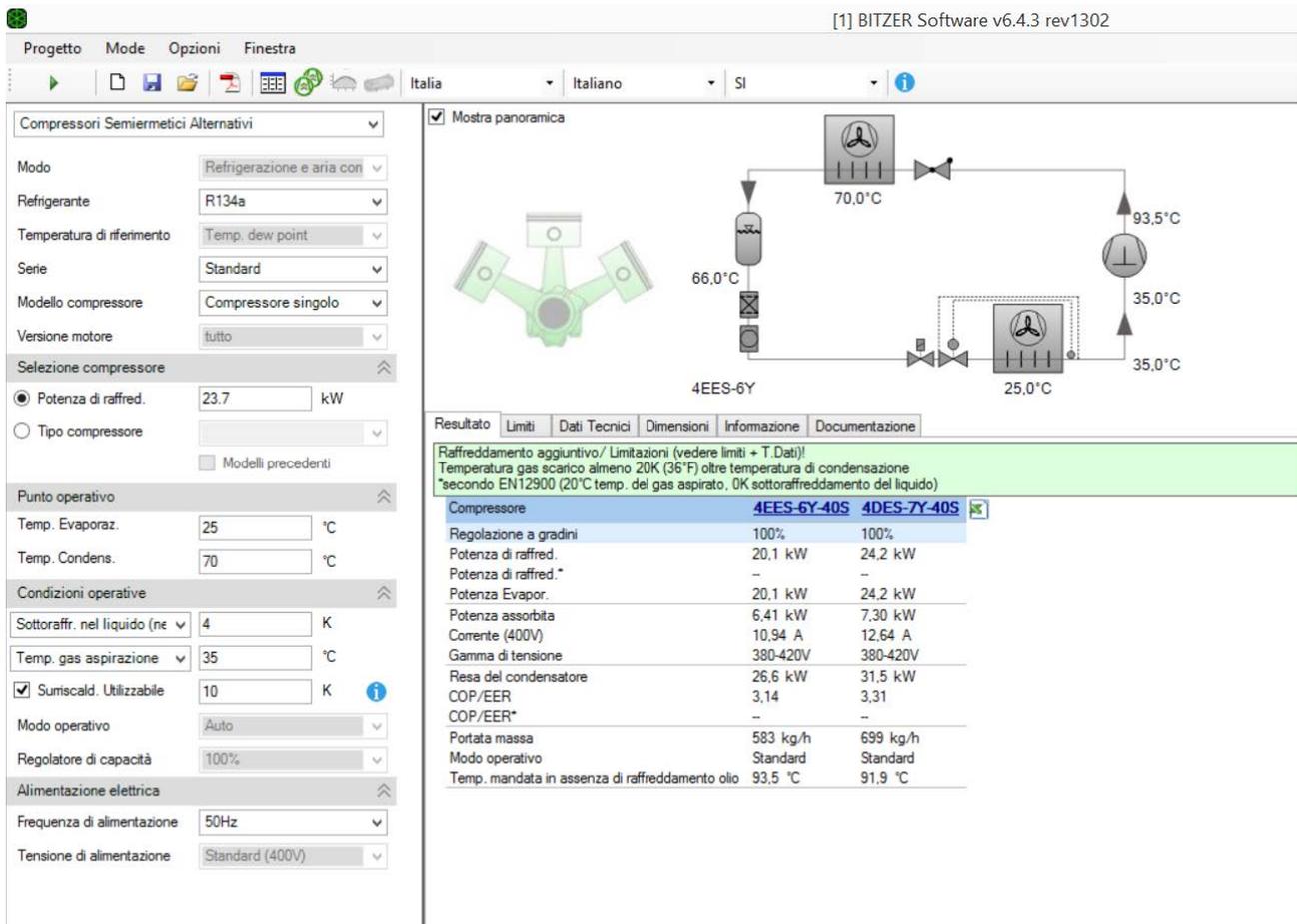


Fig. 5.1 Esempio di selezione di un compressore a pistoni con il programma della Bitzer

Il suoi limiti di funzionamento sono rappresentati da questo involucro, in cui le condizioni che abbiamo selezionato sono proprio sul bordo.

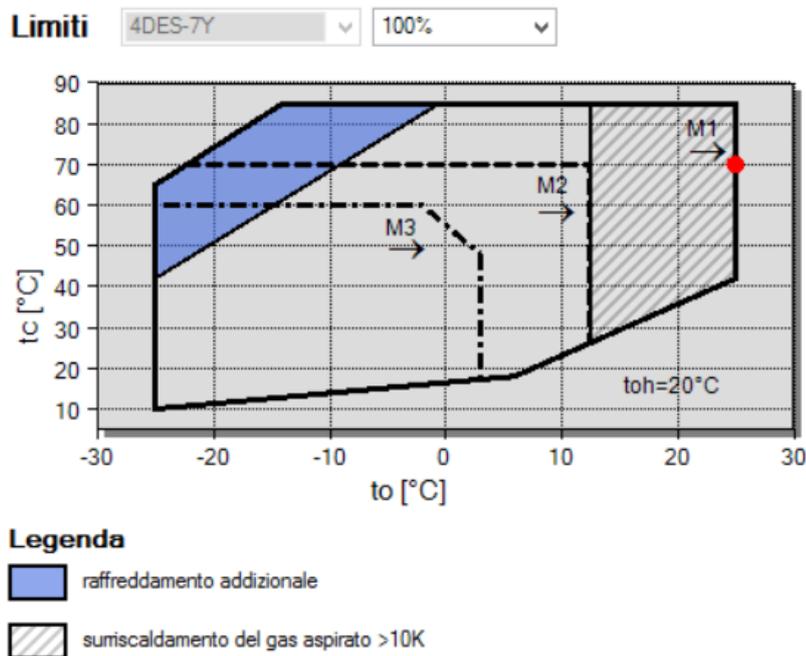


Fig. 5.2 Involucro che rappresenta le condizioni limite del compressore a pistoni selezionato

Il compressore scroll Copeland ZH40KCE-TFD nelle stesse condizioni, con l'eccezione della T evaporazione a 26 °C e del delta T di surriscaldamento in evaporazione, aveva invece

$$EER = \frac{P_f}{P_{ass}} = 3.57$$

$$COP = \frac{P_{cond}}{P_{ass}} = 4.57$$

e il seguente inviluppo:

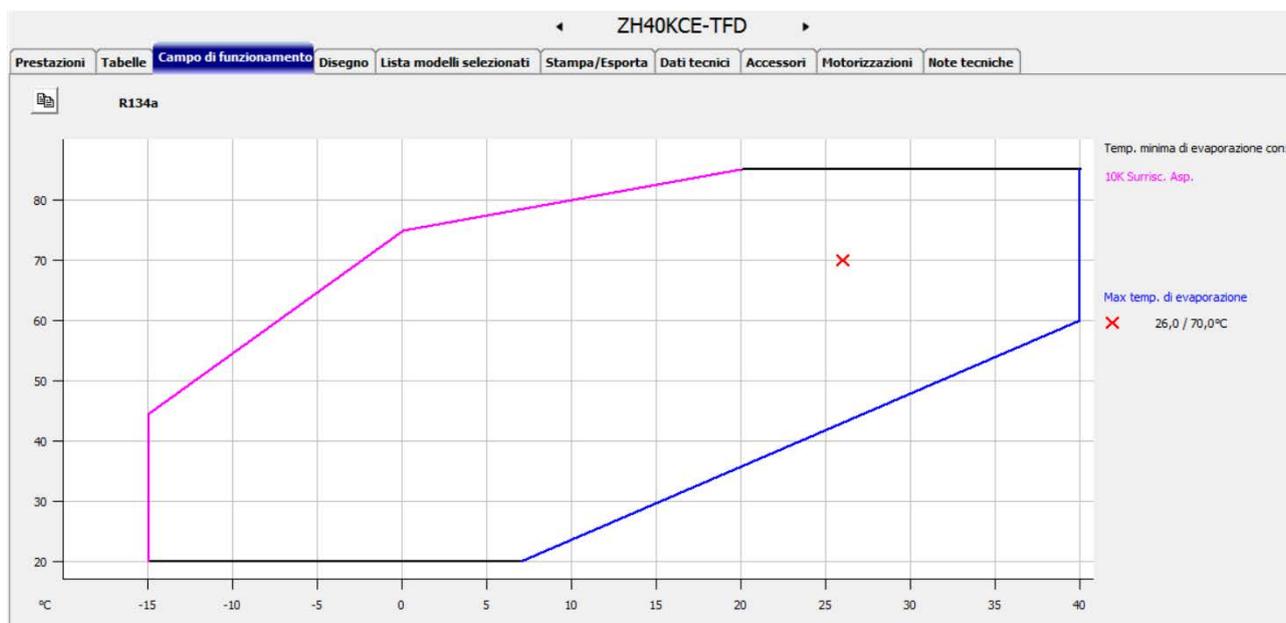


Fig. 5.3 Involuppo che rappresenta le condizioni limite del compressore Scroll selezionato

in cui il punto di lavoro si trova ben lontano dalle condizioni limite.

Se vogliamo eliminare il piccolo errore nel confronto dovuto alla diversità di condizione operative, abbassiamo la T evaporazione a 25 °C e alziamo il delta T all'aspirazione a 10 °C. In questo modo con il compressore ZH40 si otteneva:

$$EER = \frac{P_f}{P_{ass}} = 3.49$$

$$COP = \frac{P_{cond}}{P_{ass}} = 4.49$$

La stessa analisi è stata ripetuta per lo scenario del condominio degli anni '70 e i risultati ottenuti, sia con le condizioni operative volute che con quelle imposte uguali, sono i seguenti:

Tab. 5.1 Parametri di confronto fra i compressori Scroll e a pistoni selezionati per il condominio degli anni '70

Tipo di compressore	Scroll	Pistoni	Scroll
Nome compressore	ZH64KCE-TFD	44EES-12Y-40S	ZH64KCE-TFD
Numero compressori	2	2	2
Potenza frigo [kW]	32.5	32.5	32.5
T evaporazione [°C]	26	25	25
T condensazione [°C]	80	80	80
Sottoraffreddamento [°C]	4	4	4
Delta T aspirazione [°C]	5	10	10
COP [-]	3.37	3.33	3.33

Da questi dati possiamo trarre le seguenti osservazioni:

- I compressori Scroll esaminati hanno un campo di applicazione che meglio si presta alla nostra applicazione, mentre usare quelli a pistone richiederebbe principalmente un abbassamento della temperatura di evaporazione, con un conseguente peggioramento delle prestazioni.
- Anche a parità di condizioni di lavoro i compressori scroll hanno un COP più alto nel caso del ZH40KCE-TFD, mentre hanno lo stesso COP se il compressore è della taglia superiore ZH64KCE-TFD e anche questo fatto li rende preferibili; questa differenza potrebbe essere dovuta agli attriti interni del compressore che nel caso dello Scroll sono tendenzialmente minori.
- Infine i compressori scroll sono anche generalmente più economici, quindi la scelta finale è decisamente ricaduta su di essi.

Un ulteriore tipo di compressore è stato esaminato, cioè quelli semiermetici a vite. Essi tuttavia avevano limitazioni ancora più stringenti sulla temperatura di evaporazione massima sopportabile che si attestava sui 20 °C, rendendoli così inadatti per questa applicazione.

5.2 Ciclo in cascata

Di seguito viene esaminata la possibilità di usare una configurazione più complessa del ciclo semplice ipotizzato all’inizio, ricorrendo per esempio ad un ciclo in cascata su due livelli di pressione e con due fluidi frigoriferi diversi fra la parte alta e la parte bassa. Lo schema di principio di questa configurazione è il seguente:

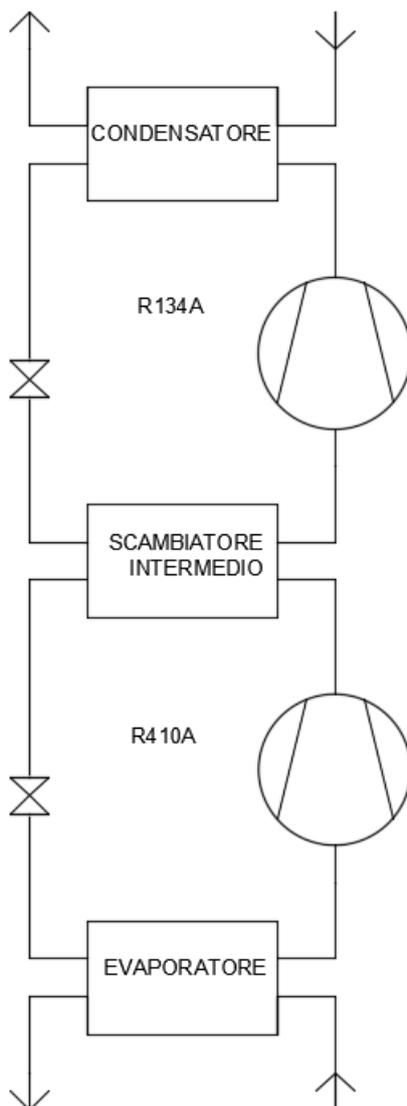


Fig. 5.4 Schema di base di un circuito di pompa di calore in cascata, che tralascia di mostrare il circuito ad anello e lo scambiatore di disaccoppiamento

Esso consiste in pratica in due pompe di calore distinte in cui l’evaporatore del ciclo superiore scambia calore con il condensatore del ciclo inferiore in un unico scambiatore qui chiamato “intermedio”. La differenza di temperatura fra utenza e sorgente dovrebbe essere spezzata in due e le singole macchine dovrebbero quindi avere efficienza maggiore di quella singola. Inoltre l’uso di fluidi diversi è studiato in modo da farli lavorare nel campo in cui forniscono le migliori prestazioni:

- L'R410A è un fluido che lavora ad alte pressioni e quindi è adatto per far compiere al calore scambiato il primo salto di T. Ha una temperatura critica un po' più bassa (344.5 K) e viene scelto per il ciclo inferiore in quanto permette di avere una pressione di evaporazione non troppo bassa, che invece porterebbe ad avere elevate portate volumetriche e le elevate perdite di carico connesse.
- L'R134A è un fluido invece che lavora a basse pressioni e questo lo rende più adatto per operare nella parte del ciclo ad alta temperatura. Ha una temperatura critica più alta (374.2 K) e permette di avere una più bassa pressione di evaporazione, una efficienza maggiore e diminuire le perdite nella laminazione e nel desurriscaldamento.

Per avere un'idea pratica della differenza fra i due fluidi basti pensare che l'R134a per evaporare a 10 °C deve avere una pressione relativa di 3.13 bar, mentre l'R410a deve raggiungere i 9.85 bar.

5.2.1 Selezione componenti

Scelti i due fluidi vediamo sotto che ipotesi impostare il ciclo e come fare a confrontarlo con quello semplice che abbiamo già analizzato. Innanzitutto scegliamo per fare il confronto lo scenario del condominio costruito negli anni '70 e come sistema di regolazione quello con inverter.

Definito ciò, analogamente a quanto fatto in precedenza, dobbiamo procedere con la selezione dei componenti e con l'analisi delle condizioni di lavoro nominali.

- Compressore: per il ciclo semplice avevamo selezionato 2 compressori in parallelo ZH64-KCE-TFD che con una temperatura di evaporazione di 26 °C e una temperatura di condensazione di 80 °C fornivano una capacità termica di 45.2 kW ciascuno. Di conseguenza per un confronto significativo andiamo a scegliere per la nuova macchina altri due compressori che diano esattamente lo stesso effetto utile. Inoltre, essendo questo un ciclo in cascata, si deve ottenere che la potenza scambiata dal condensatore del circuito in bassa pressione è uguale a quella scambiata dall'evaporatore del circuito in alta pressione, visto che in realtà sono lo stesso scambiatore. Per far ciò, mantenendo costanti le temperature della sorgente e dall'acqua in mandata all'utenza, si è costretti ad agire sulla temperatura di evaporazione e condensazione dello scambiatore intermedio. Per quanto riguarda la temperatura di evaporazione della PdC di alta pressione va notato che quella massima accettabile è di 40 °C poiché temperature più alte fuoriescono dal campo di lavoro di tutti i compressori esaminati. Per lo stesso motivo la temperatura di evaporazione limite massima della PdC di bassa pressione è 25 °C e non 26 °C come per il circuito semplice; per ovviare a questa differenza si è cercato di introdurre un fattore correttivo per consentire un confronto più significativo.

Fatte queste dovute precisazioni i compressori selezionati sono:

- 2 compressori in parallelo ZH45-KCE-TFD con capacità termica 45.20 kW l'uno, con T evaporazione di 40 °C e T condensazione di 80 °C per il circuito di bassa.

- 2 compressori in parallelo ZH15K18-TFM con capacità termica 38.20 kW l'uno, con T evaporazione di 25 °C e T condensazione di 43.3 °C per il circuito di alta.
- Scambiatori: dati i profili termici e le potenze da scambiare vengono selezionati 4 scambiatori, cioè uno scambiatore di disaccoppiamento, un evaporatore, un condensatore e uno scambiatore intermedio fra R134A e R410A.
 - Scambiatore di disaccoppiamento: CB110-92H
 - Evaporatore: ACH-230DQ-46H-F
 - Condensatore: ACH-230DQ-90H-F
 - Scambiatore intermedio: ACH-500DQ-42H-F

5.2.2 Confronto col ciclo semplice

Già dal software di selezione dei compressori ho gli elementi per calcolare un COP nominale (che non comprende però la potenza assorbita dalle pompe di circolazione) e confrontarlo con quello del ciclo semplice. I risultati di questo confronto sono i seguenti:

Tab. 5.2 COP nominale del ciclo in cascata e del ciclo semplice

	COP circuito alta pressione [-]	COP circuito bassa pressione [-]	COP complessivo [-]
Ciclo in cascata	5.35	8.78	3.5632
Ciclo semplice	/	/	3.373

Questi risultati però sono stati ottenuti con una piccola differenza sulle condizioni di lavoro: infatti la macchina che lavora sul ciclo semplice aveva T evaporazione a 26 °C, mentre quella sul ciclo in cascata aveva un limite tecnico a 25 °C.

Tuttavia si è osservato che se si abbassa di 1 °C la temperatura di evaporazione a partire da 25° C il COP del circuito in bassa pressione cala da 8.78 a 8.52, cioè di 0.26, e se si continua ad abbassare la T evaporazione di un altro grado fino a 23 °C il COP cala ancora di 0.26 fino a 8.26. Sembra lecito supporre quindi che se fosse possibile ottenere un compressore con un limite massimo sull'evaporazione di 26 °C, il COP del ciclo di bassa pressione aumenterebbe ancora di 0.26 fino a raggiungere 9.04. Ricalcolando il COP globale con questa correzione otteniamo i seguenti risultati:

Tab. 5.3 COP nominale del ciclo in cascata corretto per tener conto delle diverse condizioni operative del ciclo semplice

	COP circuito alta pressione [-]	COP circuito bassa pressione [-]	COP complessivo [-]
Ciclo in cascata	5.35	9.04	3.5963
Ciclo semplice	/	/	3.373

A carico nominale dunque il ciclo in cascata sembra migliore di quello semplice, e questo era un risultato che ci aspettavamo. Infatti introducendo il ciclo in cascata si è diminuita la differenza fra le

temperature di condensazione ed evaporazione e deve essere di conseguenza aumentato il COP. Ma bisogna vedere se questa convenienza sussiste anche ai carichi parziali, che sono invece le condizioni con cui la PdC tendenzialmente lavora per la maggior parte della sua vita utile.

Per valutare le prestazioni ai carichi parziali modifichiamo il modello di calcolo costruito con Excel, introducendo e modificando i seguenti elementi:

- Introduco un'altra caratteristica geometrica per lo scambiatore intermedio, ricavata come per gli altri dal software di selezione degli scambiatori con $(k * A)_{int} = \left(\frac{P_{scamb}}{\Delta T_{approach}}\right)_{int}$
- Adeguo il modello per tener conto del funzionamento interlacciato di due PdC, quindi con 4 compressori in parallelo a coppie e tali per cui nella coppia uno sia alimentato tramite inverter.
- Introduco anche le limitazioni sul campo operativo dei compressori che mi sono state evidenziate nel programma di selezione. Nello specifico impongo costante la temperatura di evaporazione del ciclo in bassa pressione a 25 °C, in quanto è il massimo raggiungibile. E' necessario imporla perché a carico nominale quel compressore ha come temperatura di evaporazione e condensazione rispettivamente 25 e 43.3 °C e a carico parziale, per ridurre la capacità termica prodotta, si tenderebbe ad avvicinare le due temperature e quindi ad aumentare quella di evaporazione. La temperatura di condensazione è libera di calare ma quella di evaporazione non può salire più in alto e viene quindi fissata a 25 °C.
- La temperatura di evaporazione della PdC ad alta pressione invece è limitata superiormente a 40 °C al carico nominale, ma è libera di scendere ai carichi parziali. Essa inoltre è legata alla temperatura di condensazione del ciclo a bassa pressione dalla caratteristica geometrica dello scambiatore intermedio. Questa temperatura di evaporazione può quindi, seppur entro certi limiti, essere regolata ed è quindi stata ottimizzata per ogni condizione esaminata di carico parziale in modo da ottenere il COP maggiore possibile, usando il risolutore di Excel.
- Un'altra differenza con il modello del circuito semplice è che imponendo la temperatura di evaporazione a 25 °C sono costretto a rendere il circuito fra evaporatore e scambiatore di disaccoppiamento a portata variabile. Infatti le temperature estreme di questa parte del circuito sono la temperatura della sorgente a 40,8 °C e quella di evaporazione a 25 °C e sono fissate, quindi se varia la potenza scambiata dovrà essere la portata circolante a variare, da $q = \dot{m} * c_p * \Delta T$. Le perdite di carico dei circuiti e la potenza assorbita dalle pompe sono state di conseguenza ricalcolate con le nuove portate.

Apportate le suddette modifiche al modello i risultati ottenuti sono i seguenti:

Tab. 5.4 COP ai carichi parziali del ciclo in cascata e del ciclo semplice

Temperatura di mandata	COP ciclo in cascata	COP ciclo semplice
75	3.5168	3.4954
75	3.5290	3.5460
74.99	3.5307	3.5533
67.49	4.0837	4.7170
55	4.7786	6.7658
55	4.7785	6.7777
55	4.7784	6.7786
55	4.7783	6.7818
55	4.7783	6.7826
55	4.7782	6.7839
55	0	0
55	0	0
55	0	0
55	0	0

Tab. 5.5 SCOP del ciclo in cascata e del ciclo semplice

	Ciclo in cascata	Ciclo semplice
SCOP	4.0523	4.6884

Anche su questi risultati si possono fare alcune osservazioni:

- I COP calcolati al carico nominale sono leggermente diversi da quelli calcolati per la temperatura più fredda dell'anno, poiché questi ultimi tengono conto anche della potenza assorbita dalle pompe, fattore che tende ad abbassarli, e soprattutto del sovradimensionamento della macchina rispetto al fabbisogno massimo dell'edificio dovuto al limitato numero di taglie disponibili, fattore invece questo che tende ad alzare il COP.
- I COP prossimi al carico massimo per il ciclo in cascata sono maggiori di quelli per il ciclo semplice, come avevamo già notato in precedenza, ma quelli ai carichi parziali sono minori, e l'SCOP è anch'esso minore.
- La facile conclusione che se ne trae è che questo tipo di ciclo non conviene per questa applicazione e la principale causa è la limitazione del campo di lavoro dei compressori, per cui la temperatura di evaporazione del ciclo inferiore ha un limite superiore a 25 °C e quella del ciclo superiore ha un limite superiore a 40 °C.
- Oltre alle prestazioni inferiori inoltre questa configurazione avrebbe un costo anche molto maggiore in quanto si dovrebbero sdoppiare quasi tutti i componenti della PdC senza avere peraltro una riduzione delle taglie, e quindi ottenendo quasi un raddoppiamento dell'investimento iniziale.

5.3 Ciclo in serie

Si analizza ora un'altra configurazione possibile, in cui si hanno ancora due macchine, ma messe in "serie", cioè in cascata sull'acqua. In questo modo le macchine saranno dimensionate ciascuna per sviluppare metà della capacità termica richiesta e fornire al fluido passante per i condensatori metà del salto di temperatura richiesto. Inoltre grazie alle differenti temperature di evaporazione e condensazione avranno ciascuna dei ΔT interni al ciclo minori che nel caso del ciclo semplice, fatto che comporta dei COP più alti.

Lo schema di principio di questa configurazione, applicata allo scenario del condominio degli anni '70, è il seguente.

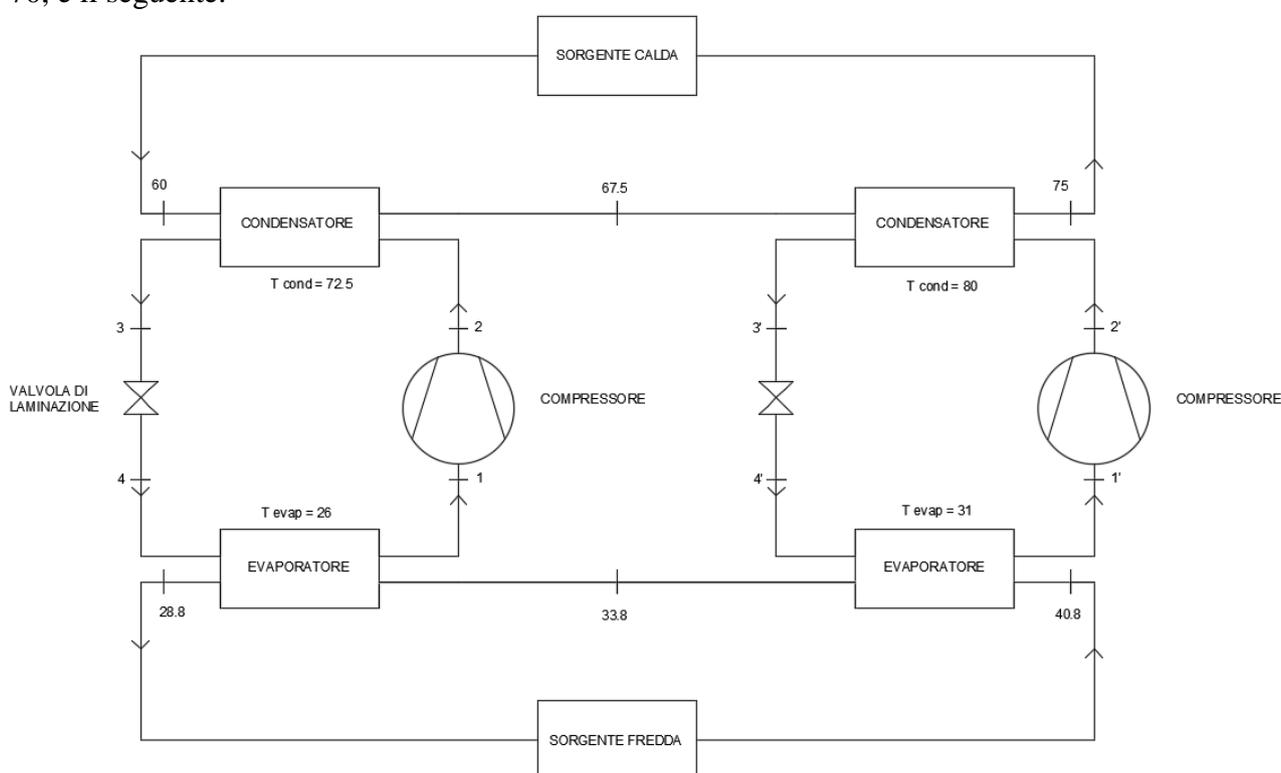


Fig. 5.5 Schema di base di un circuito di pompa di calore in cascata sull'acqua, detto anche in serie

Chiamando 1 la macchina a sinistra che lavora con la più bassa temperatura di condensazione e 2 la macchina a destra che lavora con la più alta temperatura di condensazione possiamo calcolare le differenze di temperatura interne al ciclo frigo. Supponendo per tutte le macchine un ΔT approach nei condensatori di $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e negli evaporatori di $2.8\text{ }^{\circ}\text{C}$, la differenza fra temperatura di condensazione e quella di evaporazione risulta:

- $\Delta T = 72.5 - 26 = 46.5$ per la macchina 1;
- $\Delta T = 80 - 31 = 49$ per la macchina 2;
- $\Delta T = 80 - 26 = 54$ per la macchina operante con ciclo semplice.

Questa minore differenza garantisce al ciclo in cascata delle prestazioni teoriche leggermente migliori, di cui cercheremo un riscontro una volta selezionati i componenti.

Inoltre con questa configurazione lo scambio termico fra sorgenti calda e fredda e refrigerante viene spezzato in due avvicinando i profili e riducendo le irreversibilità. Ciò si può notare col seguente grafico comparativo in cui i primi profili sono quelli del condensatore della macchina in cascata, gli ultimi due sono invece quelli del ciclo semplice.

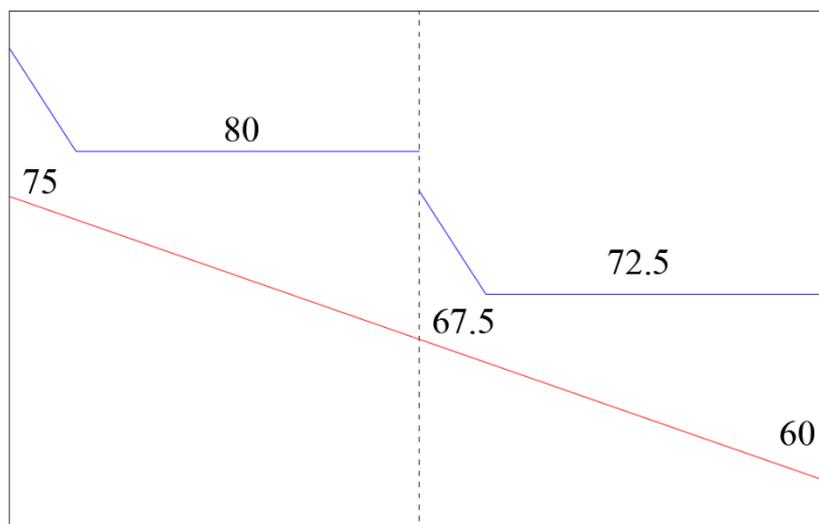


Fig. 5.6 Profili termici dei condensatori di un ciclo in serie, trascurando il sottoraffreddamento

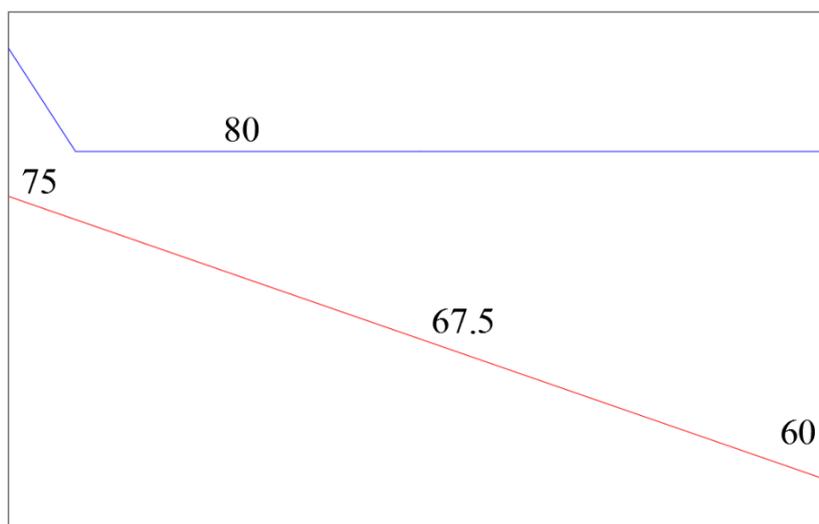


Fig. 5.7 Profili termici dei condensatori di un ciclo semplice, trascurando il sottoraffreddamento

L'area compresa fra i profili termici rappresenta le irreversibilità dello scambio e nel caso del ciclo in cascata essa è minore.

5.3.1 Selezione componenti

Non sono state incontrate difficoltà nella selezione dei componenti in quanto i punti di lavoro nominali prospettati ricadono nel loro campo di applicazione.

I compressori selezionati sono:

- 1 compressore ZH64-KCE-TFD con capacità termica 48.50, con T evaporazione di 26 °C e T condensazione di 72.5 °C per la macchina 1.
- 1 compressore ZH64-KCE-TFD con capacità termica 52.10, con T evaporazione di 31 °C e T condensazione di 80 °C per la macchina 2.

Gli scambiatori selezionati sono:

- Scambiatore di disaccoppiamento: CB110-230H; da notare che essendo in comune per i due circuiti deve essere dimensionato per scambiare la somma delle potenze frigo.
- Evaporatore macchina 1: ACH-230DQ-50H-F
- Evaporatore macchina 2: ACH-230DQ-50H-F
- Condensatore macchina 1: ACH-230DQ-62H-F
- Condensatore macchina 2: ACH-230DQ-70H-F

5.3.2 Confronto col ciclo semplice

Un primo confronto può essere operato calcolando i COP nominali che, per le motivazioni già esposte, ci aspettiamo essere superiori nel caso del ciclo in cascata. Essi, trascurando per il momento le potenze assorbite dalle pompe ausiliarie, vengono forniti direttamente programma di selezione e risultano:

Tab. 5.6 COP a carico nominale del ciclo in serie e del ciclo semplice

	Ciclo serie 1	Ciclo serie 2	Ciclo serie totale	Ciclo semplice
COP	4.2174	3.8736	4.0321	3.3731

Per verificare la convenienza della configurazione bisogna però analizzarne il comportamento a carico parziale, quindi si andrà ancora una volta a modificare il modello per adattarlo a questo ciclo. Sono state implementate le seguenti condizioni:

- Ognuna delle due macchine soddisfa metà del fabbisogno di calore dell'utenza e copre metà della differenza di temperatura fra acqua in mandata e in ritorno dall'impianto; è stato possibile imporre questa condizione in quanto entrambi i compressori sono stati associati ad un inverter.
- La temperatura dell'acqua all'uscita del condensatore della macchina 1 sarà uguale alla temperatura dell'acqua in entrata al condensatore nella macchina 2.
- La temperatura dell'acqua all'uscita dell'evaporatore della macchina 1 sarà uguale alla temperatura dell'acqua in entrata all'evaporatore nella macchina 2.
- La potenza scambiata dall'unico scambiatore di disaccoppiamento è uguale alla somma delle capacità frigo delle due macchine.
- Controllo che in ogni punto di lavoro di entrambe le macchine, anche ai carichi parziali, non fuoriesca dai campo di inviluppo del compressore.

I risultati generati dal modello sono esposti di seguito. Iniziamo presentando le condizioni di lavoro a carico parziale di entrambe le PdC e di quelle operante con ciclo semplice.

Tab. 5.7 COP ai carichi parziali del ciclo in serie

Macchina 1				Macchina 2		
T esterna	T mandata	Q utenza	COP	T mandata	Q utenza	COP
-7.1	75	43.02	3.6237	68.35	43.02	4.2170
-1.375	75	41.63	3.6682	68.57	41.63	4.2469
1	74.99	41.43	3.6746	68.60	41.43	4.2513
4.375	67.49	33.94	4.7868	62.25	33.94	5.3490
10.0804	55	22.61	6.4385	51.50	22.61	6.8288
12.5	55	22.36	6.4407	51.54	22.36	6.8257
13.5	55	22.34	6.4408	51.54	22.34	6.8255
15.0871	55	22.27	6.4414	51.55	22.27	6.8246
16	55	22.25	6.4415	51.56	22.25	6.8244
17.5	55	22.23	6.4417	51.56	22.23	6.8240
20	55	0	0	55	0	0
21.5339	55	0	0	55	0	0
27.2607	55	0	0	55	0	0
32.9875	55	0	0	55	0	0

Le prestazioni che erano state calcolate per il ciclo semplice invece erano:

Tab. 5.8 COP ai carichi parziali del ciclo semplice

Ciclo semplice			
T esterna	T mandata	Q utenza	COP
-7.1	75	89.32	3.4383
-1.375	75	86.42	3.4887
1	74.99	86.02	3.4960
4.375	67.49	70.46	4.6434
10.0804	55	46.95	6.7246
12.5	55	46.42	6.7373
13.5	55	46.38	6.7383
15.0871	55	46.24	6.7417
16	55	46.21	6.7426
17.5	55	46.15	6.7439
20	55	0	0
21.5339	55	0	0
27.2607	55	0	0
32.9875	55	0	0

Possiamo notare come le prestazioni della macchina 2, quella che lavora con la più bassa temperatura di condensazione, siano sempre migliori di quella che opera col ciclo semplice, mentre il COP della macchina 1 risulta più elevato solo a carichi prossimi a quello nominale. Da ciò possiamo dedurre che avere una alta temperatura di evaporazione tendenzialmente migliora l'efficienza più di avere una bassa temperatura di condensazione, ma per quantificare meglio la convenienza di una soluzione rispetto all'altra procediamo al calcolo del SCOP,

Come già fatto in precedenza ricaviamo dai risultati sopra esposti delle funzioni che esprimono il COP in funzione della temperatura esterna, ma avendo dalla simulazione TRSNSYS le potenze

fornite ora per ora all'edificio, possiamo quindi ricavare anche quelle assorbite e dalla loro somma ottenere l'SCOP.

I risultati di questi calcoli sono i seguenti:

Tab. 5.9 SCOP e costi operativi del ciclo in cascata e del ciclo semplice

	Ciclo in serie	Ciclo semplice	Risparmio
Energia totale fornita [kWh]	190038.1	190038.1	/
Energia totale assorbita [kWh]	38270.49	40532.93	2262.43
SCOP [-]	4.965655	4.688486	
Potenza termica installata [kW]	48.5 + 52.1	90.4	
Costo dell'energia [€]	7071.28	7414.45	343.18
Costo d'investimento [€]	9401.43	6059.60	- 3341.83
Risparmio annuale rispetto caldaia [€]	10025.9	9832.73	193.18
Tempo di ritorno dell'investimento [anni]	5.63	3.69	

Il costo dell'energia evitato annualmente con la soluzione più complessa sarebbe di circa 343 € che andrebbero ad ammortizzare il maggior costo dell'investimento iniziale. Anche in questo caso infatti, come nel ciclo in cascata, si ha un esborso iniziale maggiore visto che a parte alcuni scambiatori quasi tutti i componenti della PdC sono duplicati; tuttavia rispetto al ciclo in cascata le 2 macchine sostitutive sono di taglia minore di quella iniziale e quindi meno costose. Inoltre si è supposto che i costi di manutenzione aumentino di 1.5 volte rispetto al ciclo semplice. Sono stati quindi ricalcolati costi d'investimento e risparmi annui rispetto alla soluzione tradizionale della caldaia (vedi Tab. 5.9) e i tempi di ritorno sono risultati circa 3.7 anni per il ciclo semplice, 5.6 anni per il ciclo in serie; inoltre per ogni anno di funzionamento i risparmi conseguiti dal ciclo in serie rispetto a quello semplice ammontano a circa 200 €. Questa lieve differenza, a fronte di un aumento considerevole dei tempi di ritorno, porta a pensare che un investitore potrebbe preferire la soluzione a ciclo semplice.

5.4 Fluido R1234ze

Di seguito viene esaminata la possibilità di sostituire il fluido finora considerato, cioè l'R134a, con uno alternativo. L'R134a è un ottimo fluido con un'alta temperatura critica e che lavora a bassa pressione, ma la normativa che regola l'uso dei gas refrigeranti prevede la dismissione graduale di quei gas che hanno effetti troppo negativi sia per il mantenimento dello strato d'ozono che, come nel caso dell'R134a, per il surriscaldamento globale. Questi due effetti sono misurati rispettivamente con due indici che sono l'ODP (Ozone Depletion Potential) e il GWP (Global Warming Potential) che per i fluidi considerati assumono i seguenti valori:

Tab. 5.10 Parametri di impatto ambientale dei fluidi refrigeranti R134a e R1234ze

	R134a	R1234ze
ODP	0	0
GWP (100 years)	1430	6

Si nota che entrambi i fluidi non hanno più un effetto negativo sullo strato d'ozono a differenza di alcuni dei loro predecessori, ma l'R134a ha un GWP circa 24 volte superiore al R410a e questo è il motivo per cui si pensa alla sua sostituzione.

5.4.1 Metodo di calcolo

Aggiornare il modello costruito perché possa analizzare il comportamento delle stesse macchine con il fluido R1234ze presenta delle difficoltà, in quanto i programmi di selezione che sono stati usati per ricavare le prestazioni di componenti chiave come scambiatori e soprattutto compressori non forniscono la possibilità di scegliere quel fluido. L'analisi comparativa che si è potuta condurre ne è stata perciò limitata e si sono potuti trarre dei risultati solo ponendo facendo certe assunzioni.

Si è cercato di correggere le potenze generate dal compressore moltiplicandole per un opportuno coefficiente, ricavato confrontando le proprietà chimiche di R134a e R1234ze; l'obiettivo è ricavare le prestazioni del suddetto compressore se, senza modifiche al ciclo, si cercasse di adoperare un altro fluido rispetto a quello iniziale.

Si è partiti considerando le espressioni della potenza frigorifera e della potenza assorbita, ancora nel caso del condominio costruito negli anni '70.

$$P_{frigo} = \rho_{asp} * \dot{V}_{asp} * \Delta H_{evap}$$

$$P_{assorbita} = \rho_{asp} * \dot{V}_{asp} * \Delta H_{comp}$$

In cui la densità e la portata volumetrica usate sono quelle all'aspirazione perché sono quelle "viste" dal compressore.

Considerato che un compressore volumetrico funziona elaborando un volume costante posso considerare la portata volumetrica aspirata \dot{V}_{asp} costante anche cambiando fluido. Quindi per ottenere i nuovi valori della potenza frigo ed assorbita basterà vedere come cambiano le altre variabili e per fare ciò si userà il programma REFPROP, che contiene al suo interno le caratteristiche di un gran numero di fluidi frigoriferi.

Sono state fatte le seguenti assunzioni:

- Essendo la temperatura della sorgente e quella dell'acqua di mandata richiesta dall'utenza fisse, abbiamo mantenuto costanti anche le temperature di condensazione ed evaporazione, ma essendo variate le caratteristiche del fluido cambieranno ovviamente anche le pressioni di saturazione a cui queste temperature vengono raggiunte.
- Non è stato considerato il comportamento del fluido negli scambiatori in quanto non avremmo avuto i mezzi per calcolarlo correttamente, di conseguenza il confronto fra i due fluidi avverrà solo a livello di prestazioni del compressore. Sottoraffreddamento e surriscaldamento sono mantenuti costanti.
- Il rendimento isoentropico del compressore è stato supposto costante al variare da un fluido all'altro, supposizione pesante, ma che in mancanza di migliori dati si è stati costretti ad accettare.

Fatte queste ipotesi si sono calcolati i valori assunti dai vari parametri che descrivono i fluidi nelle condizioni operative più vicine a quelle nominali, cioè quelle corrispondenti alla temperatura esterna più fredda. Il ciclo di riferimento è rappresentato nei seguenti grafici:

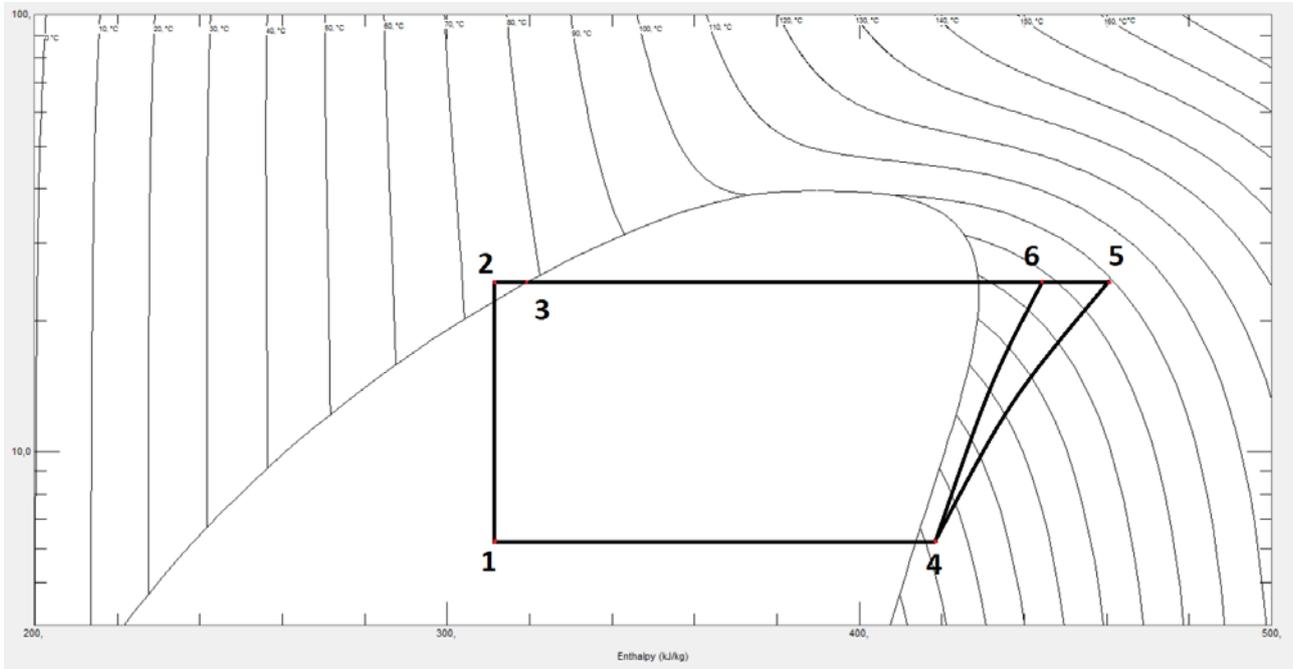


Fig. 5.8 Ciclo termodinamico di riferimento per l'R134a

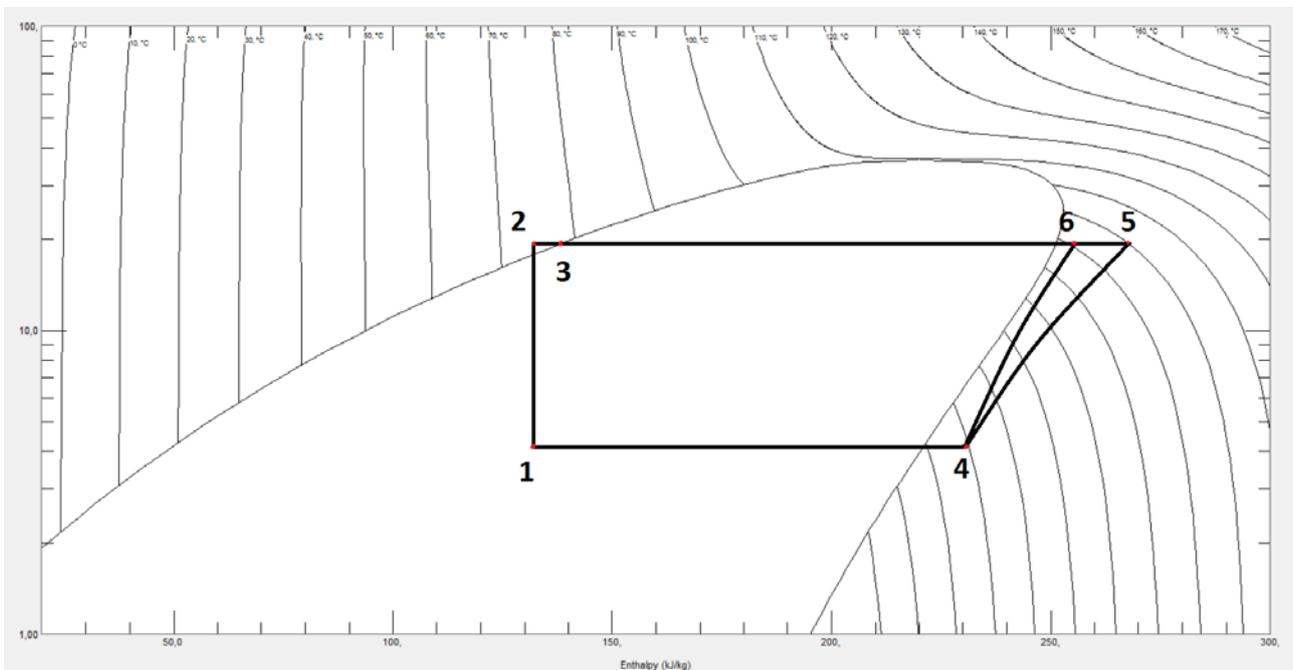


Fig. 5.9 Ciclo termodinamico di riferimento per l'R1234ze

Calcolo del coefficiente moltiplicativo per la potenza frigo

Tab. 5.11 Parametri per il calcolo del rapporto sulle potenze frigorifere

	R134a	R1234ze
T evaporazione [°C]	27.192	27.192
T_4 [°C] (aspirazione)	32.192	32.192
p_4 [bar] (aspirazione)	6.086	4.311
ρ_4 [kg/m ³] (aspirazione)	33.505	27.39
h_4 [kJ/kg] (aspirazione)	418.62	231
T condensazione [°C]	80.231	80.231
T_2 [°C]	76,231	76,231
p_2 [bar]	25.449	19.163
h_2 [kJ/kg]	314.91	134.87
h_1 [kJ/kg]	314.91	134.87
x_1 [-]	0.43941	0.44776
$\Delta h_{evaporatore}$ [kJ/kg]	103.7	96.13
r_p rapporto di compressione [-]	3.732571	3.795888

Dai risultati già ottenuti in precedenza si è già ricavata la potenza frigo

$$P_{frigo,R134a} = \rho_{asp,R134a} * \dot{V}_{asp} * \Delta H_{evap,R134a} = 68.629 \text{ kW}$$

Da cui, avendo trovato $\rho_{asp,R134a}$ e $\Delta H_{evap,R134a}$, posso ricavare la portata volumetrica

$$\dot{V}_{asp} = \frac{P_{frigo}}{\rho_{asp} * \Delta H_{evap}} = 0.019752373 \text{ m}^3/\text{s}$$

Infine si calcola la $P_{frigo,R1234ze}$ usando la stessa \dot{V}_{asp} con

$$P_{frigo,R1234ze} = \rho_{asp,R1234ze} * \dot{V}_{asp} * \Delta H_{evap,R1234ze}$$

Tab. 5.12 Potenze frigorifere sviluppate dai due fluidi

	R134a	R1234ze
Potenza frigo [kW]	68.62929	52.00823

Il coefficiente che lega le due potenze è:

$$C_{Pf} = \frac{P_{frigo R1234ze}}{P_{frigo R134a}} = \frac{52.008}{68.629} = 0.757813926$$

Allo stesso modo calcolo il coefficiente per la potenza assorbita

Tab. 5.13 Parametri per il calcolo del rapporto sulle potenze assorbite

	R134a	R1234ze
T_5 [°C]	99.483	91.81
T_6 [°C]	90.175	83.07
h_5 [kJ/kg]	459.3709	268.3612
h_6 [kJ/kg]	445.91	256.02
s_6 [kJ/kg]	1.7325	0.78481
Rend isoentropico compr [-]	0.669678	0.669678
Δh_{comp} [kJ/kg]	40.7509	37.3612

La potenza assorbita e la portata volumetrica in aspirazione sono già note da calcoli precedenti e valgono

$$P_{assorbita,R134a} = \rho_{asp,R134a} * \dot{V}_{asp} * \Delta H_{comp,R134a} = 26.969 \text{ kW}$$

$$\dot{V}_{asp} = \frac{P_{frigo}}{\rho_{asp} * \Delta H_{evap}} = 0.019752373 \text{ m}^3/\text{s}$$

E quindi avendo trovato $\Delta H_{compressore, R1234ze}$ posso calcolare la $P_{assorbita, R1234ze}$ con

$$P_{assorbita, R1234ze} = \rho_{asp, R1234ze} * \dot{V}_{asp} * \Delta H_{comp, R1234ze}$$

Tab. 5.14 Potenze assorbite dai due fluidi

	R134a	R1234ze
Potenza assorbita [kW]	26.969	20.213

e il coefficiente relativo

$$C_{Pa} = \frac{P_{assorbita R1234ze}}{P_{assorbita R134a}} = \frac{20.213}{26.969} = 0.749490582$$

Infine potrei ricavare la nuova capacità termica calcolandola come

$$P_{termica R134a} = P_{frigo R134a} + P_{assorbita R134a}$$

$$P_{termica R1234ze} = P_{frigo R1234ze} + P_{assorbita R1234ze}$$

Tab. 5.15 Potenze termiche sviluppate dai due fluidi

	R134a	R1234ze
Potenza termica [kW]	95.5985	72.2214

E la portata di massa calcolandola come

$$\dot{m} = \rho_{asp} * \dot{V}$$

in cui considero il volume costante. Quindi il rapporto fra le portate di massa si riduce al rapporto fra le densità

$$C_{Pm} = \frac{\dot{m}_{R1234ze}}{\dot{m}_{R134a}} = \frac{\rho_{asp R1234ze} * V}{\rho_{asp R1234ze} * V} = \frac{23.39}{33.505} = 0.81749.$$

È stato quindi determinato il rapporto fra potenze frigorifere e potenze assorbite nel caso che il compressore funzioni con R134a o R1234ze nel punto di funzionamento a carico massimo e si possono anche confrontare i due COP. Inoltre se si supponesse questo rapporto costante anche ai carichi parziali e si trascurassero le diversità nello scambio termico negli scambiatori, si potrebbero calcolare le potenze e gli altri parametri in uscita dal compressore per ogni condizione di lavoro semplicemente moltiplicando gli output delle polinomiali per gli opportuni coefficienti sopra calcolati.

Le 4 nuove polinomiali sarebbero:

- $P_{frigo R1234ze} = C_{Pf} * P_{frigo R134a}$
- $P_{assorbita R1234ze} = C_{Pa} * P_{assorbita R134a}$
- $I_{assorbita R1234ze} = C_{Pa} * I_{assorbita R134a}$
- $\dot{m}_{R1234ze} = C_{Pm} * \dot{m}_{R134a}$

Tuttavia in questa trattazione ci limiteremo ad analizzare le prestazioni al carico massimo, i cui COP sono esposti di seguito.

5.4.2 Risultati del confronto col R134a

I COP teorici al carico massimo e che tengono conto esclusivamente delle prestazioni del compressore sono calcolati come

$$COP = \frac{P_{termica}}{P_{assorbita}}$$

E risultano

Tab. 5.16 COP ottenuti coi due fluidi

	R134a	R1234ze
COP [-]	3.544728	3.572988

Vediamo quindi che le prestazioni sono molto simili, anzi il fluido R1234ze risulta avere una efficienza superiore di circa il 5% rispetto al vecchio fluido e ciò rappresenta un bonus nell'ottica della sua graduale sostituzione per ottemperare ai limiti sempre più stringenti della normativa sui gas refrigeranti.

Il vero problema consiste invece nell'abbassamento delle potenze prodotte di circa il 25 %, che fa sì che le macchine selezionate non siano più in grado di soddisfare ai fabbisogni dell'utenza. E' per questo che anche trascurando il diverso comportamento del nuovo fluido negli scambiatori non è possibile usare il modello già costruito senza rilesionare la taglia di scambiatori e compressori.

Risultati simili sono anche stati trovati in altre analisi, che consigliavano per operare la sostituzione fra i fluidi di scegliere la taglia successiva di compressore e abbassare leggermente la sua velocità; questi provvedimenti consentono rispettivamente di lavorare a carico parziale più spinto e diminuire le perdite di carico, entrambi fattori, seppur indipendenti dal fluido, che consentono di aumentare il COP [13].

In conclusione aggiornare una stessa macchina per il passaggio nell'uso da un fluido all'altro risulta quindi impossibile e va fatto un investimento per sostituirla con una altra più grande e più costosa. Il piccolo aumento di efficienza conseguente non sembra giustificare il maggior costo e si dovrebbe dunque cercare di valutare se esso sia veramente necessario, cioè se ci si aspetta che l'uso o la ricarica degli impianti che usano il fluido refrigerante R134a possa essere impedito durante la loro vita utile.

5.5 Ciclo a CO₂

5.5.1 Generalità sui cicli a CO₂

Consideriamo infine come ultima alternativa l'uso di un ciclo transcritico ad anidride carbonica (CO₂). Le pompe di calore ad anidride carbonica con ciclo transcritico si differenziano da quelle convenzionali per il cambiamento di temperatura progressivo della CO₂ nel raffreddatore di gas (gas cooler), mentre per quelle con ciclo subcritico, come per le pompe di calore convenzionali, il raffreddamento avviene tramite condensazione a temperatura costante.

Questo raffreddamento progressivo permette di accoppiare molto meglio i profili termici di acqua lato utenza e del refrigerante nel condensatore diminuendo le perdite energetiche e migliorando le prestazioni.

Ciò si può notare nel diagramma semplificato del ciclo che segue, in cui sono evidenziati anche i profili termici dell'acqua utenza e sorgente.

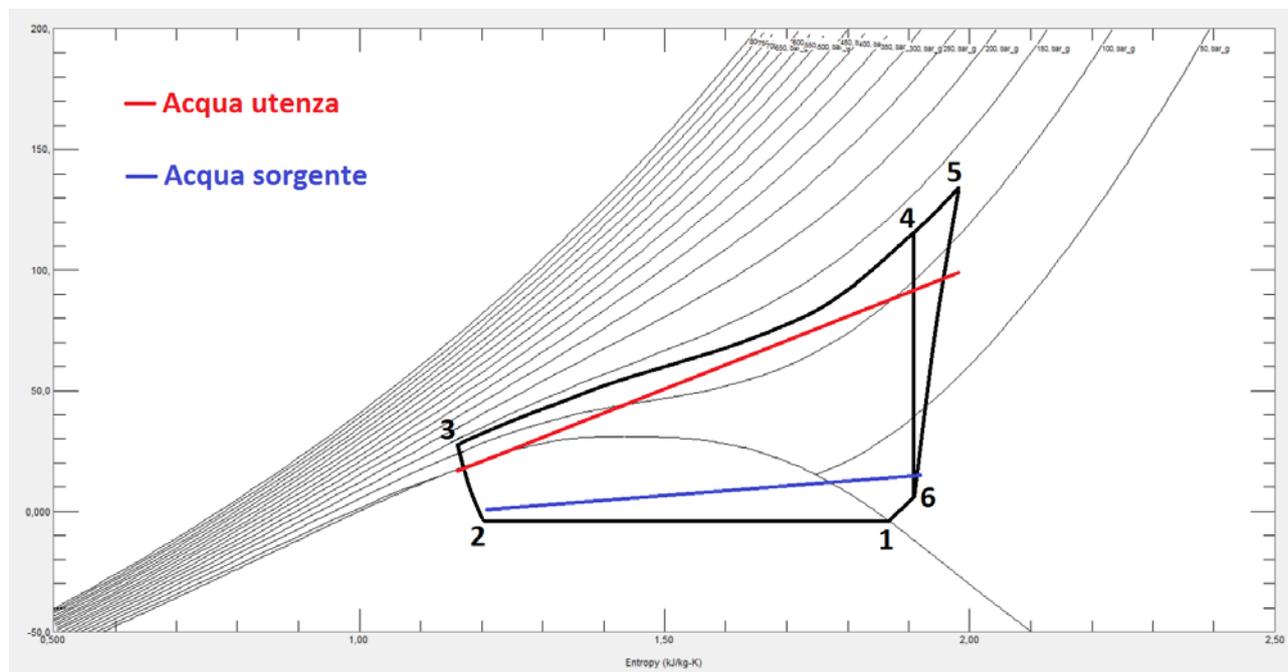


Fig. 5.10 Ciclo termodinamico di riferimento per la CO₂

Analogamente ai cicli convenzionali in cui il COP teorico è funzione della temperatura di evaporazione e condensazione, in questo caso il COP è funzione della temperatura di evaporazione e della temperatura di uscita dal gas cooler. Avere una temperatura di uscita alta vuol dire sfruttare poco il raffreddamento del gas a parità di spesa energetica del compressore e comporta dei COP bassi. Per rendere conveniente questo tipo di ciclo quindi si vede come sia importante avere un ΔT il più possibile ampio all'utenza.

5.5.2 Confronto col ciclo semplice

Si cerca innanzitutto di calcolare le prestazioni nominali di una eventuale macchina a CO₂ che lavori nelle stesse condizioni di quella che opera secondo un ciclo semplice, e per fare ciò si adoperava un software di selezione compressori della Dorin, azienda specializzata nella produzione di compressori a CO₂.

La macchina viene dimensionata per le esigenze del condominio degli anni '70 e poi la si confronta con quella già selezionata col fluido R134a.

I parametri inseriti nel programma di selezione quindi sono i seguenti:

- Fluido impiegato: CO₂, detta anche, stando alla nomenclatura ufficiale, R744.
- Tensione / numero di fasi / frequenza: 380-420 V / 3 / 50 Hz.
- Modalità operativa: ciclo transcritico.
- Temperatura di evaporazione: 15 °C. E' la temperatura di evaporazione più alta accettabile dal compressore ma è sensibilmente più bassa dei 26 °C usati nel ciclo semplice; ciò comporta uno sfruttamento molto peggiore della sorgente di calore e, a parità di altri parametri, un abbassamento del COP.
- Surriscaldamento all'uscita dell'evaporatore: 5 K.
- Modello della macchina: il modello selezionato è il CD2500-H in quanto la taglia è quella che più si avvicina alle potenze richieste dall'edificio, mentre la versione H è quella che consente di avere le temperature di evaporazione più elevate.
- Temperatura di uscita del gas cooler: è determinata dalla temperatura minima di ritorno dell'acqua che vogliamo riscaldare e dipende dall'esigenza del momento, in particolar modo dalla richiesta o meno di acqua calda sanitaria.
- Pressione del gas cooler: è la pressione a cui avviene il raffreddamento del gas, supponendo il processo sia isobaro, e determina la temperatura di mandata dell'acqua all'utenza.

Ci si rende subito conto che gli ultimi due parametri, cioè temperatura di uscita del gas cooler e pressione del gas cooler sono assolutamente rilevanti ai fini della determinazione della capacità termica sviluppata e del COP.

Inserendo $T_{\text{uscita gas cooler}} = 20 \text{ °C}$ e $p_{\text{gas cooler}} = 97.6 \text{ bar}$ si sta simulando il momento in cui la richiesta di riscaldamento è alla temperatura di mandata massima possibile e in aggiunta ho anche richiesta di ACS che mi viene fornita dall'acquedotto ad una temperatura media di 15 °C; con queste ipotesi otteniamo:

- COP = 5.97
- $T_{\text{mandata compressore}} = 75 \text{ °C}$
- $Q_{\text{resa gas cooler}} = 115.76 \text{ kW}$

Se invece si inserisce $T_{\text{uscita gas cooler}} = 60 \text{ °C}$ e $p_{\text{gas cooler}} = 97.6 \text{ bar}$ si sta simulando il momento in cui ho ancora richiesta di riscaldamento alla massima temperatura ma non ho richiesta di ACS e quindi la temperatura di ritorno da cui inizio a riscaldare l'acqua è molto più alta; con queste ipotesi si ottiene:

- COP = 1.02
- T mandata compressore = 75 °C
- resa gas cooler = 19.86 kW

Già solo da questi due risultati si intuisce la grande differenza di prestazioni di questo ciclo al variare del tipo di richiesta dell'utenza, ma per poter interpretare meglio questo andamento sono stati esaminati altri punti di lavoro modulando pressione del gas cooler e temperatura di ritorno.

Si sono ottenuti i seguenti risultati:

Tab. 5.17 *Efficienze ottenute col ciclo a CO₂ in alcuni punti di lavoro*

Pressione gas cooler [bar]	Temperatura uscita gas cooler [°C]	Temperatura di mandata [°C]	Resa gas cooler [kW]	COP [-]
103.5	20	80	116.86	5.6
103.5	60	80	27.13	1.3
81.7	20	60	112.39	7.48
81.7	45	60	21.51	1.43
106	65	82	22.17	1.03

Su questi possiamo fare alcune osservazioni:

- Le prestazioni del ciclo a CO₂ sono in generale estremamente variabili e dipendenti dalla temperatura di uscita e dalla pressione del gas cooler.
- I COP della macchina diventano interessanti solo quando c'è produzione di acqua calda sanitaria e dovendosi riscaldare l'acqua fredda in arrivo dall'acquedotto ad una temperatura di circa 15 °C si ha una temperatura di uscita gas cooler di circa 20 °C
- Oltre al COP anche la potenza resa al gas cooler varia enormemente con la sua temperatura di uscita: si vede infatti che la resa quando c'è produzione di ACS e con pressione al gas cooler di 103.5 bar vale 116.86 kW, quando non c'è essa si riduce a 27.13 kW, cioè di più di 4 volte. Ciò comporta che se si volesse comunque dimensionare un sistema del genere per ricoprire l'intero fabbisogno di riscaldamento di un edificio anche quando non vi fosse richiesta di acqua calda, esso dovrebbe essere estremamente sovradimensionato rispetto a quando invece la richiesta di ACS è presente.
- Se la temperatura di uscita gas cooler è eccessivamente alta il COP assume addirittura valori molto prossimi ad uno, valore per cui la potenza elettrica assorbita dal compressore viene interamente e solamente essa tramutata in potenza termica da scambiare al gas cooler, e il ciclo a CO₂ quindi ha operato come una costosa resistenza elettrica.

La spiegazione di questo comportamento è evidente considerando il grafico del ciclo quando non avviene produzione di ACS

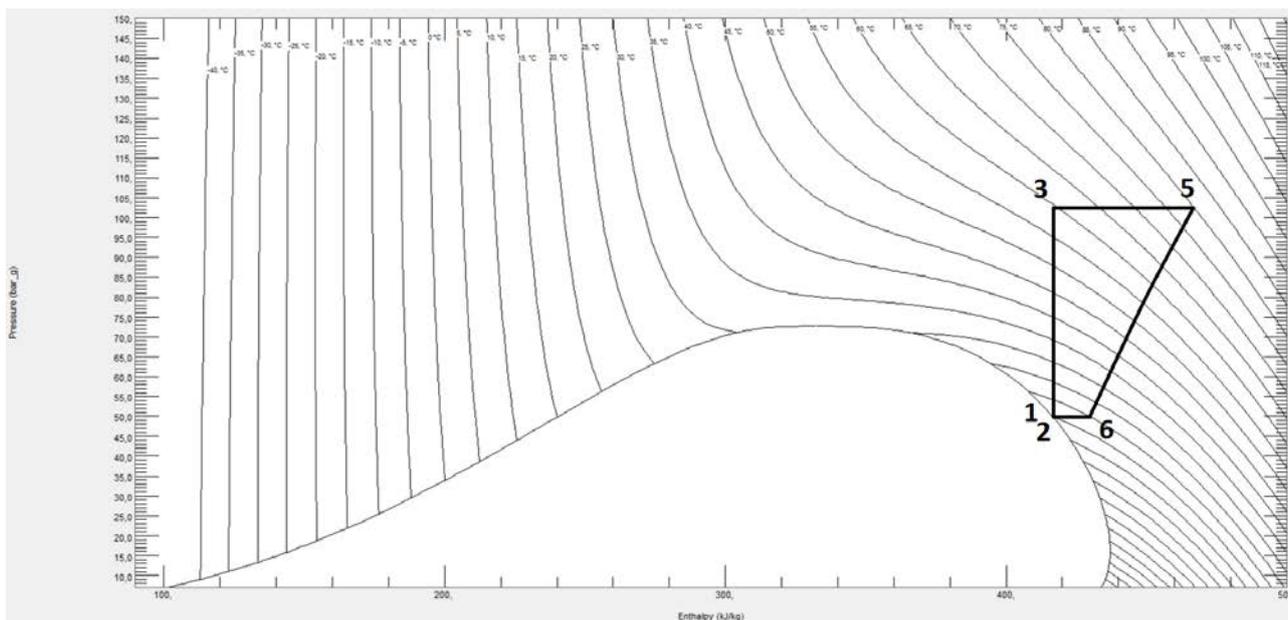


Fig. 5.11 Ciclo termodinamico per la CO₂ nelle peggiori condizioni di lavoro, quando il COP è minimo

I punti 1 e 2 del grafico precedente si sono sovrapposti tanto che il ciclo quasi non tocca la curva di saturazione. La potenza frigorifera, che è proporzionale alla differenza di entalpia fra 6 e 2 è molto ridotta e di conseguenza la potenza termica e quella assorbita, proporzionali ai delta h fra 5 e 3 e fra 5 e 6 rispettivamente tendono quasi a combaciare. Quando ciò succede si ha che $COP = \frac{P_{termica}}{P_{assorbita}} = 1$.

- Dal grafico inoltre si capiscono alcune limitazioni nella scelta di temperatura di uscita e pressione del gas cooler imposte dal programma: non è possibile infatti, data una certa pressione del gas cooler, imporre una temperatura di uscita troppo alta. Ciò per impedire che il COP arrivi esattamente a 1 e cioè che la potenza frigo si annulli.

In conclusione un ciclo a CO₂ non è conveniente per la nostra applicazione in quanto la produzione di ACS non avverrebbe che per una piccola parte del tempo di accensione totale e si otterrebbero degli SCOP molto bassi.

Capitolo 6: Analisi sperimentale

Grazie alla collaborazione dell'azienda HiRef S.p.A. è stato possibile effettuare delle prove di laboratorio su due macchine. Una di esse era già disponibile e vi si dovevano effettuare dei test di collaudo, la seconda è stata invece appositamente scelta fra quelle dimensionate come descritto in questa trattazione ed assemblata. In questo modo c'è stata la possibilità di confrontare il modello elaborato con dei dati sperimentali e trarne spunto per degli eventuali miglioramenti.

6.1 Prova macchina XSW100HL

6.1.1 Descrizione della macchina e della prova

I primi test svolti sono su una macchina modello XSW100WL custom, già disponibile in azienda e con i seguenti componenti:

- Compressore Bitzer 6FE-50Y, capace di operare una parzializzazione delle testate al 33 e al 66 % della capacità massima.
- Evaporatore Alfa Laval ACH230-110.
- Condensatore Alfa Laval ACH230-118.

Le prove condotte sono state 2 e per ognuna di esse si è fatto lavorare il compressore anche a carico parziale, dunque coprendo 3 punti di lavoro con ogni prova. Il sistema di rilevazione registrava i vari parametri della macchina una volta ogni 4 secondi e nel corso di queste due prove sono state effettuate poco meno di 1700 registrazioni.

- Nella prima prova viene fissata una temperatura di ingresso acqua all'evaporatore di 23 °C e si cerca di raggiungere una temperatura di mandata in uscita dal condensatore di circa 65 °C; poi a partire da queste condizioni iniziali si parzializza la potenza prima al 66 e poi al 33 %, sempre mantenendo la stessa temperatura di ingresso acqua all'evaporatore.
- Nella seconda prova invece viene fissata una temperatura di ingresso acqua all'evaporatore di 35 °C e si cerca di raggiungere una temperatura di mandata in uscita dal condensatore di circa 75 °C; di nuovo a partire da queste condizioni iniziali si parzializza il carico prima al 66 e poi al 33 %, mantenendo la T ingresso acqua all'evaporatore a 35 °C.

Di seguito sono riportati gli andamenti registrati della potenza scambiata al condensatore e delle temperature dell'acqua al condensatore, dove le improvvise cadute delle grandezze rilevate indicano semplicemente i momenti in cui il sistema di rilevazione è stato spento e riacceso.

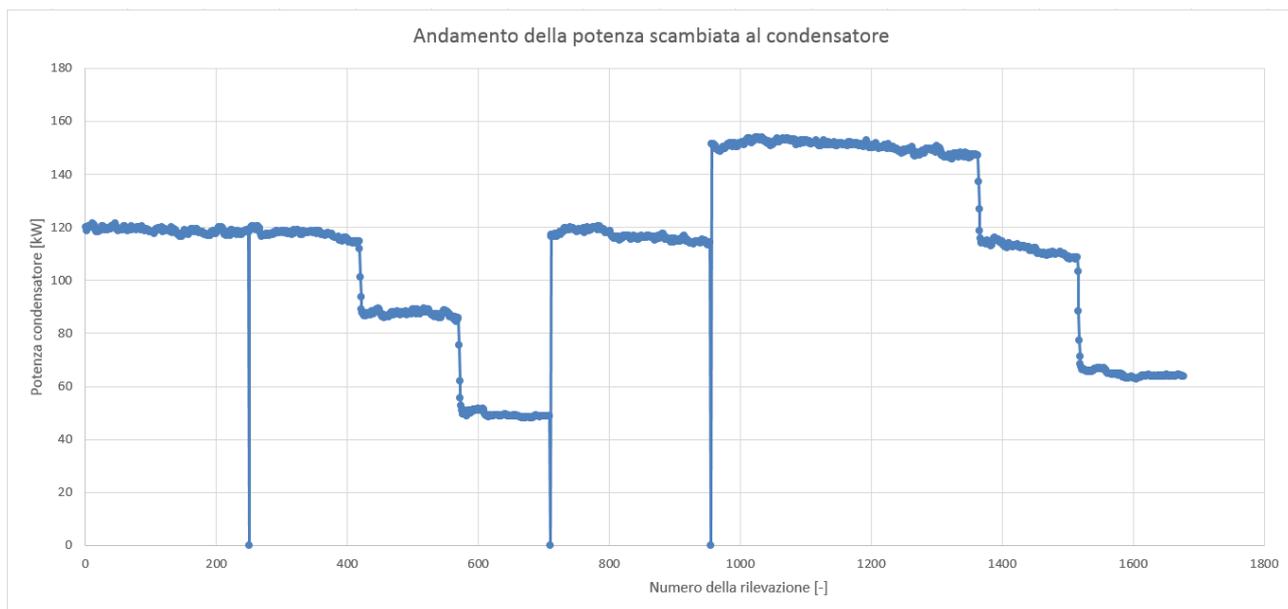


Fig. 6.1 Andamento della potenza scambiata al condensatore durante la prova della macchina XSW100HL

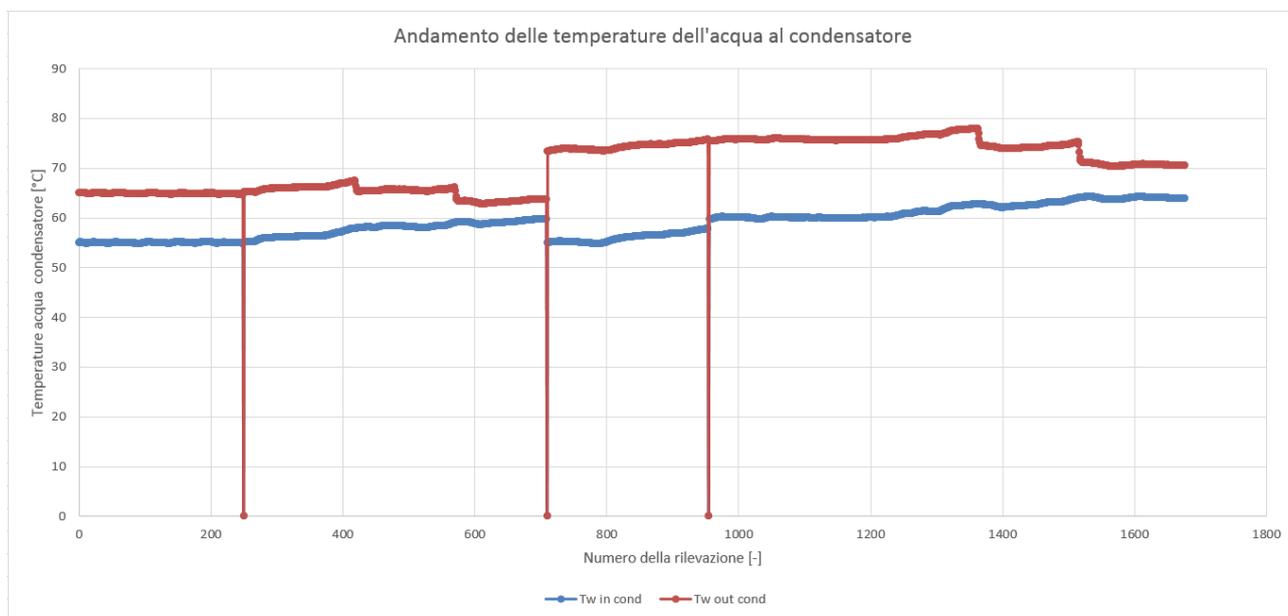


Fig. 6.2 Andamento delle temperature dell'acqua in uscita ed in ingresso al condensatore durante la prova della macchina XSW100HL

Si possono notare sulla temperatura dell'acqua in uscita e sulla potenza al condensatore i tre 3 gradini per ciascuna prova e le zone antecedenti ad essi in cui si fa stabilizzare la macchina prima di iniziare a considerare i dati in regime stazionario.

Come è evidente però i parametri rilevati dal sistema, anche solo quando la macchina sta effettivamente operando con le condizioni desiderate, sono in continua oscillazione ed è quindi necessario farne una media nei periodi in cui assumono i valori corretti. Quindi viene calcolato un valore medio lungo l'intervallo centrale dei gradini, quando ormai il periodo transitorio seguito all'introduzione delle nuove condizioni di lavoro è stato assorbito. I risultati vengono riproposti di seguito:

Tab. 6.1 Dati rilevati durante la prova della macchina XSW100HL

	1° prova 1° gradino 1	1° prova 2° gradino 2	1° prova 3° gradino 3	2° prova 1° gradino 4	2° prova 2° gradino 5	2° prova 3° gradino 6
p condensazione [Pa]	19.01	18.68	17.46	22.56	22.01	20.57
p evaporazione [Pa]	3.800	4.184	4.398	5.304	5.879	6.432
T mand compr [°C]	85.40	82.16	81.26	97.11	91.66	83.70
T asp compr [°C]	18.40	21.10	20.77	34.49	34.80	32.20
T in acqua evap [°C]	23.17	23.21	23.18	35.13	35.26	34.74
T out acqua evap [°C]	19.26	20.24	21.48	30.09	31.42	32.51
Portata volumetrica evap [l/h]	17884.26	17893.64	17907.67	18040.35	18033.67	18026.45
Potenza evap [kW]	81.18	61.58	35.40	105.03	79.85	46.30
T in acqua cond [°C]	56.23	58.27	59.06	59.99	62.37	64.05
T out acqua cond [°C]	66.09	65.59	63.14	75.70	74.01	70.65
Portata volumetrica cond [l/h]	10446.48	10448.33	10454.75	8422.33	8436.22	8451.11
Potenza cond [kW]	118.04	87.64	48.90	151.73	112.62	63.96
Potenza assorbita compr [kW]	36.55	26.07	14.75	45.15	31.74	17.51
COP [-]	3.2291	3.3619	3.3153	3.3609	3.5482	3.6526
T cond [°C]	67.55	66.82	64.02	74.89	73.80	70.88
T evap [°C]	14.55	16.95	18.23	23.27	26.19	28.83

Questi dati sono stati inseriti nel modello già sviluppato, in modo da poter confrontare negli stessi punti di lavoro le prestazioni previste con quelle direttamente rilevate durante la prova.

Tuttavia, per poter trarre migliori conclusioni sulla correttezza del modello costruito, è sembrato più opportuno dividere il confronto considerando separatamente le prestazioni di ogni componente piuttosto che confrontare semplicemente i COP ai vari carichi.

Sono state quindi analizzate in ordine le prestazioni di:

- Compressore;
- Condensatore;
- Evaporatore;

Per ognuno di questi elementi sono state stimate le potenze prodotte o scambiate calcolandole con lo stesso metodo usato nell'analisi delle macchine associate ai fabbisogni dei vari edifici. Queste potenze sono poi state confrontate con quelle rilevate, è stato calcolato l'errore assoluto e relativo e, dove fosse possibile, è stata fornita la motivazione dell'errore e proposta una correzione del modello.

6.1.2 Prestazioni del compressore

I parametri usati per analizzare il comportamento del compressore sono:

- Temperatura di condensazione;
- Temperatura di evaporazione;
- Delta T di surriscaldamento;

- Delta T di sottoraffreddamento;
- Potenza frigorifera;
- Potenza assorbita;
- Potenza termica;
- COP del solo compressore.

In precedenza per stabilire le potenze prodotte dal compressore si sono usate le curve polinomiali generate dal software di selezione, ed anche in questa occasione quindi basterà inserire alcuni dei dati sopracitati nel programma. Tuttavia in questo passaggio si sono riscontrate alcune difficoltà:

- Il software del compressore accetta come temperatura di evaporazione massima 25 °C, mentre durante le prove essa è arrivata in un caso anche oltre i 28 °C. Una differenza anche piccola nella temperatura di evaporazione può generare invece grosse variazioni nei COP delle macchine, quindi a causa di questa limitazione ci si aspetta già che i calcoli del nostro modello diano risultati diversi da quelli reali negli ultimi due gradini della seconda prova (n° 5 e 6), quando questa discrepanza si verifica.
- Il software del compressore inoltre accetta un delta T di surriscaldamento in aspirazione minimo di 10 °C, quando in realtà nella quasi totalità dei casi esso era minore. Anche in questo caso si è stati costretti ad alzare la temperatura di aspirazione inserita per incontrare i requisiti del programma, ma generando così nei risultati un aumento di Potenza frigo, termica e COP non riscontrabile nella realtà.
- Inoltre bisogna tener conto della parzializzazione delle testate del compressore: nel farlo si è supposto che a carico parziale il compressore fosse in grado di generare ed assorbire esattamente il 33 e 66 % della potenza che genera ed assorbe a pieno carico.

Fatte queste considerazioni i dati reali e generati dal modello messi a confronto risultano, rispettivamente:

Tab. 6.2 *Dati misurati sulle prestazioni del compressore*

N° prova	1	2	3	4	5	6
Potenza frigo [kW]	81.18	61.58	35.40	105.03	79.85	46.30
Potenza assorbita [kW]	36.55	26.07	14.75	45.15	31.74	17.51
Potenza termica [kW]	118.04	87.64	48.90	151.73	112.62	63.96
T evaporazione [°C]	14.55	16.95	18.23	23.27	26.19	28.83
T condensazione [°C]	67.55	66.82	64.02	74.89	73.80	70.88
T aspirazione [°C]	18.41	21.10	20.78	34.49	34.81	32.21
ΔT surriscaldamento [°C]	3.86	4.15	2.54	11.22	8.61	3.38
ΔT sottoraffreddamento [°C]	4.12	3.17	2.71	5.29	3.63	2.97
COP [-]	3.2291	3.3618	3.3153	3.3610	3.5482	3.6526

Tab. 6.3 Dati simulati sulle prestazioni del compressore

N° prova	1	2	3	4	5	6
Potenza frigo [kW]	92.60	68.13	37.43	115.40	81.67	42.93
Potenza assorbita [kW]	34.10	23.33	11.57	39.80	26.80	13.13
Potenza termica [kW]	126.70	91.47	49.10	155.20	108.47	56.07
T evaporazione [°C]	14.55	16.95	18.23	23.27	25.00	25.00
T condensazione [°C]	67.55	66.82	64.02	74.89	73.80	70.88
T aspirazione [°C]	18.41	26.95	28.23	34.49	35.00	35.00
ΔT surriscaldamento [°C]	10.00	10.00	10.00	11.22	10.00	10.00
ΔT sottoraffreddamento [°C]	4.12	3.17	2.71	5.29	3.63	2.97
COP [-]	3.7155	3.92	4.2449	3.8994	4.0472	4.2690

Le differenze in termini assoluti e percentuali sulle potenze scambiate e sui COP teorici risultano:

Tab. 6.4 Differenze fra dati simulati e misurati sulle prestazioni del compressore

N° prova	DIFFERENZE ASSOLUTE				DIFFERENZE PERCENTUALI			
	Pfrigo [kW]	Pass [kW]	Pterm [kW]	COP [-]	Pfrigo [kW]	Pass [kW]	Pterm [kW]	COP [-]
1	11.42	-2.45	8.66	0.4864	14.07%	-6.71%	7.34%	15.06%
2	6.55	-2.73	3.82	0.5581	10.65%	-10.49%	4.37%	16.60%
3	2.03	-3.18	0.20	0.9295	5.74%	-21.57%	0.42%	28.04%
4	10.36	-5.34	3.46	0.5384	9.87%	-11.84%	2.28%	16.02%
5	1.81	-4.94	-4.15	0.4990	2.27%	-15.57%	-3.69%	14.06%
6	-3.36	-4.37	-7.88	0.6164	-7.27%	-24.99%	-12.34%	16.88%
Errore medio					8.31%	15.20%	5.07%	17.78%

Questa differenza fra i due set di potenze è dovuta a 3 fattori:

- Diversità nei dati immessi sulla T evaporazione e T aspirazione.
- Diversità fra le prestazioni misurate e quelle dichiarate dal software del produttore, dovute alle perdite e alle dispersioni di calore che avvengono in una situazione reale lungo tutta la macchina.
- Errore di misura del sistema di acquisizione dati del laboratorio in cui sono stati fatti i test.

A questo punto si cerca dunque di operare delle correzioni sul modello, per lo meno su quegli errori che sappiamo aver introdotto a causa delle limitazioni sugli input del programma di selezione:

- Per quanto concerne la scorretta temperatura di evaporazione impostata essa riguarda solo le ultime due prove (5 e 6), quindi ci si è limitati a dare meno importanza a quei risultati e a concentrarsi sugli altri punti di lavoro.
- L'errata temperatura di aspirazione invece influenza tutti i dati ad eccezione del 1° gradino della 2° prova e quindi correggere questo parametro potrebbe essere importante per ottenere un miglioramento diffuso dei risultati. Per fare ciò si è considerato l'unico caso già corretto, cioè con un delta T in aspirazione già superiore a 10 °C (n° 4) e si è arbitrariamente aumentata la temperatura di aspirazione di 5 °C. Si è notato che potenza termica e frigorifera aumentano, quindi si è costruita una correlazione lineare fra l'aumento della temperatura di aspirazione e l'aumento relativo delle potenze stesse. A questo punto visto che in precedenza erano state

usate temperature di aspirazione troppo alte, le potenze del modello sono state abbassate proporzionalmente alla differenza fra T aspirazione vera e considerata.

Le formule usate sono:

$$PFrigo_{modello,corretto,i} = PFrigo_{modello,i} - \Delta PFrigo_4 * \frac{\Delta T_{aspirazione,i}}{\Delta T_{aspirazione,4}} * \frac{PFrigo_{modello,i}}{PFrigo_{modello,4}}$$

$$PTerm_{modello,corretto,i} = PTerm_{modello,i} - \Delta PTerm_4 * \frac{\Delta T_{aspirazione,i}}{\Delta T_{aspirazione,4}} * \frac{PTerm_{modello,i}}{PTerm_{modello,4}}$$

dove

ΔP_4 è il miglioramento della potenza frigo o termica nel caso 4 in seguito all'aumento della T aspirazione

$\Delta T_{aspirazione,4}$ è l'aumento della T aspirazione del caso 4, pari a 5 °C

$\Delta T_{aspirazione,i}$ è l'aumento della T aspirazione del caso i-esimo

$P_{modello,4}$ è la potenza termica o frigo sviluppata nel caso 4, senza correzione

$P_{modello,i}$ è la potenza termica o frigo sviluppata nel caso i-esimo, senza correzione

$P_{modello,corretto,4}$ è la potenza termica o frigo sviluppata nel caso 4, corretta

$P_{modello,corretto,i}$ è la potenza termica o frigo sviluppata nel caso i-esimo, corretta

I risultati di questa correzione sono i seguenti:

Tab. 6.5 Differenze corrette fra dati simulati e misurati sulle prestazioni del compressore

N° prova	DIFFERENZE ASSOLUTE				DIFFERENZE PERCENTUALI			
	Pfrigo [kW]	Pass [kW]	Pterm [kW]	COP [-]	Pfrigo [kW]	Pass [kW]	Pterm [kW]	COP [-]
1	8.95	-2.45	6.15	0.4128	11.04%	-6.71%	5.21%	12.79%
2	4.83	-2.73	2.10	0.4842	7.85%	-10.49%	2.40%	14.40%
3	0.82	-3.18	-0.97	0.8276	2.32%	-21.57%	-2.00%	24.96%
4	10.36	-5.34	3.46	0.5384	9.87%	-11.84%	2.28%	16.02%
5	1.32	-4.94	-4.64	0.4809	1.66%	-15.57%	-4.12%	13.56%
6	-4.59	-4.37	-9.08	0.5253	-9.93%	-24.99%	-14.20%	14.38%
Errore medio					7.11%	15.20%	5.04%	16.02%

In seguito a questa correzione la discrepanza fra le potenze misurate e quelle simulate si è nella maggior parte dei casi ridotta con un abbassamento medio dello 0.74 %.

L'unico altro fattore che possiamo tenere in considerazione per limitare la differenza fra le potenze è l'errore di misura. Per stimarlo si deve capire come si propaga l'errore dai singoli parametri che sono utilizzati per calcolare le potenze.

Le potenze termica e frigorifera sono state ricavate come

$$Pot = \dot{m} * c_p * \Delta T = \dot{V} * \rho * c_p * \Delta T$$

dove il sistema di rilevazione effettua una misura sulla portata volumetrica \dot{V} e sulla differenza di temperatura ΔT .

La potenza assorbita invece è stata ricavata da misure di tipo elettrico da

$$Pot_{ass} = V * I * \cos\varphi$$

dove

V è la tensione a cui è alimentato il compressore;

I è la corrente assorbita dal compressore;

$\cos\varphi$ è il fattore di potenza, cioè il coseno dell'angolo di sfasamento compreso tra i vettori tensione e corrente.

Data una funzione $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ dipendente da n variabili del tipo x_1, x_2, \dots, x_n e ciascuna con una incertezza Δx_i si ha che l'incertezza Δf associata all'intera funzione si calcola come

$$\Delta f = \left(\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} * \Delta x_i \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

dove

$\frac{\partial f}{\partial x_i}$ è la derivata parziale di f per la i -esima variabile;

Nel caso le variabili della funzione fossero solo due, moltiplicate fra loro, la formula per il calcolo dell'errore si riduce a:

$$(\Delta f)^2 = B^2 * (\Delta A)^2 + A^2 * (\Delta B)^2$$

dove nel nostro caso

A è il valore della portata volumetrica \dot{V} [m³/s];

ΔA è l'incertezza associata alla misura della portata volumetrica \dot{V} [m³/s];

B è il valore della differenza di temperatura fra ingresso e uscita dello scambiatore ΔT [K];

ΔB è l'incertezza associata alla misura del ΔT [K];

Le incertezze dichiarate dal laboratorio, espresse in termini di incertezza standard di tipo B (UNI CEI ENV 13005:200), sono le seguenti:

- ± 0.15 K per la misura della temperatura dell'acqua effettuata con una termoresistenza in platino PT1000;
- $\pm 0.5\%$ sul valore assoluto della misura della portata volumetrica effettuata con un asometro, un flussometro con un principio di funzionamento magnetico;
- $\pm 0.1\%$ sul valore assoluto della misura della tensione di alimentazione;
- $\pm 0.1\%$ sul valore assoluto della misura della corrente assorbita;
- $\pm 0.1\%$ sul valore assoluto della misura del fattore di potenza.

Date queste premesse le incertezze tipo assolute e relative sulla Potenza termica e sulla Potenza frigorifera risultano:

Tab. 6.6 Incertezze tipo assolute e relative sui dati misurati

	Incetezza tipo assoluta sulla potenza termica [kW]	Incetezza tipo relativa sulla potenza termica [-]	Incetezza tipo assoluta sulla potenza frigorifera [kW]	Incetezza tipo relativa sulla potenza frigorifera [-]
1	0.70	1.11%	1.50	3.25%
2	0.71	0.64%	1.50	1.89%
3	0.72	0.48%	1.50	1.44%
4	0.87	1.79%	1.49	4.22%
5	0.87	1.00%	1.49	2.42%
6	0.88	0.75%	1.49	1.84%

Per quanto riguarda la potenza assorbita, pur non disponendo dei valori di V , I e $\cos\varphi$ è stato possibile calcolarne l'incetezza tipo considerando che:

$$\Delta f = \sqrt{(B * C)^2 * \Delta A^2 + (A * C)^2 * \Delta B^2 + (B * A)^2 * \Delta C^2}$$

$$\frac{\Delta f}{f} = \frac{\sqrt{(B * C)^2 * \Delta A^2 + (A * C)^2 * \Delta B^2 + (B * A)^2 * \Delta C^2}}{A * B * C}$$

$$\frac{\Delta f}{f} = \sqrt{(\Delta A^2 + \Delta B^2 + \Delta C^2)} = \sqrt{(0.001^2 + 0.001^2 + 0.001^2)} = 0.00173$$

dove

ΔA è l'incetezza tipo associata alla misura della tensione V ;

ΔB è l'incetezza tipo associata alla misura della corrente I ;

ΔC è l'incetezza tipo associata alla misura del fattore di carico $\cos\varphi$;

Δf è l'incetezza tipo associata alla potenza assorbita;

L'incetezza assoluta è stata trovata semplicemente moltiplicando quella relativa per il valore della potenza assorbita.

Le incetezze assolute e relative sulla potenza assorbita risultano:

Tab. 6.7 Incertezze tipo assolute e relative sui dati misurati

	Incetezza assoluta sulla potenza assorbita [kW]	Incetezza relativa sulla potenza assorbita [-]
1	0.0303	0.173%
2	0.0549	0.173%
3	0.0781	0.173%
4	0.0255	0.173%
5	0.0451	0.173%
6	0.0633	0.173%

Facendo queste valutazioni abbiamo visto dunque che l'influenza degli errori di misura sui risultati è relativamente piccola e raggiunge un massimo del 4,22% per la potenza frigorifera. Questa incertezza viene rappresentata nei grafici seguenti come una banda azzurra disegnata attorno alla spezzata blu che interpola i dati di laboratorio. La banda però in pratica è visibile solo nel confronto delle potenze frigorifere, e anche visivamente quindi si può notare come non sia possibile giustificare la differenza di prestazioni del compressore con l'errore di misura.

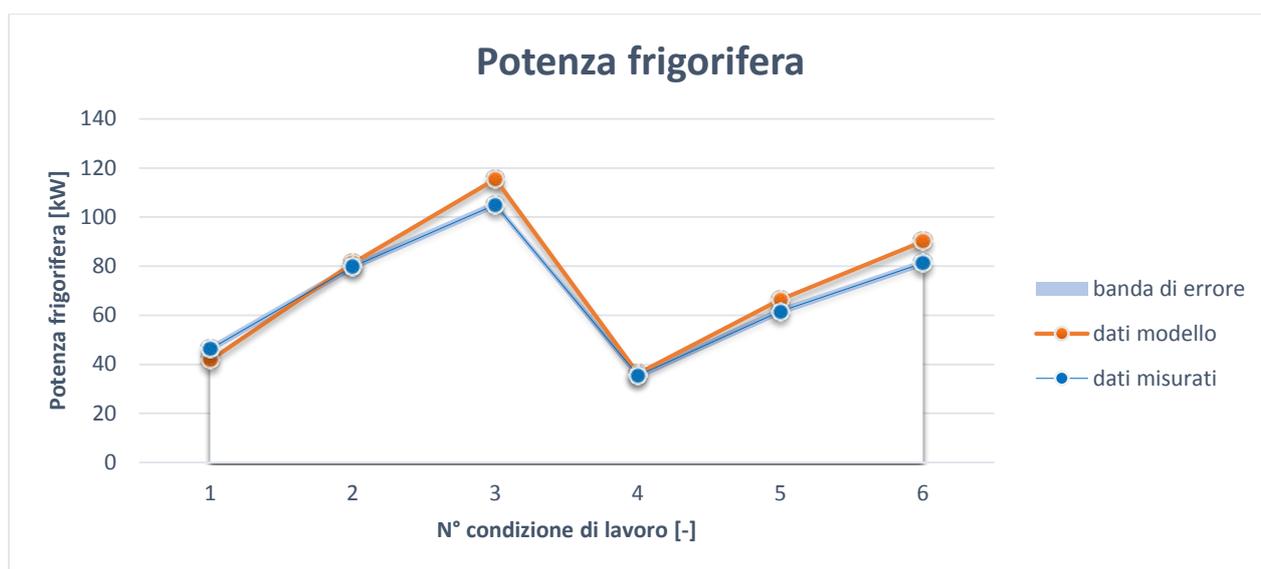


Fig. 6.3 Andamento delle potenze frigorifere simulate e misurate, con la banda dell'errore di misura

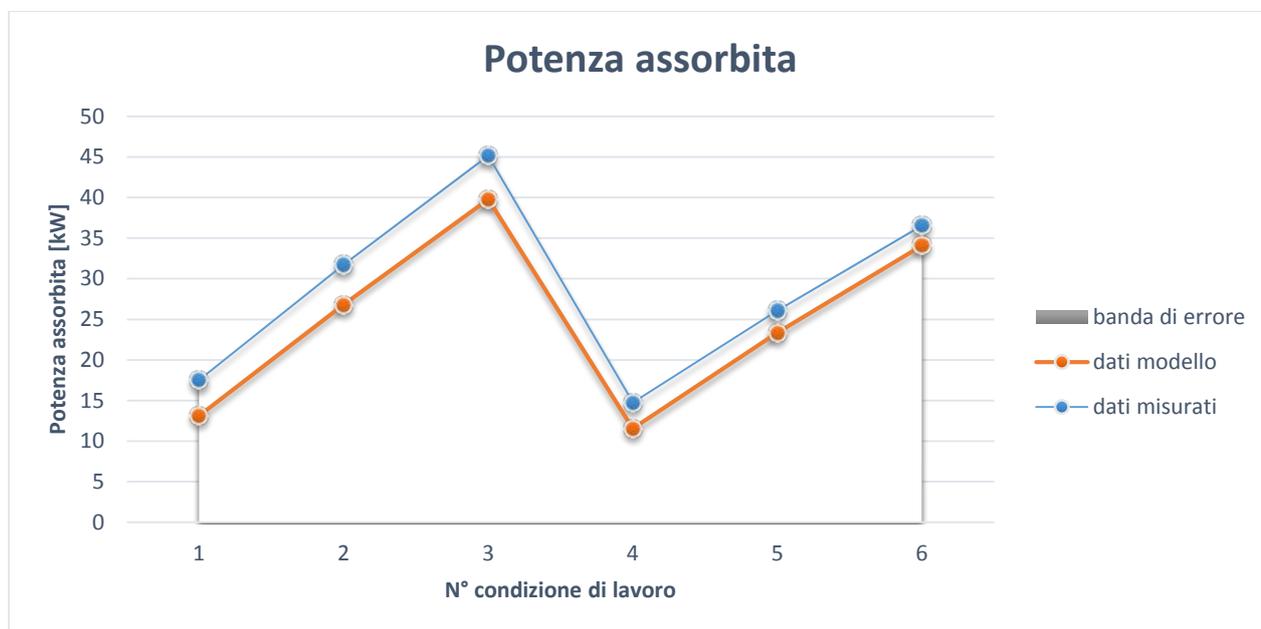


Fig. 6.4 Andamento delle potenze assorbite simulate e misurate, con la banda dell'errore di misura

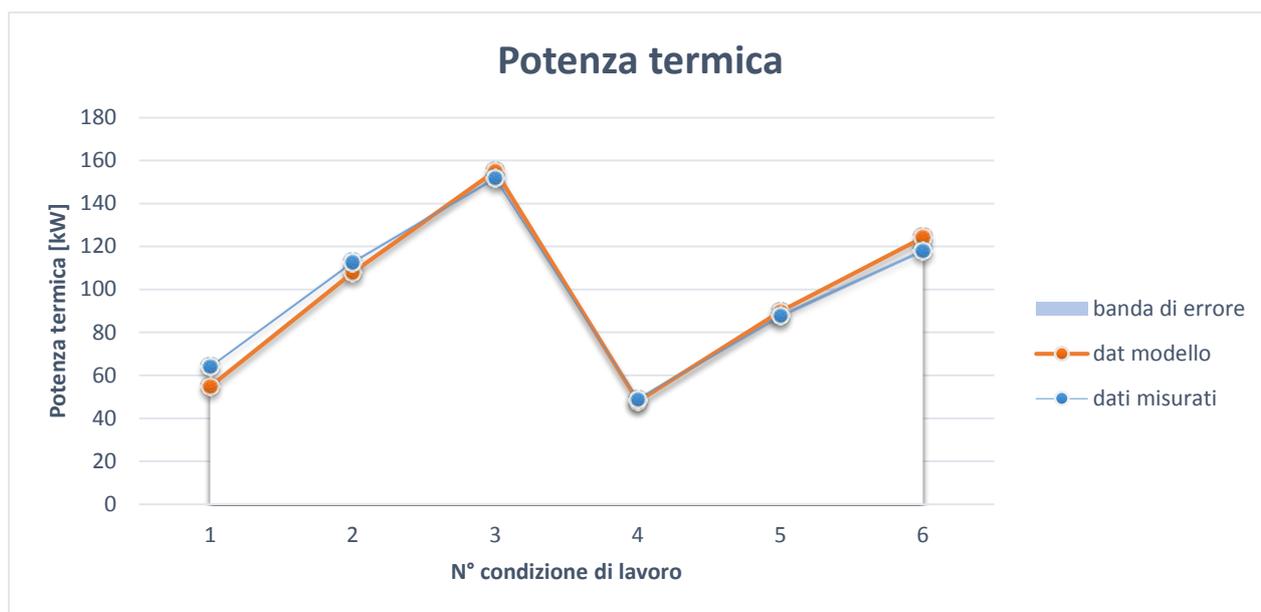


Fig. 6.5 Andamento delle potenze termiche simulate e misurate, con la banda dell'errore di misura

In definitiva quindi la causa delle differenze fra potenze reali e simulate è da ricercare nel fatto che le curve polinomiali inserite nel programma di selezione sovrastimano il valore di Potenza termica, frigo e assorbita rispetto ai valori misurati a causa di perdite e dispersioni. Inoltre si consideri che l'errore di misura fornisce appunto una "banda" di errore, non dà informazioni se la grandezza sia sbagliata in eccesso o in difetto e quindi non può essere usato per correggere l'errore stesso.

6.1.3 Prestazioni del condensatore

Nelle precedenti simulazioni tutti gli scambiatori erano stati modellizzati con il metodo del $\Delta T_{approach}$, cioè supponendo che il calore scambiato fosse una funzione lineare direttamente proporzionale appunto al $\Delta T_{approach}$, che per il condensatore abbiamo approssimato alla differenza fra la T di condensazione e la T di ingresso dell'acqua.

I parametri usati per analizzare il comportamento del condensatore sono:

- Temperatura di condensazione;
- Temperatura ingresso acqua;
- Temperatura di uscita acqua;
- Temperatura in mandata del compressore (a cui per brevità ci si riferisce anche come T max, essendo la temperatura più alta raggiunta nel ciclo);
- Temperatura liquido dopo il sottoraffreddamento;
- Potenza termica scambiata;
- Delta T approach;
- Parametro caratteristico ($K \cdot A$)_{approach}.

Tab. 6.8 Parametri caratteristici del condensatore

	1	2	3	4	5	6
T water cond in [°C]	56.22	58.26	59.06	59.99	62.37	64.05
T water cond out [°C]	66.08	65.58	63.14	75.69	74.008	70.65
T condensazione [°C]	67.55	66.81	64.015	74.88	73.80	70.88
T mandata compr [°C]	85.40	82.16	81.26	97.11949	91.66739	83.70
Potenza termica [kW]	118.03	87.63	48.89	151.7338	112.6249	63.95
T liquido (dopo SC) [°C]	63.55	62.81	60.015	70.886	69.801	66.88
dT approach [°C]	1.46	1.23	0.87	-0.81	-0.20	0.22
KA approach [kW/K]	80.37	71.04	56.00	-186.93	-541.69	280.82

Per operare il confronto si procederà anche in questo caso cercando di verificare se il metodo con cui lo scambio termico nello scambiatore è stato modellizzato, cioè quello del delta T approach prevede correttamente le potenze scambiate.

Per fare ciò si dovranno considerare le condizioni nominali per cui il condensatore è stato dimensionato e calcolare il parametro $(K * A)_{\text{nominale, approach}}$, che indica in pratica la potenza che il condensatore dovrebbe scambiare per ogni unità di differenza di temperatura fra i profili a termici a cui è sottoposto. A questo punto basterà moltiplicare i vari dT approach ricavati in laboratorio per il $K * A$ nominale per ricavare la potenza termica che si sarebbe dovuta scambiare secondo la simulazione, e confrontarla con quella effettivamente scambiata.

Il condensatore è uno scambiatore ACH230DQ della Alfa Laval con 118 piastre e le condizioni per cui è stato dimensionato indicate sulla scheda di collaudo risultavano:

Tab. 6.9 Parametri nominali del condensatore

Pot termica [kW]	T water in [°C]	T water out [°C]	T cond [°C]	T mandata compr [°C]
112	55	65	69.4	95

Dati questi parametri si è ricavato il $\Delta T_{\text{approach, nom}}$ con

$\Delta T_{\text{approach, nom}} = T_{\text{cond}} - T_{\text{water, out}} = 69.4 - 65 = 4.4 \text{ °C}$ (che si nota essere diverso da quelli già calcolati che il condensatore dovrebbe avere per scambiare la vera quantità di potenza)

e il $(k * A)_{\text{nom}}$ da

$$P_{\text{term}} = (k * A)_{\text{nom}} * \Delta T_{\text{approach, nom}}$$

$$(k * A)_{\text{nom}} = \frac{P_{\text{term}}}{\Delta T_{\text{approach, nom}}} = 25.4545 \text{ kW/K}$$

I risultati sono i seguenti:

Tab. 6.10 Confronto fra le potenze termiche calcolate col modello delta T approach e misurate

	Pot term reale [kW]	Pot term modello [kW]	Errore assoluto [kW]	Errore relativo [-]
1	118.03	37.38	-80.65	-68.33%
2	87.63	31.40	-56.23	-64.17%
3	48.89	22.22	-26.67	-54.55%
4	151.73	-20.66	-172.39	-113.62%
5	112.62	-5.29	-117.91	-104.70%
6	63.95	5.79	-58.15	-90.94%

Come si può notare le potenze termiche previste sono enormemente inferiori a quelle reali e dunque in questo caso non si può simulare lo scambio termico col modello del $\Delta T_{approach}$. Ciò accade perché i $\Delta T_{approach}$ approssimati ricavati sono molto piccoli, addirittura negativi.

La differenza fra i risultati si può anche vedere costruendo un grafico che ha in ascissa la potenza scambiata e in ordinata il delta T da cui essa dovrebbe dipendere proporzionalmente se il modello fosse giusto. Idealmente dovremmo quindi ottenere che i punti reali e modellizzati giacciono su due rette coincidenti, il cui coefficiente angolare è $\frac{d\Delta T_{approach}}{dP}$ cioè l'inverso del parametro $K \cdot A$.

Si ottiene il seguente grafico:

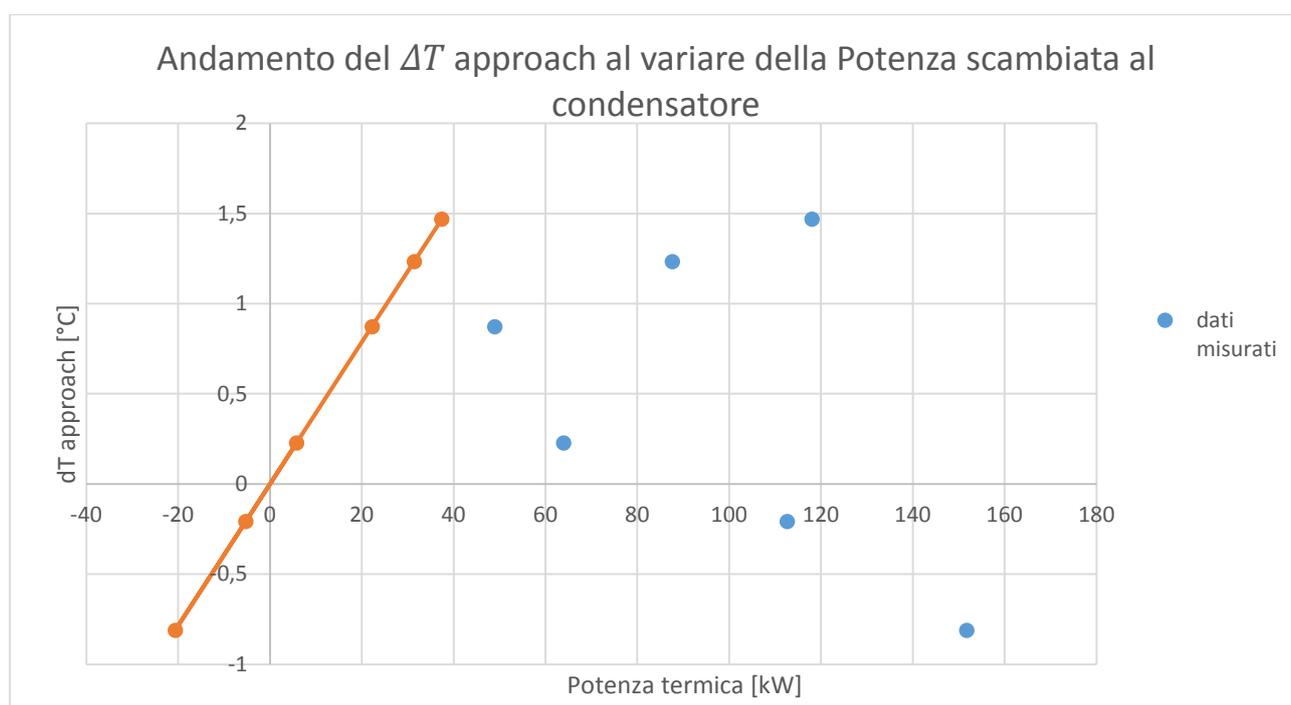


Fig. 6.6 Andamento del $\Delta T_{approach}$ al variare della potenza scambiata al condensatore

Si nota come i punti reali non siano nemmeno intersecabili da una retta e come siano comunque distanti dalle rette che interpolano i punti del modello.

Si prova dunque a cambiare la modellizzazione dello scambio termico nel condensatore e il nuovo modello scelto è quello del $\Delta T_{medio\logaritmico}$, detto anche ΔT_{ml} , secondo cui vale

$$P_{term} = (K \cdot A)_{ml} \cdot \Delta T_{ml}$$

dove per la definizione del ΔT_{ml} si rimanda al paragrafo 4.2.

Visto che i profili termici del condensatore sono delle linee spezzate esso avrebbe due valori distinti del $K \cdot A$ corrispondenti allo scambio termico sensibile e latente. Calcolare un unico ΔT_{ml} agli estremi

dei profili sarebbe quindi un errore, e considerando che la maggior parte del calore scambiato è latente, si preferisce approssimare calcolandolo come

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

con

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &= T_{cond} - T_x \\ \Delta T_2 &= T_{cond} - T_{w,in}\end{aligned}$$

e dove il significato T_x è la temperatura dell'acqua in corrispondenza del punto in cui cessa lo scambio termico latente ed inizia quello sensibile, come si evince dal seguente grafico:

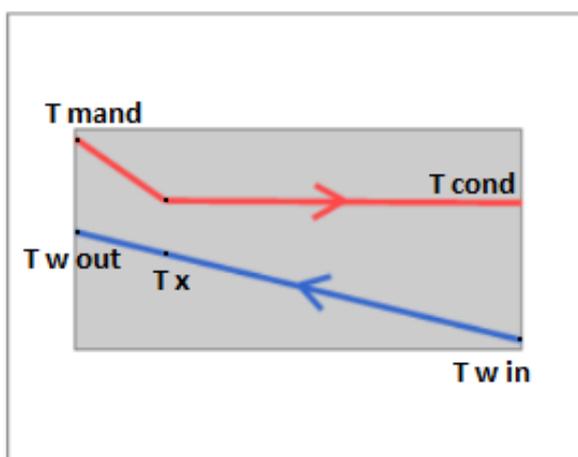


Fig. 6.7 Profili termici del condensatore

Per calcolare la potenza termica che sarebbe scambiata col metodo del ΔT_{ml} si procede in questo modo:

- Si calcola la differenza di entalpia fra la mandata del compressore e la fine della condensazione $\Delta h = h_{mandata\ compr} - h_{fine\ compressione}$ con il software REFPROP;
- Avendo la potenza termica scambiata si calcola la portata di massa di refrigerante con

$$\dot{m} = \frac{Q_{term.}}{\Delta h};$$

- Sempre con il software REFPROP si ricava la differenza di entalpia che provoca il solo scambio termico latente, cioè quella fra l'entalpia del liquido e del vapore calcolate alla pressione e temperatura di condensazione

$$\Delta h_{lat} = h_{cond,vap} - h_{cond,liq};$$

- Si calcola la potenza termica latente scambiata con

$$Q_{term,lat} = \dot{m} * \Delta h_{lat};$$

- Si calcola per differenza la potenza sensibile scambiata

$$Q_{term,sens} = Q_{term,tot} - Q_{term,lat};$$

- Si calcola la portata d'acqua circolante nello scambiatore

$$\dot{m}_a = \frac{Q_{term.}}{c_p * \Delta T};$$

- Si può finalmente calcolare la temperatura del punto x (vedi figura precedente) e quindi i ΔT_{ml} corrispondenti ai vari punti di lavoro usando

$$T_x = \frac{Q_{term,sens}}{m_a * c_p} - T_{w,cond,out};$$

- Ripetendo gli stessi passaggi anche con le condizioni di lavoro nominali per cui è stato dimensionato il condensatore si può ottenere il $\Delta T_{ml,nom}$;
- Avendo la potenza termica scambiata si calcola $\Delta T_{ml,nom}$ con

$$\Delta T_{ml,nom} = \frac{P_{term}}{(KA)_{ml,nom}}$$

- Infine si calcolano le potenze termiche previste dal modello se un condensatore con $KA = (KA)_{ml,nom}$ operasse con i $\Delta T_{ml,reali}$ già trovati.

Il $(KA)_{ml,nom}$ così calcolato che vale 10.99526 kW/K e gli altri parametri sono riportati di seguito:

Tab. 6.11 Parametri del modello delta T ml al condensatore

	ΔT_{ml} [°C]	$(KA)_{ml,nom}$ [kW/K]	$(KA)_{ml}$ [kW/K]
1	8.23	10.99	14.33
2	6.15	10.99	14.24
3	3.58	10.99	13.63
4	10.01	10.99	15.15
5	7.62	10.99	14.76
6	4.53	10.99	14.11

Le potenze scambiate e l'errore che si compie approssimando il comportamento del compressore col modello del ΔT_{ml} risultano:

Tab. 6.12 Confronto fra le potenze termiche calcolate col modello delta T ml e misurate

	Pot term reale [kW]	Pot term modello [kW]	Errore assoluto [kW]	Errore relativo [-]
1	118.03	90.535	-27.50	-23.30%
2	87.63	67.63	-20.00	-22.82%
3	48.89	39.42	-9.47	-19.37%
4	151.73	110.09	-41.64	-27.44%
5	112.62	83.85	-28.77	-25.54%
6	63.95	49.82	-14.13	-22.09%
Errore medio				23.43%

Si nota quindi che l'errore è molto diminuito rispetto a quello calcolato col $\Delta T_{approach}$ fino ad arrivare ad una media del 23.43%, ma rimane comunque un valore piuttosto importante. Se grafico il ΔT_{ml} in funzione della potenza scambiata ottengo:

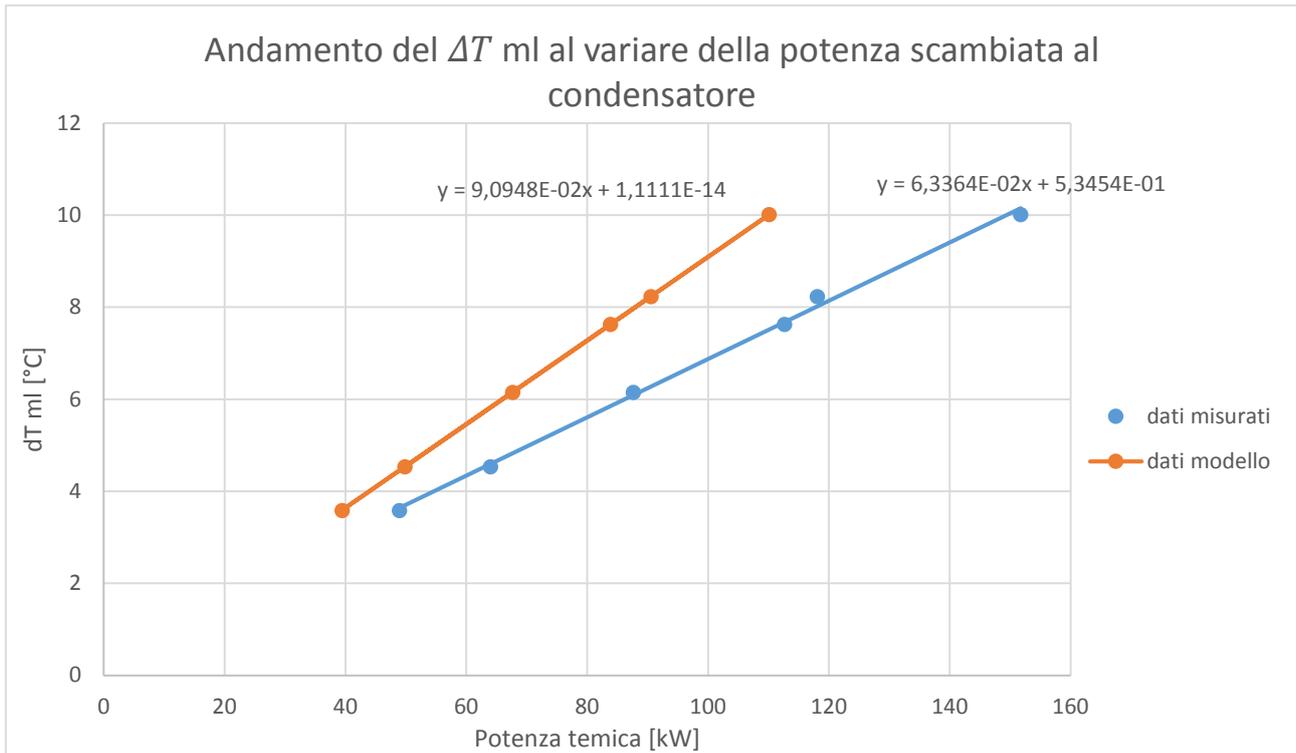


Fig. 6.8 Andamento del ΔT_{ml} al variare della potenza scambiata al condensatore

Si vede come questa volta i punti di lavoro misurati siano interpolabili con una buona approssimazione dalla retta azzurra e che la retta rossa, che invece interpola i dati del modello, sia relativamente vicina e abbia solo un coefficiente angolare leggermente diverso. Ciò vuol dire che il modello scelto è sostanzialmente giusto nel senso che è sensato supporre una proporzionalità tra calore scambiato e delta T medio logaritmico; la relazione che abbiamo trovato va semplicemente ritarata per il caso specifico, in quanto a parità di ΔT_{ml} il condensatore reale scambia più calore di quello modellizzato.

Interpolando i punti lavoro misurati possiamo ricavare la seguente relazione che esprime il ΔT_{ml} interno al condensatore in funzione della potenza scambiata:

$$\Delta T_{ml} = 6.3364E - 2 * Pot_{term} + 5.3454E - 1$$

6.1.4 Prestazioni dell'evaporatore

Analogamente a come fatto per il condensatore, cerchiamo di valutare la bontà del modello usato per modellizzare l'evaporatore. I dati raccolti che servono per definirne le prestazioni sono:

- Temperatura di evaporazione
- Temperatura ingresso acqua
- Temperatura di uscita acqua
- Temperatura in aspirazione al compressore
- Potenza frigorifera scambiata
- Delta T approach

- Parametro caratteristico $(K \cdot A)_{\text{approach}}$

Tab. 6.13 Parametri caratteristici dell'evaporatore

	1	2	3	4	5	6
T water evap in [°C]	23.17	23.20	23.18	35.13	35.25	34.73
T water evap out [°C]	19.25	20.24	21.47	30.08	31.42	32.51
T evaporazione [°C]	14.55	16.95	18.23	23.27	26.19	28.82
T aspirazione [°C]	18.40	21.10	20.77	34.49	34.80	32.20
Potenza frigo [kW]	81.17	61.57	35.40	105.03	79.85	46.29
dT approach [°C]	4.70	3.28	3.24	6.81	5.23	3.68
KA approach [kW/K]	17.25	18.73	10.91	15.40	15.26	12.56

L'evaporatore della Alfa Laval è uno scambiatore ACH230DQ della Alfa Laval con 110 piastre e le condizioni per cui è stato dimensionato indicate sulla scheda di collaudo risultavano:

Tab. 6.14 Parametri nominali dell'evaporatore

Pot frigo [kW]	T water in [°C]	T water out [°C]	T evap [°C]	T aspirazione compr [°C]
78.2	23	19	12.2	17.2

Con lo stesso procedimento usato per il condensatore si possono ricavare il $(KA)_{\text{approach,nom}}$ e le Potenze scambiate previste, e confrontarle con quelle misurate.

Tab. 6.15 Confronto fra le potenze frigorifere calcolate col modello delta T approach e quelle misurate

	Pot frigo reale [kW]	Pot frigo modello [kW]	Errore assoluto [kW]	Errore relativo [-]
1	81.17	54.10	-27.07	-33.35%
2	61.57	37.80	-23.77	-38.60%
3	35.40	37.29	1.89	5.35%
4	105.03	78.42	-26.60	-25.33%
5	79.85	60.16	-19.69	-24.66%
6	46.29	42.38	-3.91	-8.46%
Errore medio				22.625%

L'errore relativo con questo modello è in questo caso molto minore, specialmente ai bassi carichi. Ciò è dovuto al fatto che i profili termici in questo caso sono più lontani. Se i delta T approach sono alti la differenza fra $\Delta T_{\text{approach}}$ e ΔT_{ml} si riduce e quindi le potenze teoriche che i modelli predicono si avvicineranno. Nel caso precedente si aveva invece che i $\Delta T_{\text{approach}}$ approssimati erano molto piccoli o addirittura negativi e di conseguenza l'errore compiuto col modello era molto grande. Per rendersi conto visivamente della precisione raggiunta con questo metodo si può tracciare il grafico che mette in relazione il delta T approach con la potenza scambiata, reale e simulata:

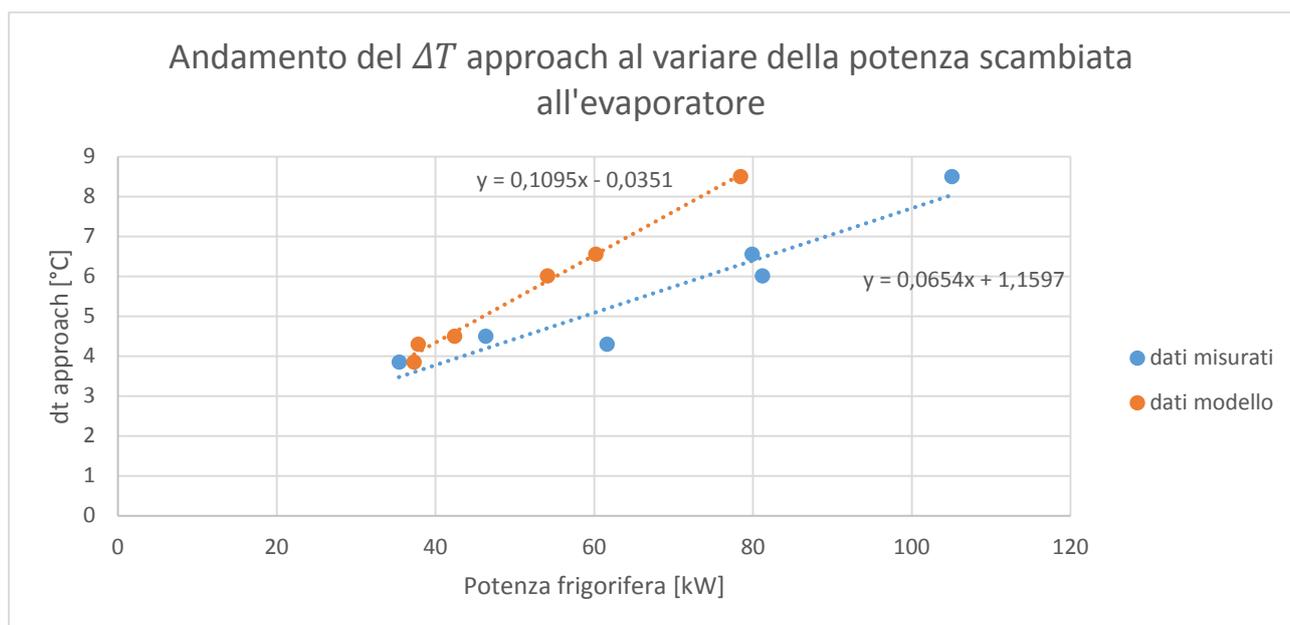


Fig. 6.9 Andamento del ΔT approach al variare della potenza scambiata all'evaporatore

Si vede che per l'evaporatore il modello del $\Delta T_{approach}$ è relativamente vicino alla realtà infatti i punti di lavoro reali sono interpolabili da una retta simile a quella che interpola i punti del modello. Si prova ora a calcolare le potenze prodotte col metodo ΔT_{ml} per vedere se come per il condensatore questa operazione introdurrà dei miglioramenti significativi.

I parametri calcolati con il metodo ΔT_{ml} , analogamente a quanto visto prima, sono i seguenti:

Tab. 6.16 Parametri del modello delta T ml all'evaporatore

	ΔT_{ml}	$(KA)_{ml,nom}$	$(KA)_{ml}$
1	6.01	9.27	13.49
2	4.30	9.27	14.29
3	3.85	9.27	9.190
4	8.50	9.27	12.35
5	6.55	9.27	12.17
6	4.50	9.27	10.27

E le potenze risultano:

Tab. 6.17 Confronto fra le potenze frigorifere calcolate col modello delta T ml e quelle misurate

	Pot term reale [kW]	Pot term modello [kW]	Errore assoluto [kW]	Errore relativo [-]
1	81.17	55.77	-25.40	-31.29%
2	61.57	39.92	-21.64	-35.16%
3	35.40	35.71	0.31	0.88%
4	105.03	78.81	-26.21	-24.96%
5	79.85	60.80	-19.04	-23.85%
6	46.29	41.76	-4.52	-9.78%
Errore medio				20.99%

L'errore relativo è diminuito, ma non molto, rispetto al modello $\Delta T_{approach}$. Visivamente ciò è confermato dal grafico del delta T ml in funzione della potenza scambiata che è molto simile al precedente.

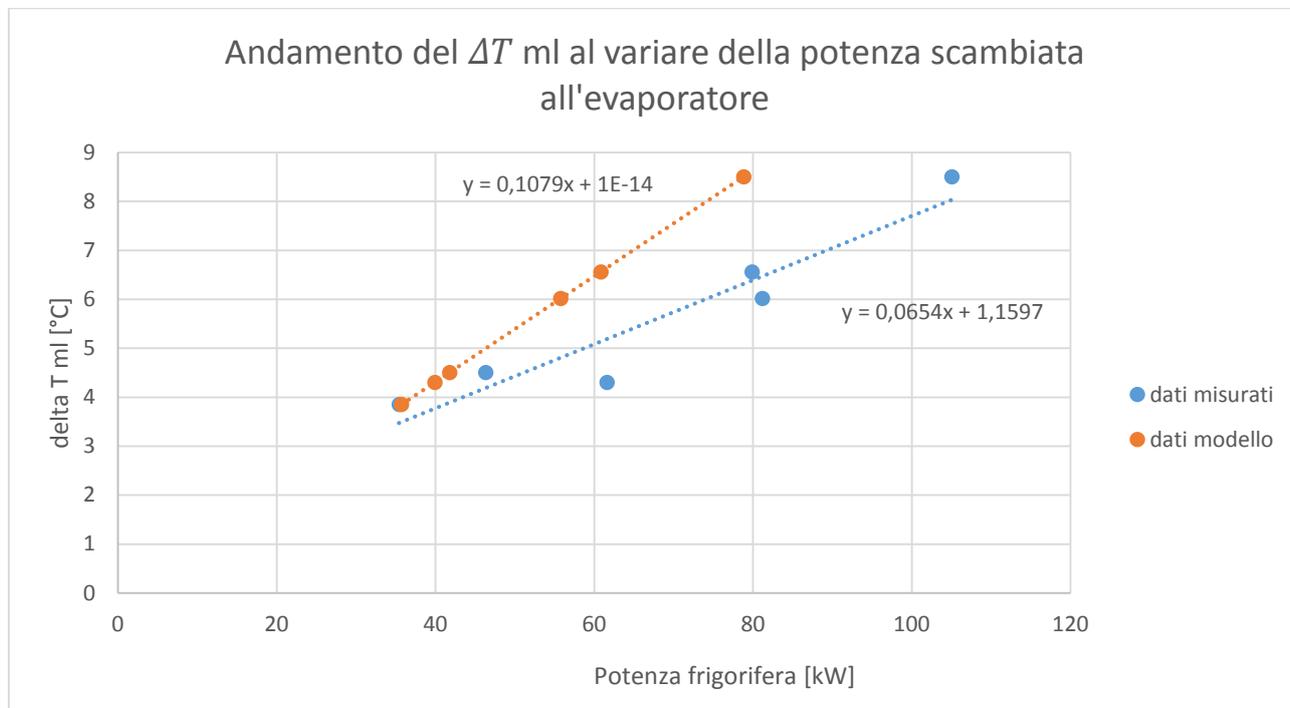


Fig. 6.10 Andamento del ΔT_{ml} al variare della potenza scambiata all'evaporatore

La funzione così trovata che meglio esprime il delta T ml in funzione della potenza termica da scambiare è

$$\Delta T_{ml} = 0.0654 * Pot_{term} + 1.1597$$

6.1.5 Conclusioni

In definitiva dall'analisi operata su questa macchina abbiamo potuto trarre le seguenti conclusioni:

- Le curve polinomiali fornite dal programma di selezione del compressore ne sovrastimano le prestazioni a causa delle perdite lungo la macchina.
- Modellizzare lo scambio termico all'interno dello scambiatore con il metodo ΔT_{ml} consente di arrivare a risultati più simili alla realtà rispetto al metodo $\Delta T_{approach}$, ma questo miglioramento può essere relativamente piccolo in presenza di profili termici distanti fra loro, a fronte di una procedura di calcolo più complessa.
- Se invece i profili termici sono molto vicini o addirittura i delta T approach approssimati risultano negativi il metodo $\Delta T_{approach}$ risulta impossibile da utilizzare e quello del ΔT_{ml} permette di ottenere risultati sensibilmente migliori.

- In generale entrambi i metodi considerati non riescono a simulare con precisione il comportamento dello scambiatore per tutti i carichi, infatti le rette che interpolano i punti generati dal modello tendono ad intersecare quelle dei dati reali in un punto, ma non a sovrapporvisi. Ciò vuol dire che è comunque necessario introdurre una correzione per modificare il coefficiente angolare di queste rette, cioè il parametro KA degli scambiatori. Questa correzione tuttavia è stato possibile farla solo a posteriori grazie ai test fatti sulla macchina.

6.2 Prova macchina selezionata

Si è avuta la possibilità, sempre presso i laboratori HiRef, di assemblare una delle macchine selezionate nella ricerca fin qui svolta. La scelta è ricaduta sulla pompa di calore dimensionata per lo scenario della villetta anni 70, in quanto è quella con la taglia più piccola e anche il costo dei vari componenti, principalmente il compressore, è minore.

6.2.1 Elenco dei componenti

I componenti della macchina già selezionati erano:

- 1 Compressore Scroll Copeland ZH40KCE-TFD
- 1 Evaporatore Alfa Laval ACH-70X-46H-F
- 1 Condensatore Alfa Laval ACH-70X-64H-F

Tuttavia, essendo già presenti a magazzino degli altri scambiatori di un modello simile e con un numero di piastre superiore, si è preferito usare quelli. Gli scambiatori effettivamente utilizzati per l'assemblaggio quindi sono stati:

- 1 Evaporatore Alfa Laval AC-72-82
- 1 Condensatore Alfa Laval CB65-82

In aggiunta si è provveduto al dimensionamento delle tubazioni e della valvola termostatica.

6.2.2 Dimensionamento tubazioni

Le tubazioni della pompa di calore hanno varie sezioni a seconda della loro posizione nel circuito e per dimensionarle si è usato un metodo semplificato che nella pratica industriale è accettabile per circuiti molto corti come quello in questione. Il criterio da seguire per il dimensionamento consiste nel mantenere nei vari tratti una velocità tale che da permettere il recupero dell'olio che fuoriesce dal compressore nel circuito e che allo stesso tempo non generi eccessive perdite di carico.

Queste velocità ottimali sono:

Tab. 6.18 Velocità ottimali per cui si dimensionano i vari tratti di linea

Tratto di linea	Velocità ottimale [m/s]
Linea di aspirazione	12.25
Linea di mandata	14
Linea del liquido	1.5

Per operare il dimensionamento prendiamo come riferimento le condizioni del carico nominale, anche perché la macchina, non essendo messa sotto inverter, ha una regolazione ON-OFF e quando è accesa può funzionare solo al 100 % della capacità.

Per calcolare le sezioni dei tubi data la velocità partiamo dall'equazione della portata di massa, che rimane costante in tutto il circuito ed è nota.

$$\dot{m} = \dot{V} * \rho$$

dove

\dot{m} è la portata di massa in [kg/s];

\dot{V} è la portata volumetrica in [m³/s];

ρ è la densità calcolata nello stesso punto della \dot{V} , in [kg/m³];

calcolando la densità nelle tre linee posso quindi ricavare la portata volumetrica, da cui con

$$\dot{V} = v * A$$

Posso ricavare l'area della sezione del tubo

dove

v è la velocità nel tubo, impostata a quella ottimale, in [m/s];

A è l'area della sezione in [m²];

I punti in cui va calcolata la densità sono evidenziati nel seguente grafico e sono i punti 0, 2 e 5.

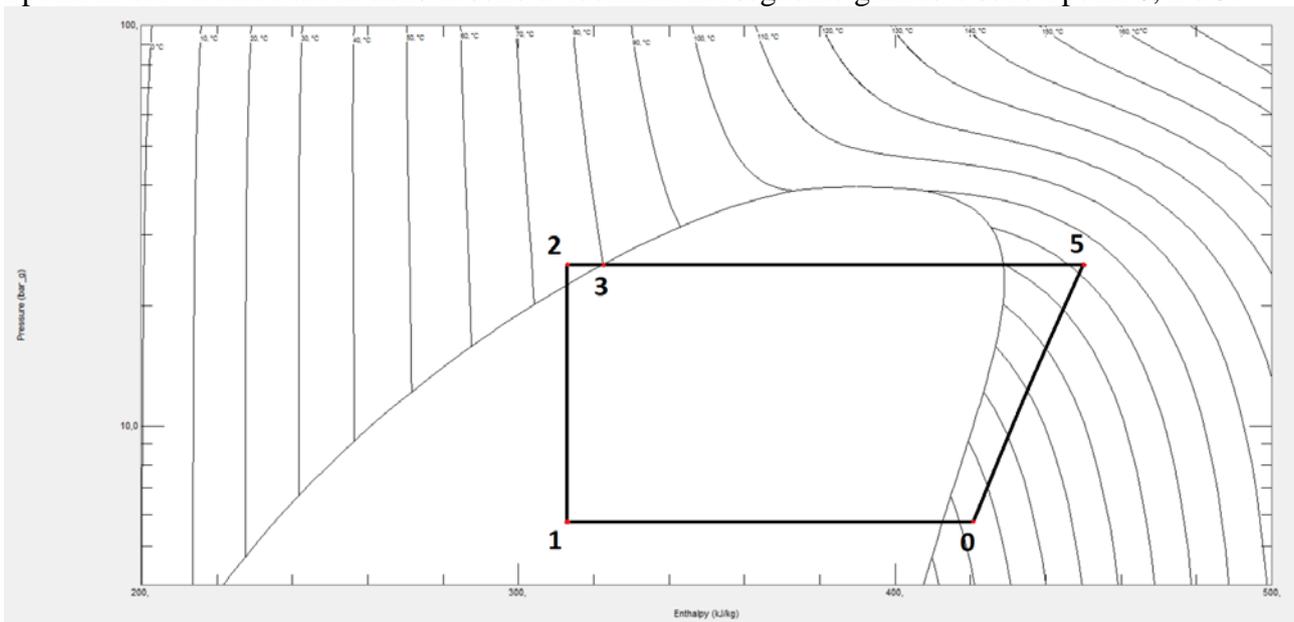


Fig. 6.13 Diagramma p-h su cui è tracciato il ciclo termodinamico compiuto dalla macchina esaminata

Le densità sono state calcolate grazie al programma REFPROP ricostruendo il ciclo termodinamico compiuto dalla macchina. I valori trovati per le varie grandezze e infine per le densità sono i seguenti:

Tab. 6.19 Parametri termodinamici calcolati nei punti per cui si vuole dimensionare la tubazione

T evaporazione [°C]	26	T condensazione [°C]	70
T ₀ [°C]	31	p condensazione [bar]	21.168
p evaporazione [bar]	0.8543	T ₂ [°C]	66
h ₀ [kJ/kg]	32.344	ρ ₂ [kg/m ³]	1023.3
s ₀ [kJ/K]	417.97		
ρ ₀ [kg/m ³]	1.7329		

Pot assorbita [kW]	6.54
Portata massa [kg/s]	0.198
delta h compr [kJ/kg]	33.0303
h ₅ [kJ/kg]	451
ρ ₅ [kg/m ³]	98.418

Date queste densità e la portata di massa si possono calcolare i diametri dei tubi:

Tab. 6.20 Parametri per il dimensionamento delle tubazioni

	Linea di aspirazione	Linea di mandata	Linea del liquido
\dot{m} [kg/s]	0.198	0.198	0.198
\dot{V} [m ³ /s]	0.006122	0.002012	0.000193
ρ [kg/m ³]	32.344	98.418	1023.3
v velocità ottimale [m/s]	12	14	1.5
A sezione ottimale [mm ²]	510.14	143.7	128.99
Φ diametro ottimale [mm]	25.49	13.53	12.82

E le taglie dei tubi scelti, cioè quelle disponibili più vicine a quelle calcolate sono:

Tab. 6.21 Diametri scelti per il dimensionamento

	Linea di aspirazione	Linea di mandata	Linea del liquido
Φ diametro scelto [mm]	1-1/8 pollici 28.58 mm esterni 1 mm spessore	5/8 pollici 15.58 mm esterni 1 mm spessore	12.7 mm esterni 0.8 mm spessore

6.2.3 Dimensionamento valvola termostatica

La valvola termostatica è una valvola la cui regolazione è determinata da un sensore di temperatura e da uno di pressione. Essa viene posizionata prima dell'evaporatore e ha i due sensori collegati dopo di esso, prima dell'eventuale separatore e dell'aspirazione del compressore.

Lo scopo di questa valvola è mantenere un surriscaldamento in aspirazione costante, che noi abbiamo supposto in fase di progetto essere 5 gradi, di modo che non vi sia il rischio, specialmente in assenza del separatore, che il fluido aspirato dal compressore abbia ancora una percentuale rilevante di liquido e ne causi quindi il malfunzionamento. Dunque se il sensore rileva un surriscaldamento troppo alto cerca di abbassarlo aprendo la valvola e facendo passare più refrigerante all'evaporatore; in questo

modo il calore ceduto dall'acqua viene distribuito su un flusso maggiore di refrigerante, che quindi uscirà con un surriscaldamento inferiore. Viceversa se il surriscaldamento risulta troppo basso la valvola chiuderà, limitando la portata passante per l'evaporatore e favorendo un aumento del surriscaldamento.

La valvola è stata scelta usando il software di selezione della ditta Carel.

I dati di input usati per selezionarla sono:

- Refrigerante: R134a
- Capacità frigorifera: 24 kW
- Temperatura evaporatore: 20 °C, in quanto è la temperatura più alta accettabile dalle valvole selezionabili
- Temperatura condensatore: 65 °C
- Sottoraffreddamento: 5 °C
- Perdite di carico e corrispondenti variazioni della temperatura: sono state tenute quelle standard suggerite dal programma.

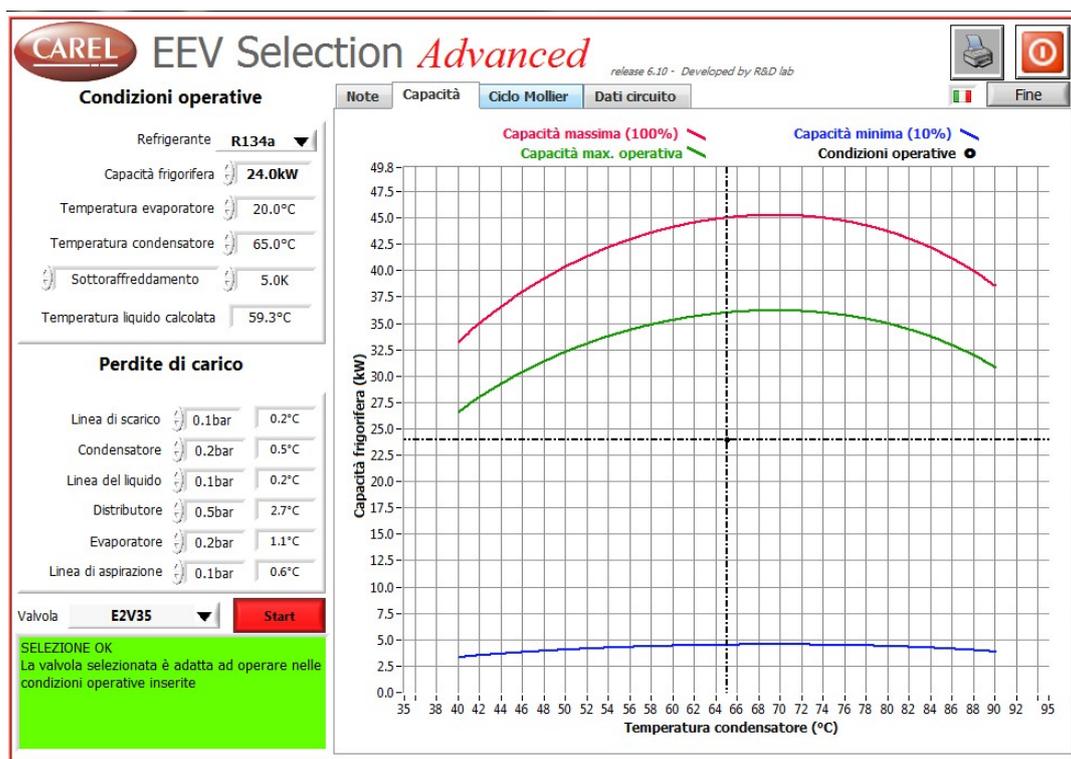


Fig. 6.11 Software Carel per la selezione della valvola termostatica

La valvola selezionata è la E2V35 e si è fatto in modo che le sue condizioni operative nominali, date dall'incrocio fra capacità frigorifera e temperatura del condensatore, ricadano un po' sotto la capacità massima operativa (linea verde), cioè quella per cui può funzionare continuamente al massimo carico, e sopra alla capacità minima. Il suo campo di lavoro si può anche momentaneamente estendere oltre fino alla capacità massima assoluta (linea rossa), ma bisogna cercare di evitare di ricadere in

quelle condizioni. Oltre alla capacità massima assoluta invece la valvola non può proprio andare, in quanto ha già raggiunto l'apertura massima e quindi la portata massima all'evaporatore.

6.2.4 Prova

Durante il test sono stati esaminati 7 punti di lavoro, selezionati con la seguente logica:

- Nella 1° prova ci si è dapprima portati nelle condizioni nominali, cioè le seguenti:

Tab. 6.22 Condizioni di lavoro nominali durante la prova sulla macchina selezionata

Tw cond in [°C]	Tw cond out [°C]	Tw evap in [°C]	Tw evap out [°C]	T evap [°C]	T cond [°C]
55	65	38	28	26	70

- Nella 2° prova si è alzata la temperatura di mandata, cioè la $T_{w,cond,out}$ fino a 70 °C, mantenendosi ad una portata d'acqua costante al condensatore e operando sulla temperatura del serbatoio che raccoglie il flusso d'acqua passante nello scambiatore. Per raggiungere la $T_{w,cond,out}$ desiderata quindi si regola la $T_{w,cond,in}$.
- Nella 3° prova si è alzata la temperatura di mandata fino a circa 75 °C, a portata costante e regolando la $T_{w,cond,in}$.
- Dalla 4° prova si è invece diminuita la temperatura rispetto a quella nominale, fino ad arrivare a 60 °C, a portata costante e regolando la $T_{w,cond,in}$.
- Nella 5° prova si è diminuita ulteriormente la temperatura di mandata a 55 °C, a portata costante e regolando la $T_{w,cond,in}$.
- Nella 6° prova si è cercato di alzare ancora la temperatura di mandata fino a 60 °C, ma la temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore è rimasta costante e si è variata la portata d'acqua, agendo sulla velocità delle pompe. Per alzare la temperatura in uscita è stato quindi sufficiente abbassare la velocità del flusso.
- Infine nella 7° prova si è alzata la temperatura di mandata a 65 °C, a $T_{w,cond,in}$ costante come per la prova precedente, e abbassando ulteriormente la portata d'acqua circolante.

Di seguito sono riportati gli andamenti delle temperature al condensatore, dove si distinguono i plateau in cui i parametri rimangono costanti e il sistema è andato a regime dopo l'imposizione delle nuove condizioni, consentendo quindi di ottenere dei dati significativi.

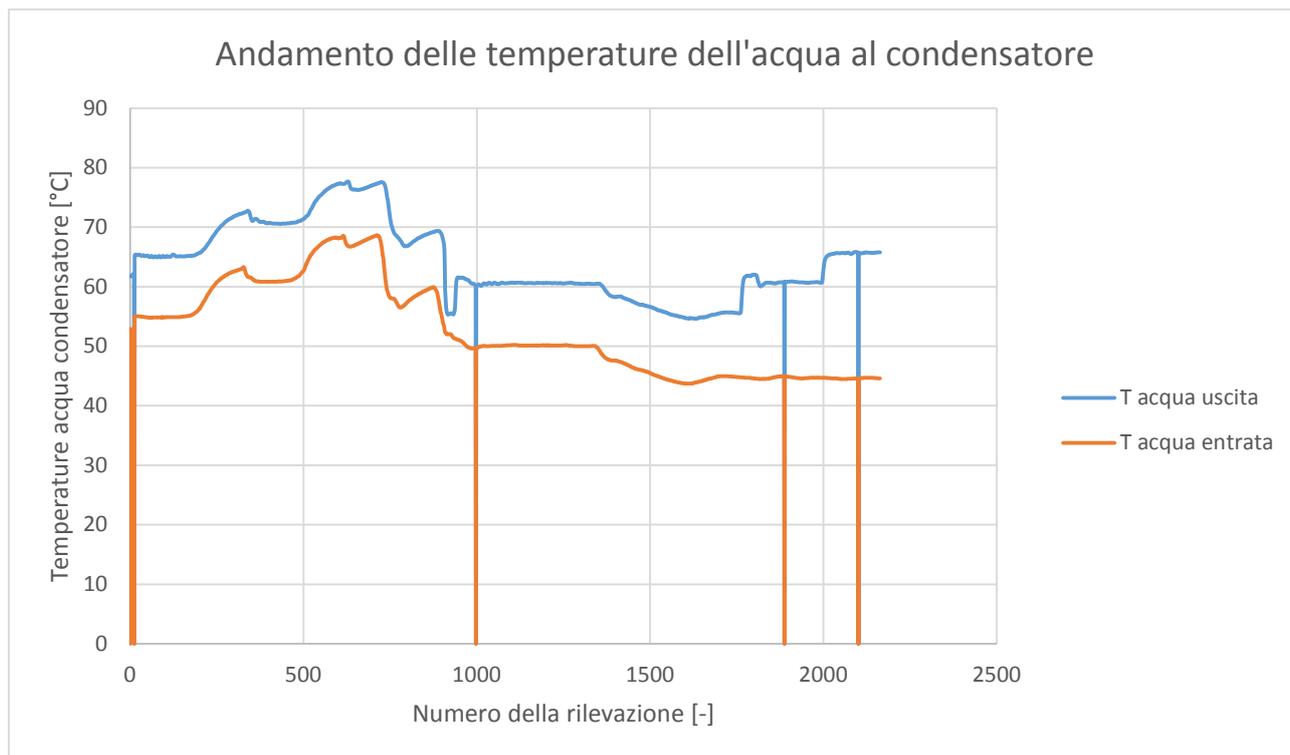


Fig. 6.12 Andamento delle temperature dell'acqua al condensatore

Per ottenere dei valori rappresentativi delle grandezze misurate in ciascuna condizione di lavoro si è fatta una media dei valori rilevati proprio in questi plateau. I risultati vengono riportati di seguito:

Tab. 6.23 Dati rilevati durante la prova della macchina selezionata

Numero prova	1	2	3	4	5	6	7
p condensazione [Pa]	17.50	19.95	22.68	15.63	14.03	15.45	17.17
p evaporazione [Pa]	5.96	6.09	6.32	5.81	5.70	5.81	5.90
T mandata compr [°C]	73.58	77.76	83.18	70.51	65.59	68.63	71.80
T fine condensazione [°C]	61.45	67.00	72.64	56.76	52.06	56.01	60.47
T aspirazione compr [°C]	30.46	29.79	29.41	31.83	30.69	30.56	30.10
p fine condensazione [bar]	17.25	19.70	22.43	15.36	13.75	15.15	16.85
Potenza assorbita [kW]	5840.31	6560.63	7339.31	5221.43	4783.39	5154.37	5651.94
T ingresso acqua evap [°C]	38.27	38.10	37.98	38.17	37.93	38.14	38.08
T uscita acqua evap [°C]	27.96	28.60	29.59	27.36	26.71	27.25	27.77
Portata vol evap [l/h]	2056.44	2041.04	2034.81	2027.01	2023.93	2019.46	2019.11
Potenza evap [kW]	24.50	22.40	19.72	25.30	26.22	25.40	24.04
T ingresso acqua cond [°C]	54.94	60.87	67.11	50.10	44.90	44.66	44.66
T uscita acqua cond [°C]	65.10	70.60	76.31	60.58	55.62	60.73	65.71
Portata vol cond [l/h]	2405.55	2389.75	2415.30	2418.43	2316.61	1539.39	1138.94
Potenza cond [kW]	28.03	26.65	25.52	29.08	28.52	28.38	27.50
T evaporazione [°C]	26.60	27.23	28.29	25.84	25.29	25.84	26.28
T condensazione [°C]	64.11	69.56	75.11	59.56	55.35	59.09	63.33
Surriscaldamento [°C]	3.87	2.56	1.12	5.99	5.40	4.72	3.82
Sottoraffreddamento [°C]	2.67	2.56	2.47	2.81	3.28	3.08	2.86
COP	4.799245	4.0621	3.4775	5.5698	5.9626	5.5063	4.8647

L'analisi dei componenti è stata fatta in maniera analoga a quanto già visto per i test sulla macchina XSW100HL. Sono stati confrontati separatamente i modelli del compressore e degli scambiatori in

modo da poter verificare con precisione in che parte del modello vi possano essere cause di discrepanza con i dati reali e dove possibile sono state tentate delle correzioni. Come si vedrà inoltre, a differenza del test precedenti, i punti di lavoro esaminati rientravano in gran parte nel campo di utilizzo imposto dal software di selezione; quindi in aggiunta alle analisi sui singoli componenti è stato anche fatto un confronto sulle prestazioni complessive inserendo i dati misurati direttamente nel modello usato per analizzare il comportamento delle PdC, senza apportare correzioni. In questo modo si può determinare se, indipendentemente dalle prestazioni dei singoli componenti, la macchina nel suo complesso raggiunge le efficienze previste data una potenza termica ed una temperatura di mandata da fornire all'utenza. Sono principalmente questi infatti i parametri che interessano l'utenza direttamente e che permettono di valutare la correttezza dei risparmi prospettati investendo in una PdC rispetto alla soluzione tradizionale della caldaia.

Inoltre, a prescindere dai modelli, si può fare un'osservazione su questi dati riguardanti l'efficacia dei due tipi di regolazione della temperatura di mandata utilizzati durante le prove: si può notare infatti che le condizioni di lavoro 6-4 e 7-1 rispettivamente hanno la stessa temperatura di mandata, ma la regolazione è stata compiuta agendo sulla temperatura di ingresso al condensatore o sulla portata d'acqua sempre al condensatore. La differenza assoluta sui COP nei due casi è nell'ordine dello 0.3, ma a favore della regolazione sulla temperatura per la T mandata di 60 °C e a favore di quella sulla portata per la T mandata di 65 °C. Non sembra quindi possibile trovare una chiara indicazione di quale delle due regolazioni convenga fare.

6.2.5 Prestazioni del compressore

I parametri usati per analizzare il comportamento del compressore sono:

- Temperatura di condensazione;
- Temperatura di evaporazione;
- Delta T di surriscaldamento;
- Delta T di sottoraffreddamento;
- Potenza frigorifera;
- Potenza assorbita;
- Potenza termica;
- COP del solo compressore.

Questi dati vengono inseriti nel programma per fare una stima delle potenze generate. Facendo questo si è incorso nella sola limitazione di imporre un delta T di aspirazione minimo pari a 3 °C, mentre nei punti di lavoro 2 e 3 esso era in realtà sceso leggermente al di sotto.

Fatte questa considerazione i dati reali e quelli ricavati col software risultano:

Tab. 6.24 Dati misurati sulle prestazioni del compressore

N° prova	1	2	3	4	5	6	7
Potenza frigo [kW]	24.49	22.39	19.71	25.30	26.21	25.39	24.04
Potenza assorbita [kW]	5.84	6.56	7.33	5.22	4.78	5.15	5.65
Potenza termica [kW]	28.02	26.64	25.52	29.08	28.52	28.38	27.49
T evaporazione [°C]	26.59	27.22	28.28	25.83	25.29	25.84	26.27
T condensazione [°C]	64.11	69.56	75.10	59.56	55.34	59.09	63.32
ΔT surriscaldamento [°C]	3.86	2.55	1.12	5.98	5.40	4.72	3.81
ΔT sottoraffreddamento [°C]	2.66	2.55	2.46	2.80	3.28	3.08	2.85
COP [-]	4.79	4.0621	3.4775	5.5698	5.9626	5.5063	4.8647

Tab. 6.25 Dati simulati sulle prestazioni del compressore

N° prova	1	2	3	4	5	6	7
Potenza frigo [kW]	26.31	24.48	23.04	27.45	28.60	27.70	26.30
Potenza assorbita [kW]	5.77	6.48	7.31	5.24	4.8	5.19	5.67
Potenza termica [kW]	31.6	30.5	29.9	32.2	32.9	32.4	31.5
T evaporazione [°C]	26.59	27.22	28.28	25.83	25.29	25.84	26.27
T condensazione [°C]	64.11	69.56	75.10	59.56	55.34	59.09	63.32
ΔT surriscaldamento [°C]	3.86	3	3	5.98	5.40	4.72	3.81
ΔT sottoraffreddamento [°C]	2.66	2.55	2.46	2.80	3.28	3.08	2.85
COP [-]	5.4766	4.7067	4.0902	6.1450	6.8541	6.2427	5.5555

Le differenze in termini assoluti e percentuali sulle potenze scambiate e sui COP teorici risultano:

Tab. 6.26 Confronto fra i dati simulati e quelli misurati sulle prestazioni del compressore

N° prova	DIFFERENZE ASSOLUTE				DIFFERENZE PERCENTUALI			
	Pfrigo [kW]	Pass [kW]	Pterm [kW]	COP [-]	Pfrigo [kW]	Pass [kW]	Pterm [kW]	COP [-]
1	1.81	-0.07	3.57	0.68	7.40%	-1.20%	12.74%	14.11%
2	2.09	-0.08	3.85	0.64	9.31%	-1.23%	14.45%	15.87%
3	3.33	-0.03	4.38	0.61	16.88%	-0.40%	17.15%	17.62%
4	2.15	0.02	3.12	0.58	8.50%	0.36%	10.72%	10.33%
5	2.38	0.02	4.38	0.89	9.09%	0.35%	15.35%	14.95%
6	2.30	0.04	4.02	0.74	9.07%	0.69%	14.16%	13.37%
7	2.27	0.02	4.00	0.69	9.43%	0.32%	14.57%	14.20%
Errore medio					9.95%	0.65%	14.16%	26.36%

La differenza sulle potenze per la condizione di lavoro 3 in particolar modo raggiunge un errore relativo del 17 %. Questo caso particolare però si può spiegare considerando che il surriscaldamento vale 1.12 °C, il più basso fra tutti, e quindi l'errore rispetto ai 3 gradi minimi accettati dal programma è il maggiore. Inoltre i dati da cui si è ricavata la condizione di lavoro 3 sono stati presi in un regime non stazionario, come si evince osservando il terzo "plateau" nella Fig. 6.12. Le temperature dell'acqua in entrata ed in uscita dal condensatore sono in realtà sempre leggermente crescenti e ciò comporta un errore nel calcolo della potenza scambiata. Infatti la potenza termica viene calcolata in funzione della differenza istantanea di temperatura fra la T in uscita e quella in ingresso (vedi punti

1 e 2 nella Fig. 6.13), ma l'acqua che passa dal sensore in ingresso e viene riscaldata nel condensatore impiega un certo tempo per attraversarlo e farsi rilevare di nuovo la temperatura in uscita (vedi punto 3). In un regime in cui l'acqua in ingresso ed uscita si riscaldano col tempo la potenza scambiata misurata sarà proporzionale ad un delta T ($T_2 - T_1$) minore di quello reale ($T_3 - T_1$) e quindi sarà sottostimata. Per questo l'errore compiuto sul punto 3 non è del tutto significativo in quanto è dovuto in parte ad un errore nella rilevazione dei dati. Per questo motivo quando si vorrà correggere il modello usato con delle equazioni ricavate da questi test, si eviterà di interpolare anche il punto 3.

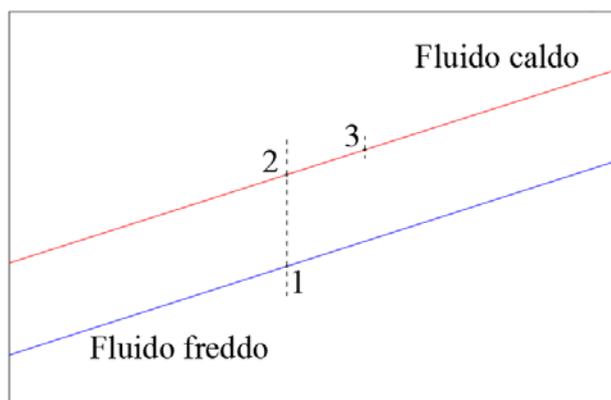


Fig. 6.13 Confronto fra i delta T misurati e reali per il calcolo della potenza termica in un regime di temperature crescenti

Al di là del caso specifico del punto 3, comunque la differenza fra dati misurati e simulati è rilevante. Per cercare di ridurla viene fatta una correzione su potenza frigo, potenza termica e di conseguenza sul COP in modo da tenere conto della temperatura di aspirazione immessa nel programma di selezione, più alta di quella reale.

La correzione coinvolge solo le prove n° 2 e 3 ed i risultati definitivi sono i seguenti:

Tab. 6.27 Dati simulati corretti sulle prestazioni del compressore

N° prova	1	2	3	4	5	6	7
Potenza frigo [kW]	26.31	24.43	22.82	27.45	28.60	27.70	26.30
Potenza assorbita [kW]	5.77	6.48	7.31	5.24	4.8	5.19	5.67
Potenza termica [kW]	31.6	30.47	29.79	32.2	32.9	32.4	31.5
T evaporazione [°C]	26.59	27.22	28.28	25.83	25.29	25.84	26.27
T condensazione [°C]	64.11	69.56	75.10	59.56	55.34	59.09	63.32
ΔT surriscaldamento [°C]	3.86	2.56	1.12	5.98	5.40	4.72	3.81
ΔT sottoraffreddamento [°C]	2.66	2.55	2.46	2.80	3.28	3.08	2.85
COP [-]	5.4766	4.7027	4.0748	6.1450	6.8541	6.2427	5.5555

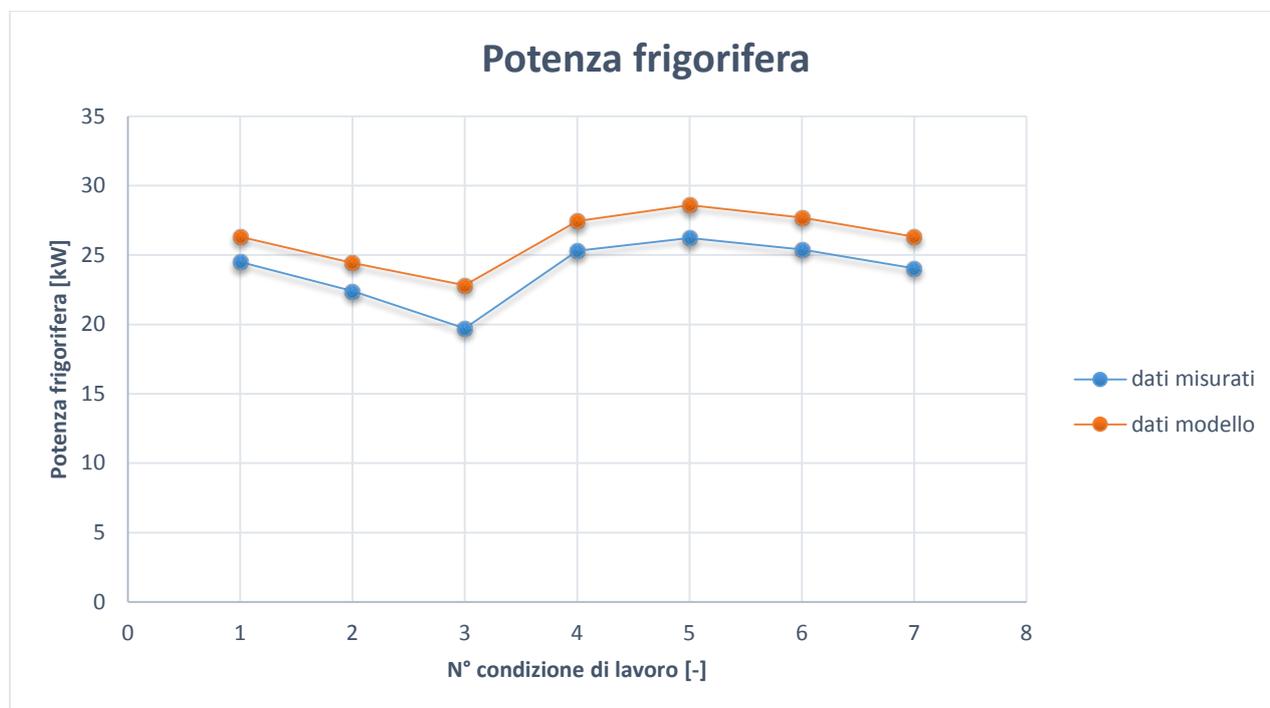
Tab. 6.28 Confronto fra i dati simulati corretti e quelli misurati sulle prestazioni del compressore

N° prova	DIFFERENZE ASSOLUTE				DIFFERENZE PERCENTUALI			
	Pfrigo [kW]	Pass [kW]	Pterm [kW]	COP [-]	Pfrigo [kW]	Pass [kW]	Pterm [kW]	COP [-]
1	1.81	-0.070	3.57	0.6773	7.40%	-1.20%	12.74%	14.11%
2	2.03	-0.080	3.82	0.6405	9.07%	-1.23%	14.35%	15.77%
3	3.10	-0.029	4.26	0.5973	15.72%	-0.40%	16.71%	17.18%
4	2.14	0.0185	3.11	0.5751	8.50%	0.36%	10.71%	10.32%
5	2.38	0.0166	4.37	0.8915	9.09%	0.35%	15.35%	14.95%
6	2.30	0.0356	4.01	0.7363	9.07%	0.69%	14.15%	13.37%
7	2.26	0.0180	4.00	0.6908	9.43%	0.32%	14.56%	14.20%
Errore medio					9.76%	0.65%	14.08%	14.27%

I miglioramenti sono molto piccoli e la differenza media relativa fra tutte le potenze si attesta sull'8.16%. Questa differenza sarà da attribuire all'imprecisione con cui le curve polinomiali inserite nel software di selezione approssimano il comportamento reale del compressore.

Non viene ricalcolato anche in quest'occasione l'errore di misura in quanto lo si è già visto essere relativamente piccolo, in media dell'ordine dell'1% e soprattutto in quanto non suggerisce se il valore vero sia maggiore o minore di quello misurato, ma determina solo un'incertezza attorno ad un valore medio e quindi non è in grado di fornire nuove informazioni sulla bontà del modello utilizzato.

Di seguito viene rappresentato l'andamento delle potenze simulate e reali al procedere del test.


Fig. 6.14 Andamento della potenze frigorifera simulata e misurata

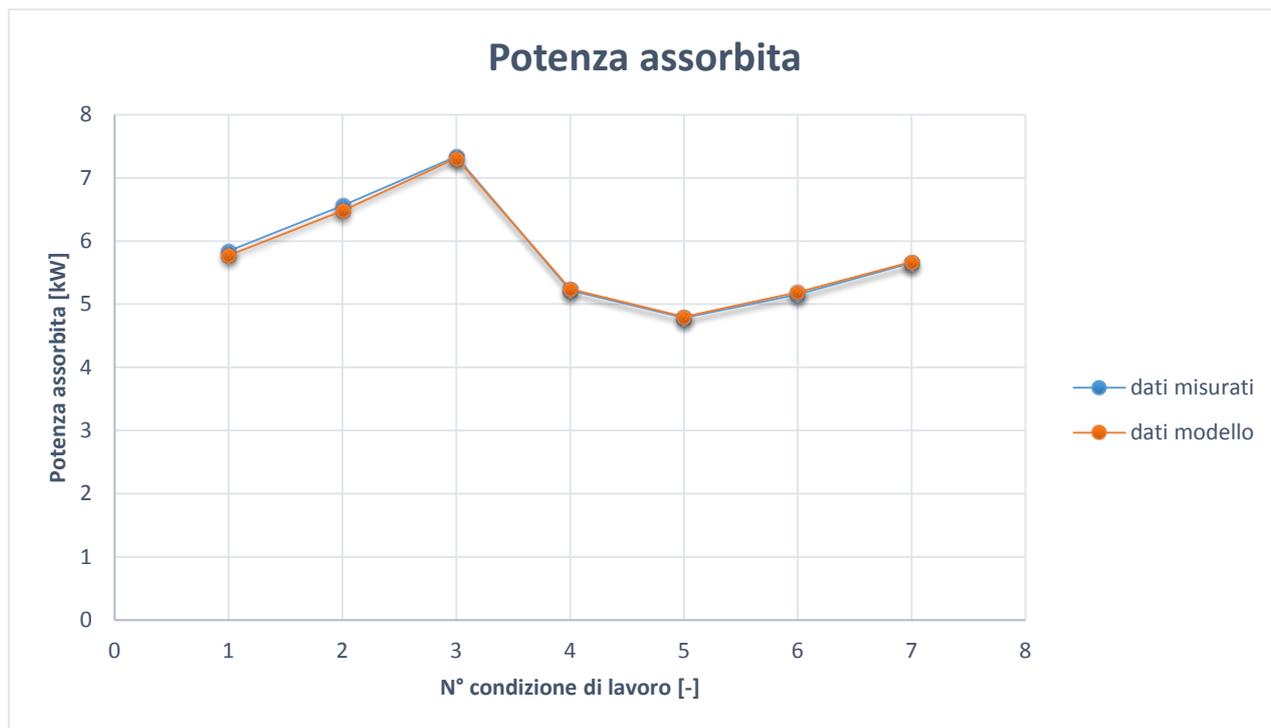


Fig. 6.15 Andamento della potenza assorbita simulata e misurata

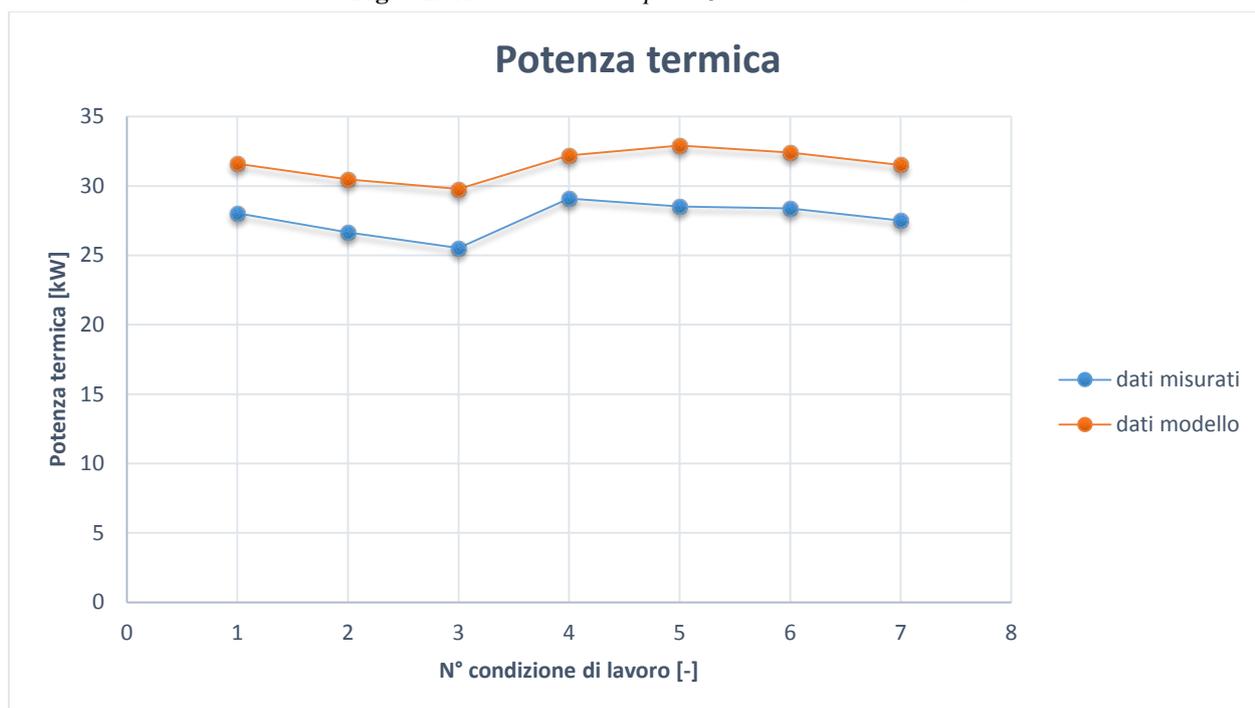


Fig. 6.16 Andamento della potenza termica simulata e misurata

Infine si possono anche ricavare delle funzioni che, seppur a posteriori, ci permettano di correggere l'errore commesso. Per ottenerle si è graficato l'andamento dell'errore relativo al variare della potenza per quelle tre condizioni di lavoro misurate che rientrano in quelle previste dall'analisi del funzionamento a carico nominale della macchina selezionata, cioè quelle per cui si ha una temperatura di mandata di 65, 60 e 55 °C.

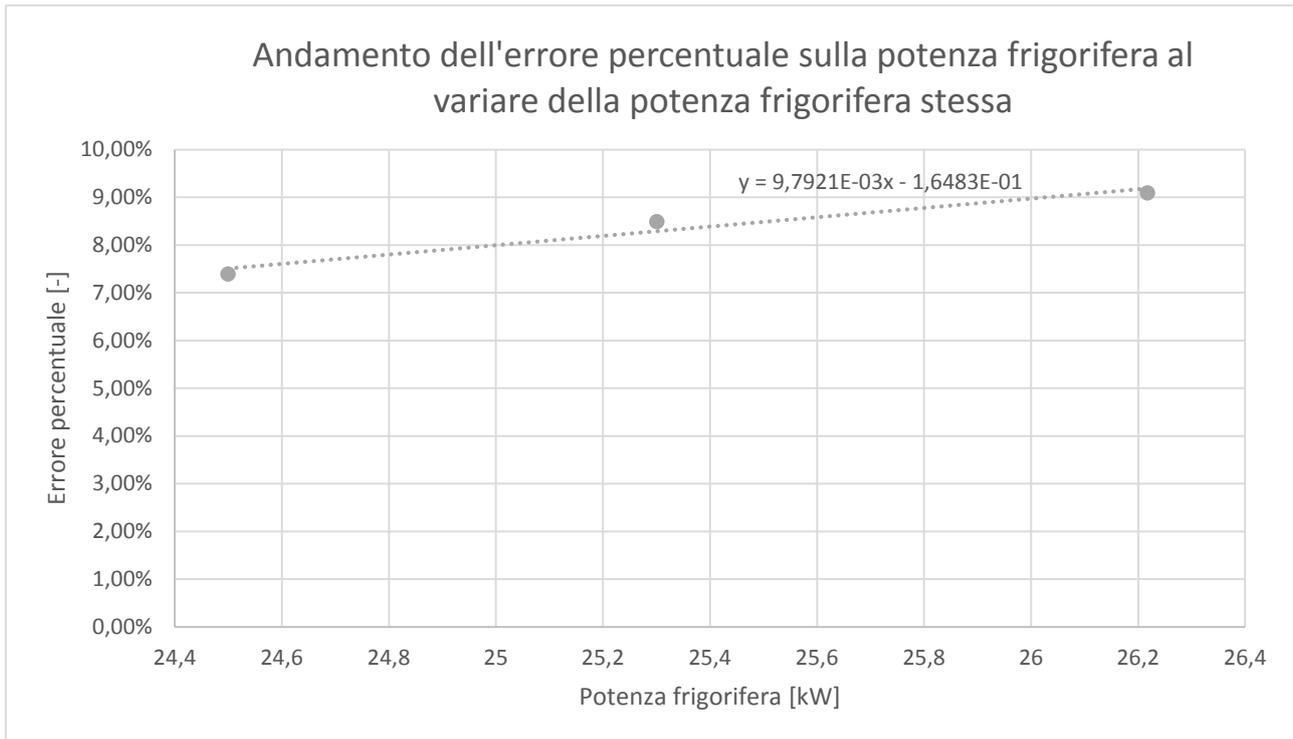


Fig. 6.17 Andamento dell'errore percentuale sulla potenza frigorifera al variare della potenza frigorifera stessa

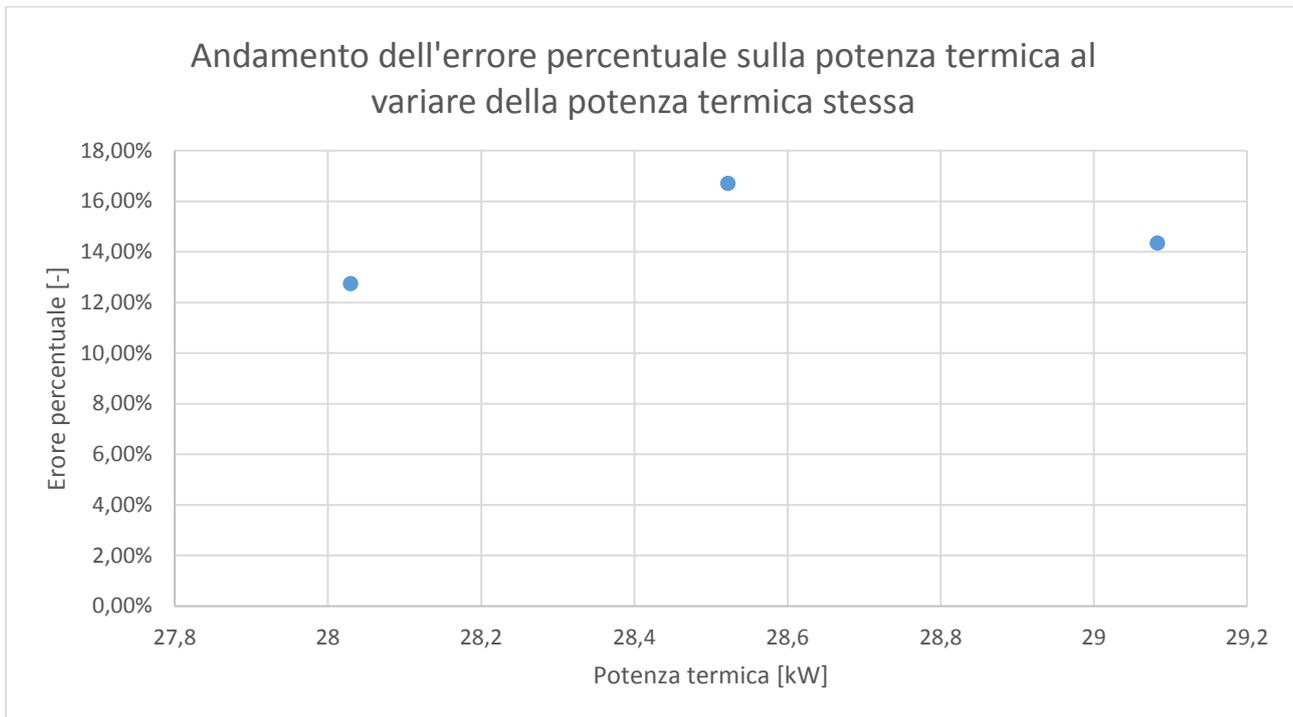


Fig. 6.18 Andamento dell'errore percentuale sulla potenza termica al variare della potenza termica stessa

La funzione che può essere usata per correggere l'errore sulla potenza frigo risulta:

$$\text{Errore \%} = 9.7921E - 3 * P\text{Frigo} - 1.6483E - 1$$

con

$$P\text{Frigo}_{\text{corretta}} = \frac{P\text{Frigo}_{\text{originale}}}{(1 + \text{Errore \%})}$$

I punti che indicano l'errore sulla potenza termica invece non sembrano seguire un andamento lineare, quindi la correzione ipotizza che l'errore sia sempre pari alla media di quelli registrati.

$$\begin{aligned}
 \text{Errore \%} &= 0.129366 \\
 P_{Term_{corretta}} &= \frac{P_{Term_{originale}}}{(1 + \text{Errore \%})}
 \end{aligned}$$

6.2.6 Prestazioni del condensatore

I parametri usati per analizzare il comportamento del condensatore sono:

- Temperatura di condensazione;
- Temperatura ingresso acqua;
- Temperatura di uscita acqua;
- Temperatura in mandata del compressore;
- Temperatura liquido dopo il sottoraffreddamento;
- Potenza termica scambiata;
- Delta T approach;
- Parametro caratteristico (K*A) approach.

Tab. 6.29 Parametri caratteristici del condensatore

	1	2	3	4	5	6	7
T water cond in [°C]	54.94	60.87	67.11	50.10	44.90	44.66	44.66
T water cond out [°C]	65.10	70.60	76.31	60.58	55.62	60.73	65.71
Potenza termica [kW]	28.03	26.65	25.52	29.08	28.52	28.38	27.50
T condensazione [°C]	64.11	69.56	75.11	59.56	55.35	59.09	63.33
T mandata compr [°C]	73.58	77.76	83.18	70.51	65.59	68.63	71.80
T liquido (dopo SC) [°C]	61.45	67.00	72.64	56.76	52.06	56.01	60.47
dT approach [°C]	-0.98	-1.03	-1.20	-1.02	-0.27	-1.63	-2.38
KA approach [kW/K]	-28.3373	-25.7038	-21.1608	-28.4716	-102.4	-17.36	-11.5279

Il condensatore è uno scambiatore CB65 della Alfa Laval con 82 piastre e le condizioni per cui è stato dimensionato sono indicate sulla scheda di collaudo:

Tab. 6.30 Parametri nominali del condensatore

Pot termica [kW]	T water in [°C]	T water out [°C]	T cond [°C]	T mand compr [°C]	T fine compr [°C]
31.4	55	65	68	74	68

Dati questi parametri si è ricavato il $\Delta T_{approach,nom}$ con

$$\Delta T_{approach,nom} = T_{cond} - T_{water,out} = 68 - 65 = 3 \text{ °C}$$

e il $(k * A)_{nom}$ da

$$P_{term} = (k * A)_{nom} * \Delta T_{approach}$$

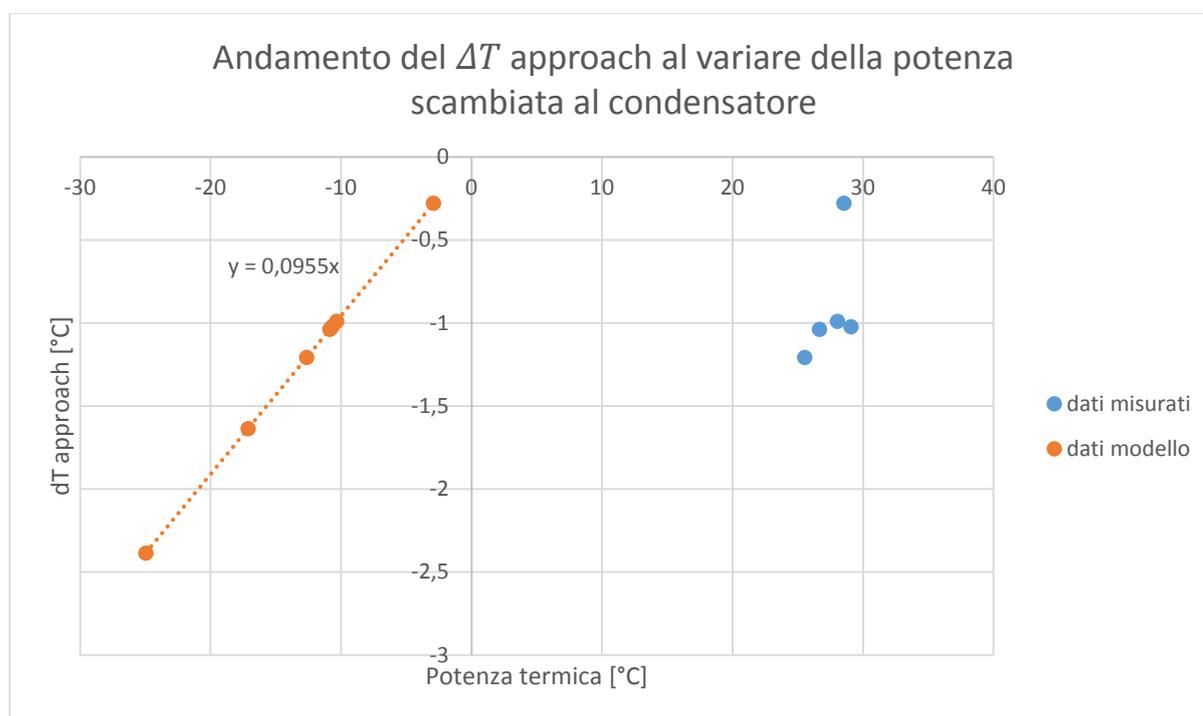
$$(k * A)_{nom} = \frac{P_{term}}{\Delta T_{approach,nom}} = 10.46667 \text{ kW/K}$$

Le potenze che si sarebbero dovute scambiare secondo questo modello confrontate con quelle realmente scambiate sono le seguenti:

Tab. 6.31 Confronto fra potenze calcolate col metodo del delta T approach e quelle misurate

	Pot term reale [kW]	Pot term modello [kW]	Errore assoluto [kW]	Errore relativo [-]
1	28.02	-10.35	-38.38	-136.94%
2	26.64	-10.85	-37.50	-140.72%
3	25.52	-12.62	-38.14	-149.46%
4	29.08	-10.69	-39.77	-136.76%
5	28.52	-2.91	-31.43	-110.22%
6	28.38	-17.11	-45.49	-160.29%
7	27.49	-24.96	-52.45	-190.79%

Anche in questo caso al condensatore le potenze termiche previste sono molto inferiori a quelle reali e lo scambio termico non può essere simulato col modello del $\Delta T_{approach}$. L'andamento del $\Delta T_{approach}$ sulla potenza scambiata è il seguente:


Fig. 6.19 Andamento del $\Delta T_{approach}$ al variare delle potenza scambiata al condensatore

Si prova dunque a modellizzare il condensatore col metodo del ΔT_{ml} , con lo stesso procedimento già eseguito per la macchina XSW100HL.

Il $(KA)_{ml,nom}$ e gli altri parametri calcolati sono riportati di seguito:

Tab. 6.32 Parametri del modello delta T ml al condensatore

	ΔT_{ml} [°C]	$(KA)_{ml,nom}$ [kW/K]	$(KA)_{ml}$ [kW/K]
1	2.31	4.267	12.13
2	1.93	4.267	13.77
3	1.10	4.267	23.08
4	2.45	4.267	11.83
5	3.90	4.267	7.30
6	3.06	4.267	9.24
7	/	4.267	/

Nel punto di lavoro n° 7 non è stato possibile calcolare il ΔT_{ml} in quanto i profili termici risultavano toccarsi.

Le potenze scambiate e l'errore che si compie approssimando il comportamento del compressore col modello del ΔT_{ml} risultano:

Tab. 6.33 Confronto fra le potenze termiche calcolate col metodo delta T ml e misurate

	Pot term reale [kW]	Pot term modello [kW]	Errore assoluto [kW]	Errore relativo [-]
1	28.02	9.86	-18.16	-64.82%
2	26.64	8.25	-18.39	-69.02%
3	25.52	4.71	-20.80	-81.51%
4	29.08	10.48	-18.59	-63.94%
5	28.52	16.65	-11.86	-41.62%
6	28.38	13.09	-15.28	-53.85%
7	27.49	/	/	/
Errore medio				62.46%

Si nota quindi che l'errore è molto diminuito rispetto a quello calcolato col $\Delta T_{approach}$ ma la differenza media fra i due set di potenze è dell'ordine del 62 %, quindi ancora troppo alta.

Se grafico il ΔT_{ml} in funzione della potenza scambiata si ottiene:

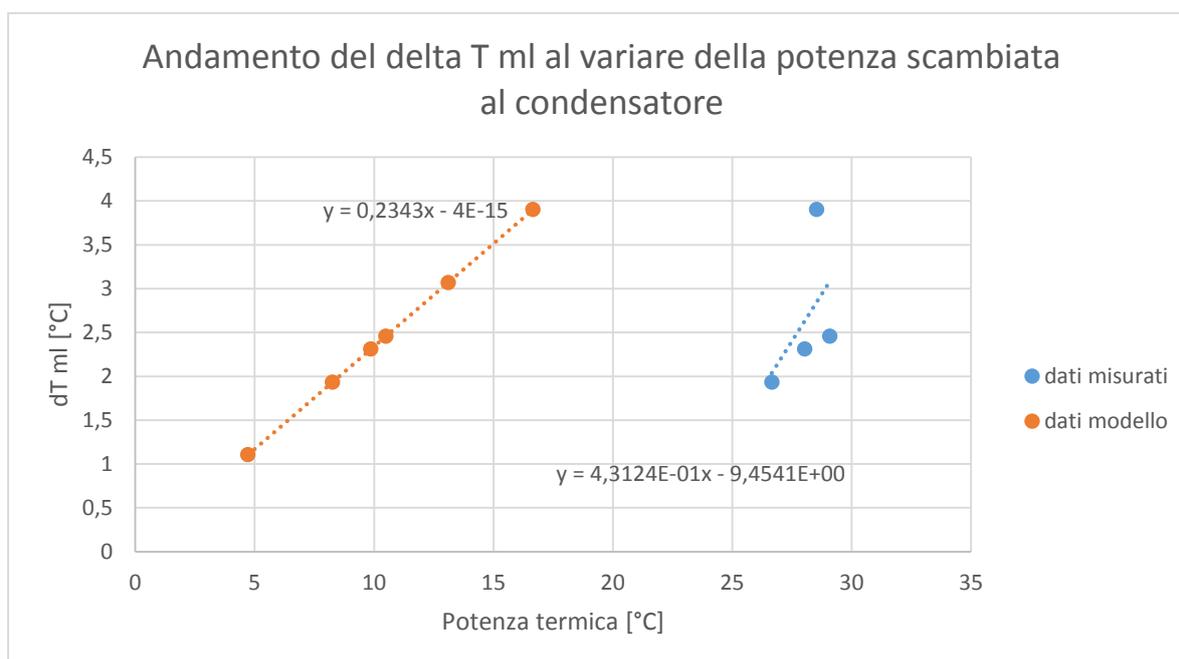


Fig. 6.20 Andamento del delta T ml al variare della potenza termica al condensatore

Per ottenere degli errori accettabili si dovrà quindi usare la funzione interpolante i punti di lavoro misurati. Facendo così possiamo ricavare la seguente relazione che esprime il ΔT_{ml} interno al condensatore in funzione della potenza scambiata:

$$\Delta T_{ml} = 4.3124E - 1 * Pot_{term} - 9.4541$$

6.2.7 Prestazioni dell'evaporatore

Analogamente a come fatto per il condensatore, cerchiamo di valutare la bontà del modello usato per modellizzare l'evaporatore. I dati raccolti che servono per definirne le prestazioni sono:

- Temperatura di evaporazione;
- Temperatura ingresso acqua;
- Temperatura di uscita acqua;
- Temperatura in aspirazione al compressore;
- Potenza frigorifera scambiata;
- Delta T approach;
- Parametro caratteristico (K*A) approach.

Tab. 6.34 Parametri caratteristici dell'evaporatore

	1	2	3	4	5	6	7
T water evap in [°C]	38.27	38.10	37.98	38.17	37.93	38.14	38.08
T water evap out [°C]	27.96	28.60	29.59	27.36	26.71	27.25	27.77
Potenza frigorifera [kW]	24.50	22.40	19.72	25.30	26.22	25.40	24.04
T evaporatore [°C]	26.60	27.23	28.29	25.84	25.29	25.84	26.28
T aspirazione [°C]	30.46	29.79	29.41	31.83	30.69	30.56	30.10
dT approach [°C]	1.36	1.37	1.29	1.52	1.42	1.41	1.49
KA approach [kW/K]	17.9957	16.3372	15.1897	16.6393	18.4262	18.0095	16.123

L'evaporatore della Alfa Laval è uno scambiatore AC72 della Alfa Laval con 82 piastre e le condizioni per cui è stato dimensionato sono indicate sulla scheda di collaudo:

Tab. 6.35 Parametri nominali dell'evaporatore

Pot frigorifera [kW]	T water in [°C]	T water out [°C]	T evap [°C]	T aspirazione compr [°C]
26.1	38.3	28	26.1	29.9

Con lo stesso procedimento usato per il condensatore si ricava:

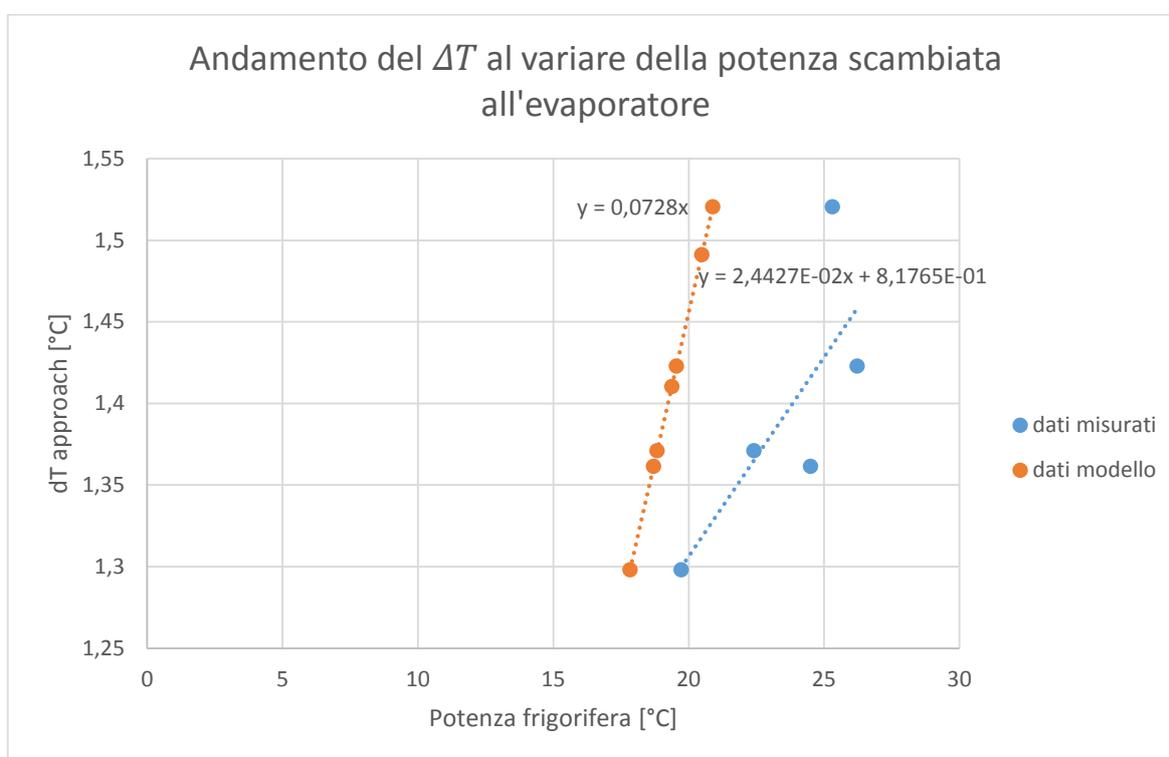
$$(KA)_{approach,nom} = 28 - 26.1 = 1.9 \text{ °C}$$

Da esso si calcolano e le potenze scambiate previste e si confrontano con quelle misurate.

Tab. 6.36 Confronto fra le potenze calcolate col metodo delta T approach e quelle misurate

	Pot frigo reale [kW]	Pot frigo modello [kW]	Errore assoluto [kW]	Errore relativo [kW]
1	24.49	18.70	-5.79	-23.66%
2	22.39	18.83	-3.56	-15.91%
3	19.71	17.83	-1.88	-9.56%
4	25.30	20.88	-4.41	-17.44%
5	26.21	19.54	-6.67	-25.45%
6	25.39	19.37	-6.02	-23.725%
7	24.04	20.48	-3.55	-14.802%
Errore medio				18.653%

L'errore relativo è del 18.653 %, minore quindi di quello ottenuto con lo stesso metodo per il condensatore. L'andamento del $\Delta T_{\text{approach}}$ sulla potenza scambiata risulta:


Fig. 6.21 Andamento del $\Delta T_{\text{approach}}$ al variare della potenza scambiata all'evaporatore

Usando invece il metodo ΔT_{ml} si ricavano i seguenti parametri:

Tab. 6.37 Parametri del modello delta T ml

	ΔT_{ml} [°C]	$(KA)_{ml,nom}$ [kW/K]	$(KA)_{ml}$ [kW/K]
1	4.61	4.73	5.30
2	4.48	4.73	4.99
3	4.22	4.73	4.66
4	5.00	4.73	5.05
5	4.88	4.73	5.37
6	4.82	4.73	5.26
7	4.82	4.73	4.97

E le potenze calcolate risultano:

Tab. 6.38 Confronto fra le potenza frigorifere calcolate col metodo ΔT_{ml} e misurate

	Pot frigo reale [kW]	Pot frigo modello [kW]	Errore assoluto [kW]	Errore relativo [-]
1	24.49	21.84	-2.65	-10.82%
2	22.39	21.22	-1.17	-5.24%
3	19.71	20.01	0.28	1.46%
4	25.30	23.67	-1.62	-6.42%
5	26.21	23.09	-3.12	-11.91%
6	25.39	22.84	-2.55	-10.06%
7	24.04	22.84	-1.19	-4.98%
Errore medio				6.856%

L'errore relativo è diminuito rispetto al modello $\Delta T_{approach}$ fino a raggiungere una media del 6.856%, quindi un valore relativamente basso. Infatti i grafici del delta T in funzione della potenza scambiata sono molto simili.

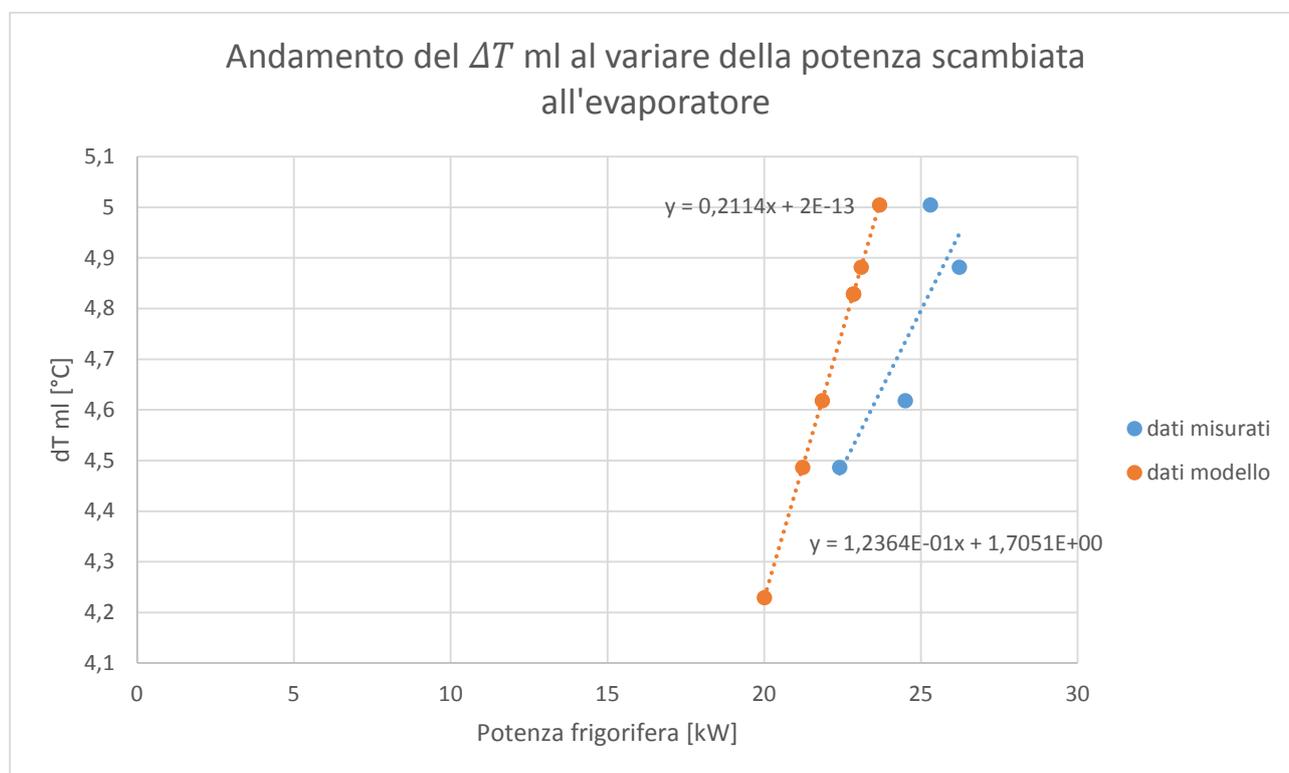


Fig. 6.22 Andamento del ΔT_{ml} al variare della potenza scambiata all'evaporatore

Da cui si ricava la vera relazione fra ΔT_{ml} e potenza frigorifera:

$$\Delta T_{ml} = 1.2364E - 1 * Pot_{frigo} + 1.7051$$

6.2.8 Conclusioni

In definitiva dall'analisi degli scambiatori di questa macchina si sono tratte le stesse conclusioni della prova precedente. Si è notato anche in questo test che il modello del $\Delta T_{approach}$ compie un errore più grande rispetto al modello ΔT_{ml} e si dimostra spesso inadeguato per simulare lo scambio termico. Il

modello ΔT_{ml} d'altro canto, pur apportando sempre dei miglioramenti, tanto maggiori quanto più piccola è la distanza fra i profili termici dello scambiatore, non garantisce di raggiungere sempre un livello di correttezza accettabile. Quindi per arrivare ad un risultato preciso è comunque indispensabile ritrarre i modelli con le equazioni ricavate in laboratorio che mostrano la vera correlazione fra il ΔT fra due fluidi e il calore scambiato dallo scambiatore.

6.2.9 Confronto prestazioni

Grazie a questo test quindi abbiamo acquisito una serie di equazioni che descrivono il funzionamento degli scambiatori e permettono di correggere le curve polinomiali su cui si basa invece il modello dei compressori.

Si può provare ora a inserire queste equazioni nel modello costruito inizialmente e verificare se con queste modifiche le prestazioni della macchina reale sono approssimabili a quelle simulate. Allo stesso tempo però risulta molto interessante anche vedere quali sarebbero stati invece i risultati forniti dal modello originale, senza modifiche, considerato nel suo complesso e non componente per componente, come è appena stato fatto.

I COP nei vari punti di lavoro per la macchina reale sono stati confrontati con quelli generati dal modello originale e dal modello modificato con le funzioni su compressore e scambiatori ricavate dagli stessi test di laboratorio. I risultati sono i seguenti:

Tab. 6.39 Confronto dei COP calcolati col modello originale, col modello modificato e misurati

	COP VERI	COP MODELLO MODIFICATO	COP MODELLO ORIGINALE	DIFFERENZA % SUL MOD MODIFICATO	DIFFERENZA % SUL MOD ORIGINALE
1	4.7992	4.7638	4,9606	-0.74%	3,36%
2	4.0621	4.1984	4,3128	3.36%	6,17%
3	3.4775	3.6774	3,7263	5.75%	7,15%
4	5.5698	5.2769	5,5586	-5.26%	-0,20%
5	5.9626	5.8886	6,2850	-1.24%	5,41%

Come ci si può aspettare le differenze sul COP fra il modello modificato e i dati misurati sono molto piccole, minori del 6% e con una media dell'3.27%, e possono essere giustificate considerando la presenza degli errori di misura e l'imprecisione dell'interpolazione dei punti di lavoro con le rette che sono state usate per ricavare le equazioni per correggere il modello.

Invece è estremamente interessante notare come sia molto piccolo anche l'errore che si compie approssimando le prestazioni della macchine con quelle ricavate dal modello originale, infatti la differenza sui COP è al massimo del 7.15% e ha una media del 4.46%, valori entrambi molto minori degli errori che erano stati riscontrati nei modelli singoli del compressore ma soprattutto degli scambiatori. Questa conclusione può essere giustificata con qualche osservazione:

- Gli scambiatori sono stati recuperati dal magazzino e, pur essendo di un modello simile a quello che era stato selezionato, il numero di piastre era maggiore. A parità degli altri

parametri un numero di piastre maggiore comporta una maggiore superficie di scambio e quindi un maggiore $K \cdot A$ o, a parità di potenza termica scambiata, dei ΔT minori. I ΔT approach nell'analisi iniziale infatti erano sensibilmente più alti di quelli riscontrati nella prova di laboratorio, e questo dato come si è visto ha una grande importanza nell'efficacia con cui essi riescono a descrivere le prestazioni degli scambiatori. La modellizzazione degli scambiatori compiuta nell'analisi iniziale dunque non sembra comportare un errore così elevato e per di più la correzione che si sarebbe potuto applicare introducendo invece il metodo del ΔT_{ml} si è vista essere molto poco incisiva proprio in questi casi in cui i profili termici sono relativamente distanti. D'altra parte invece durante i test di laboratorio i ΔT approach sono risultati relativamente piccoli e, come si è visto dai grafici, questo modello sottostima le capacità di scambio degli scambiatori.

- Per quanto riguarda invece il compressore si è osservato che entrambi i software di selezione usati, cioè quello della Bitzer per il primo test e quello della Copeland per il secondo hanno la tendenza a sovrastimare i COP dei compressori, in quanto non tengono conto delle perdite e delle dispersioni che avvengono nei vari componenti della macchina e ne inficiano la capacità di produrre la potenza dichiarate.

Gli errori compiuti sui modelli di compressore e scambiatori tendono quindi a compensarsi in quanto i primi hanno delle prestazioni sottostimate, i secondi sovrastimate. Ciò fa sì che il modello utilizzato nel suo complesso riesca a descrivere con un errore accettabile la macchina selezionata e rende significativa l'analisi economica che ne è stata dedotta. Infatti, anche se i singoli componenti fossero simulati con errori maggiori, dal punto di vista del servizio richiesto dall'utenza alla pompa di calore i parametri essenziali sono la temperatura di mandata, la potenza termica fornita e il COP. I primi due garantiscono il comfort interno all'edificio e l'ultimo determina i costi operativi e quindi in ultima analisi la convenienza di un intervento per sostituire una caldaia con la PdC: si può dunque giungere alla conclusione che i risultati dell'analisi teorica compiuta siano stati globalmente confermati dalle prove sperimentali, per lo meno per questa taglia di macchina. Si è anche visto però come convenga adottare se possibile un modello più preciso di quello del ΔT approach agli scambiatori, come per esempio quello del ΔT medio logaritmico, e che talvolta nemmeno questo può essere sufficiente. Per riuscire a descrivere accuratamente tutti i componenti del sistema è necessario condurre prove sperimentali e ricavare le funzioni che ne regolano il comportamento.

Capitolo 7: Conclusioni

In questa trattazione è stata investigata la possibilità di usare delle pompe di calore per sfruttare i cascami termici presenti nelle acque termali reflue scaricate dagli alberghi di Abano Terme, innalzandone il livello di temperatura e fornendo acqua calda per il fabbisogno di riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria delle utenze circostanti. Si è innanzitutto determinato il fabbisogno di alcuni edifici residenziali di tipo diverso, con differenti terminali d'impianto e differenti età di costruzione; quindi è stata determinata una curva climatica che correla alla temperatura esterna la temperatura minima di mandata che deve essere fornita all'edificio, affinché al suo interno venga mantenuto il comfort termico. A questo punto è stato possibile dimensionare e selezionare i vari componenti di una pompa di calore, una per ogni caso considerato. Il comportamento di questi componenti è stato modellizzato sia a carico nominale che a carico parziale, con l'aiuto di alcuni software per la selezione forniti dalle aziende costruttrici, ed in questo modo è stato possibile calcolare degli indici di prestazioni di queste PdC come il COP e l'SCOP. È stata quindi condotta una analisi economica dell'investimento di sostituzione di una classica caldaia a gas con ciascuna delle pompe di calore analizzate, e sono stati determinati parametri come il tempo di ritorno, il TIR ed il VAN. Si è giunti alla conclusione che questo investimento è in generale conveniente e questa convenienza cresce più grande e vecchio è l'edificio e quindi quanto peggio esso è isolato e tanto maggiore è il suo fabbisogno di energia; inoltre, se si considera il costo d'investimento che deve essere sostenuto da una singola famiglia, diventa un parametro importante anche il numero di unità abitative: la maggiore convenienza infatti è stata calcolata proprio per la villetta degli anni '70, con tempi di ritorno addirittura inferiori ad un anno. Successivamente i diversi scenari sono state analizzati in termini di risparmio di energia primaria e di mancate emissioni di anidride carbonica. Quindi sono state prese in considerazione varie configurazioni della pompa di calore, alternative rispetto a quella semplice inizialmente considerata. I compressori a pistoncini sono stati esaminati come sostituiti degli Scroll, ma fra i modelli disponibili solo pochi erano in grado di lavorare con le alte temperature di evaporazione richieste, si trovavano sul limite del loro campo di applicazione e operavano con efficienze minori.

È stata analizzata la configurazione con ciclo in cascata, formata da un ciclo a bassa pressione a R410a ed un ciclo ad alta pressione a R134a, ma essa è risultata essere poco efficiente ai bassi carichi ancora a causa dei limiti dei compressori sulle temperature di evaporazione che possono essere raggiunte, e quindi il maggior costo d'investimento non si è dimostrato giustificato.

Il ciclo in serie esaminato successivamente, in cui due pompe di calore forniscono all'utenza ciascuna metà della potenza e del salto di temperatura di cui abbisogna, è stato determinato invece essere più efficiente della soluzione semplice, sia ai carichi massimi che a quelli parziali; la diminuzione dei costi operativi provocata dall'aumento dell'efficienza però non sembra compensare il raddoppio dei costi d'investimento e l'eccessivo aumento del tempo di ritorno.

In seguito è stata fatta una valutazione sulla possibilità di sostituzione del fluido che si era supposto impiegare inizialmente, cioè l'R134a, con il più nuovo R1234ze, che ha prestazioni simili e ne è il

candidato alla sostituzione grazie alle migliori performance in quanto ad emissioni di gas serra collegati al suo uso. Si è dimostrato come sia impossibile adattare la stessa PdC da un liquido all'altro, perché l'R1234ze ha una densità minore e per generare la stessa potenza richiederebbe compressori di taglia circa il 25% più grande e quindi più costosi. Essendo le prestazioni solo marginalmente migliorate col nuovo fluido la soluzione corretta è sembrata quindi continuare ad usare l'R134a fino a quando la legge lo consenta.

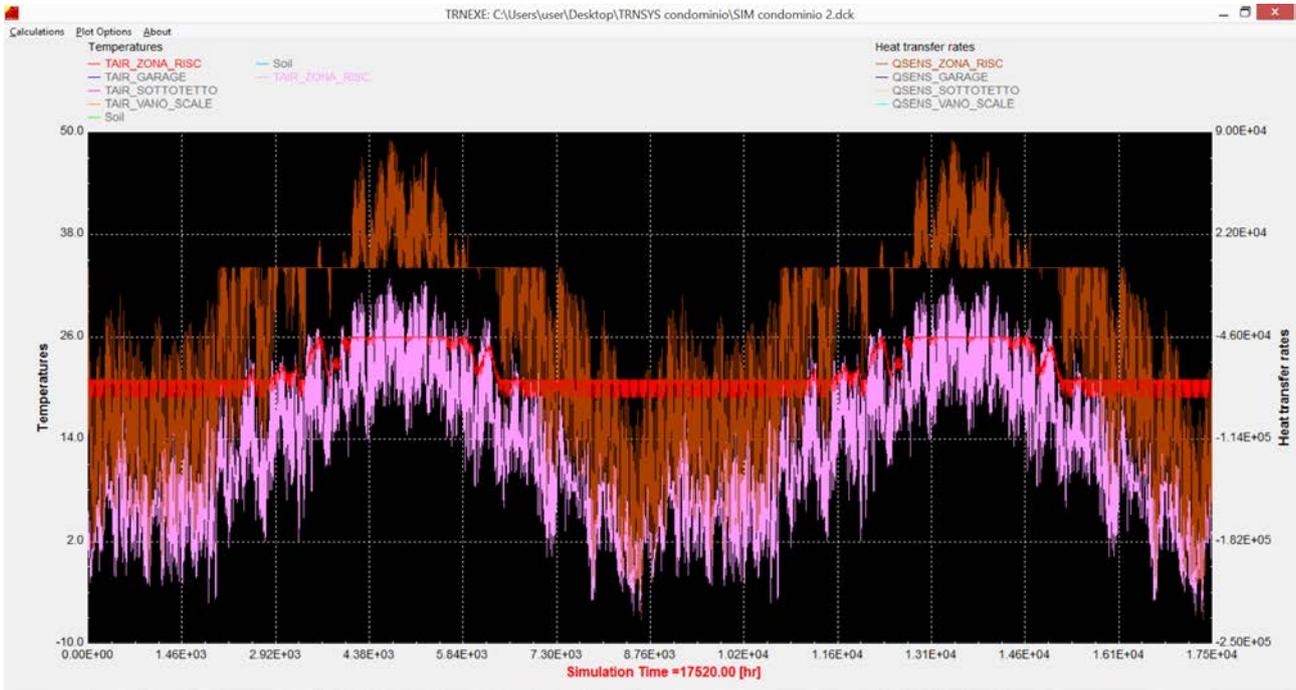
Infine come ultima ipotesi è stato considerato un ciclo transcritico a CO₂: le sue prestazioni sono fortemente influenzate dalle richieste dell'utenza e il sistema risulta competitivo solo se la temperatura di uscita dal raffreddatore di gas è bassa e quindi il delta T lato utenza alto. Ciò accade in pratica solo quando vi è richiesta di produzione di acqua calda sanitaria, ma non potendosi contare su questa produzione che per un numero ridotto di ore annue, l'SCOP del ciclo a CO₂ risulterà quindi molto basso.

Una volta analizzate tutte queste configurazioni alternative, sono stati fatti test in laboratorio su due macchine, al fine di validare il modello usato per analizzare le PdC selezionate in precedenza o trarre spunto dai risultati per introdurre delle correzioni. Da queste prove è emerso come i programmi di selezione usati tendessero a sovrastimare sia i COP che le potenze generate ed assorbite dal compressore, mentre il modello degli scambiatori tendesse a sottostimarne le capacità di scambio. Grazie alla compensazione di questi due fattori l'errore risultante sull'efficienza globale della macchina è risultato accettabile, tuttavia si è visto che, per ottenere risultati più precisi per ogni singolo componente, è meglio modificarne il modello con delle funzioni che ne descrivono il comportamento ricavate direttamente dai in test di laboratorio.

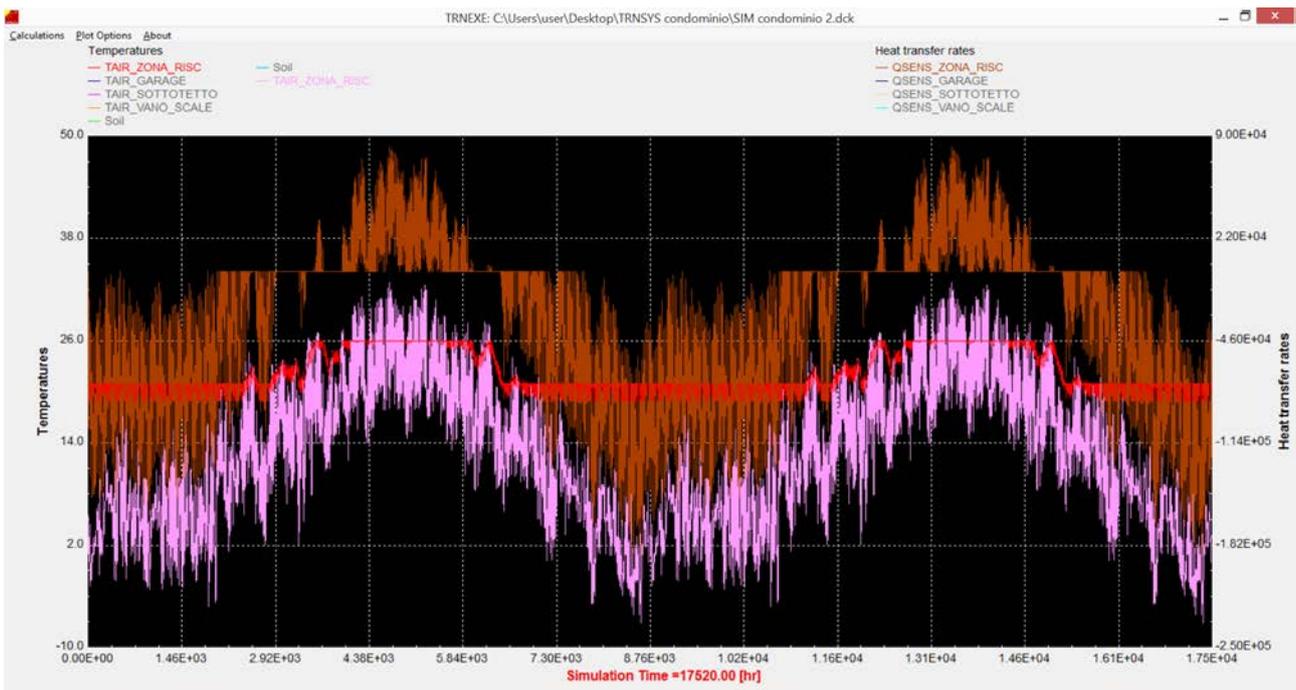
APPENDICE A

Di seguito sono riportati i risultati delle simulazioni svolte per ogni edificio per il calcolo del fabbisogno invernale di riscaldamento.

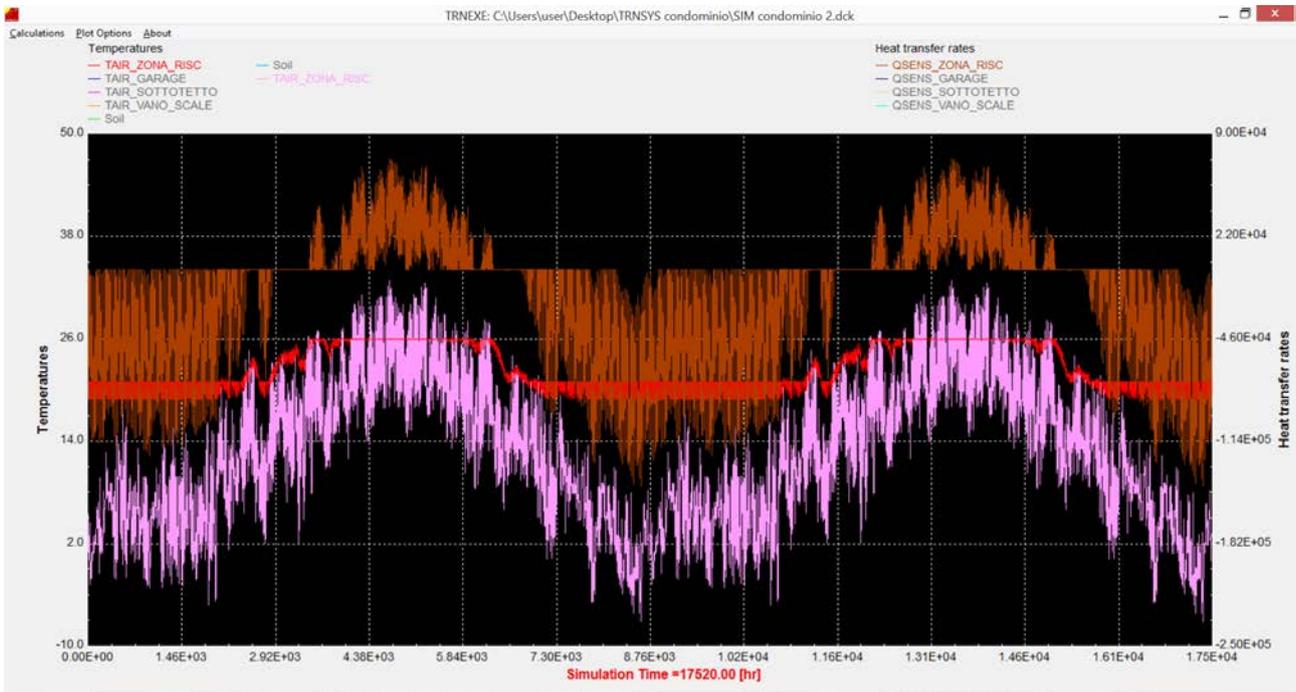
Condominio anni '70



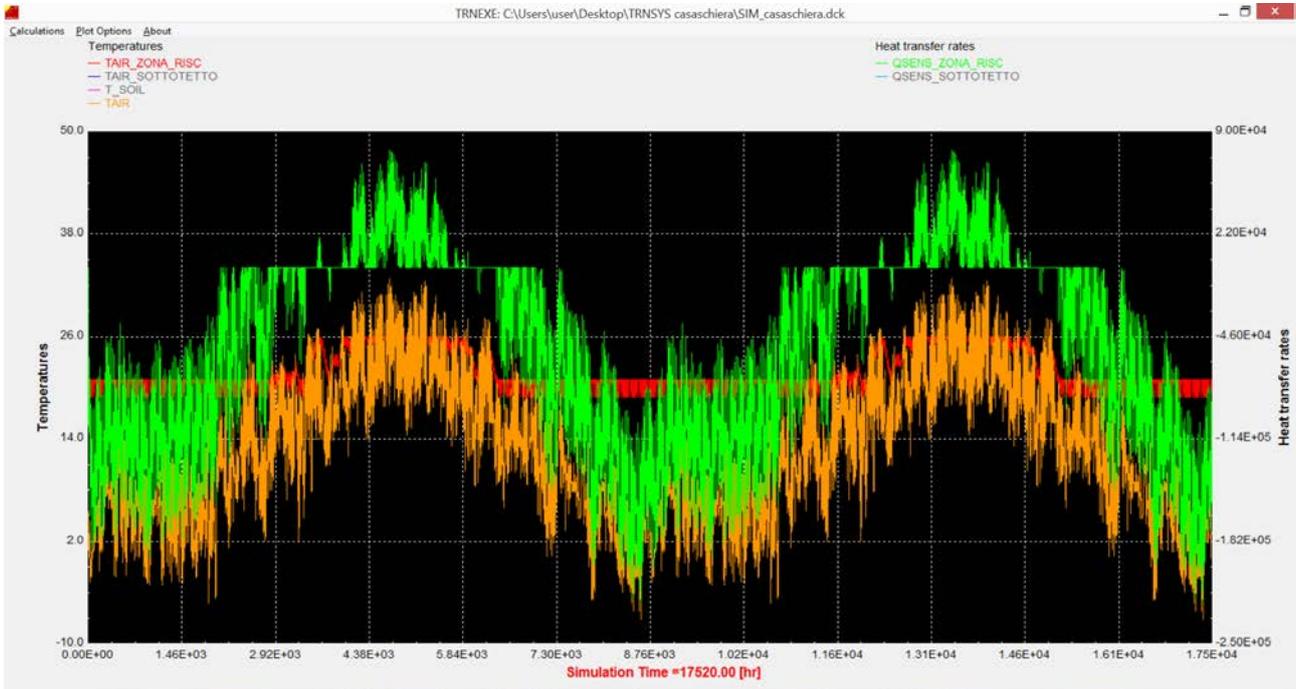
Condominio anni '80



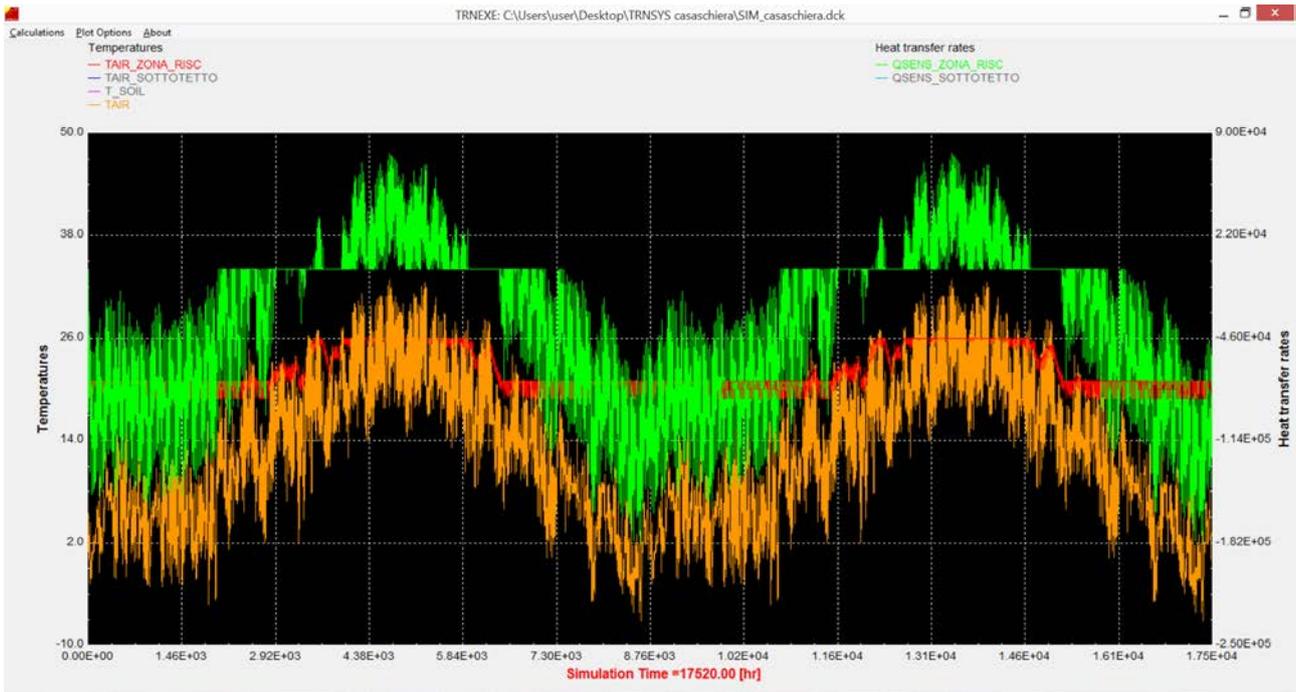
Condominio anni '90



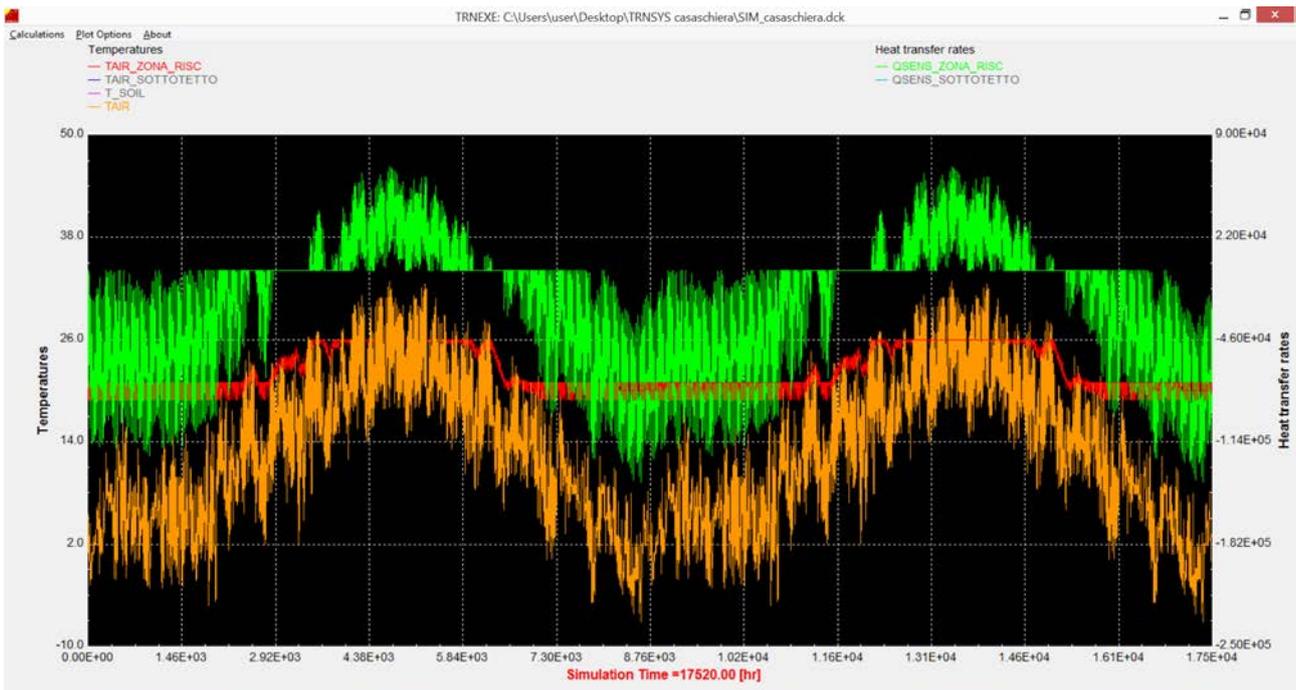
Casa a schiera anni '70



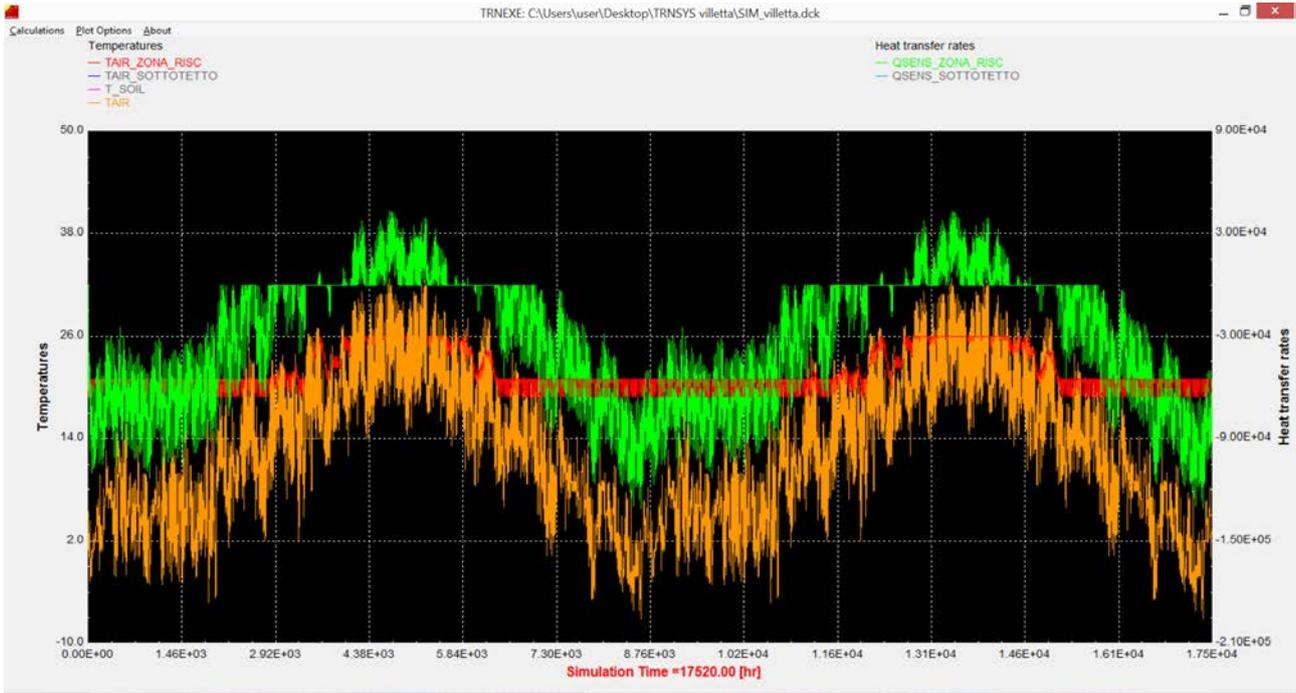
Casa a schiera anni '80



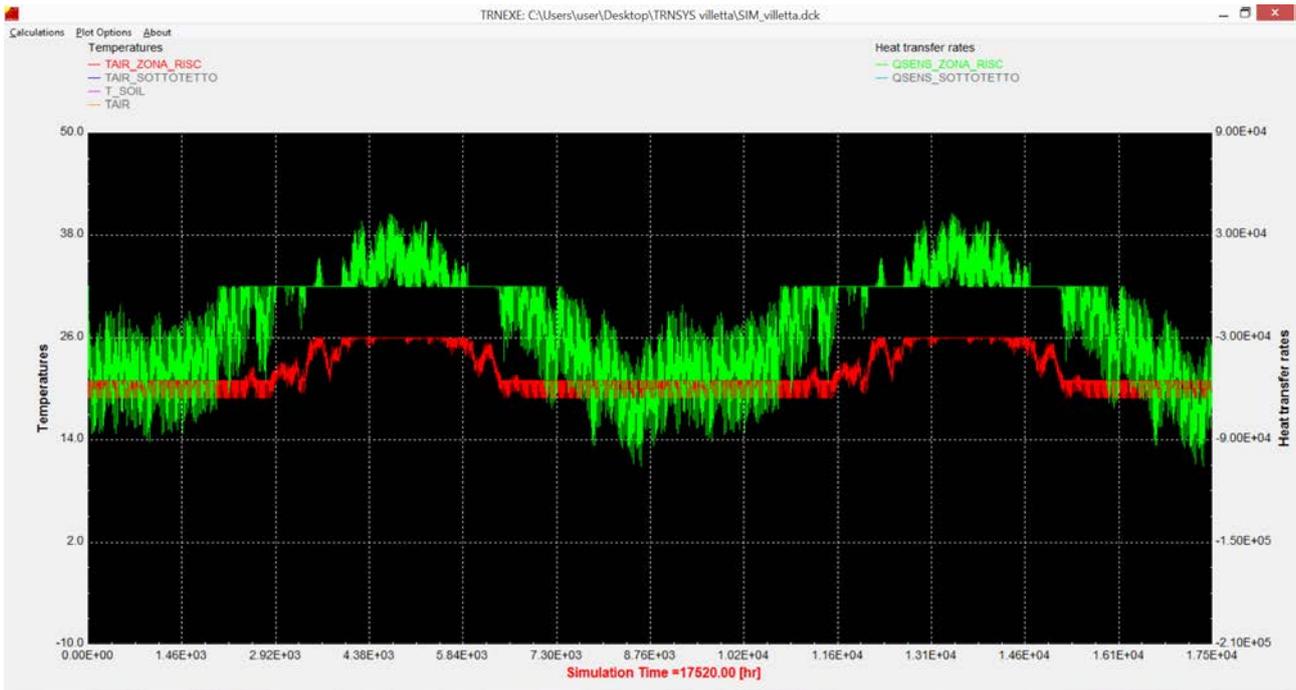
Casa a schiera anni '90



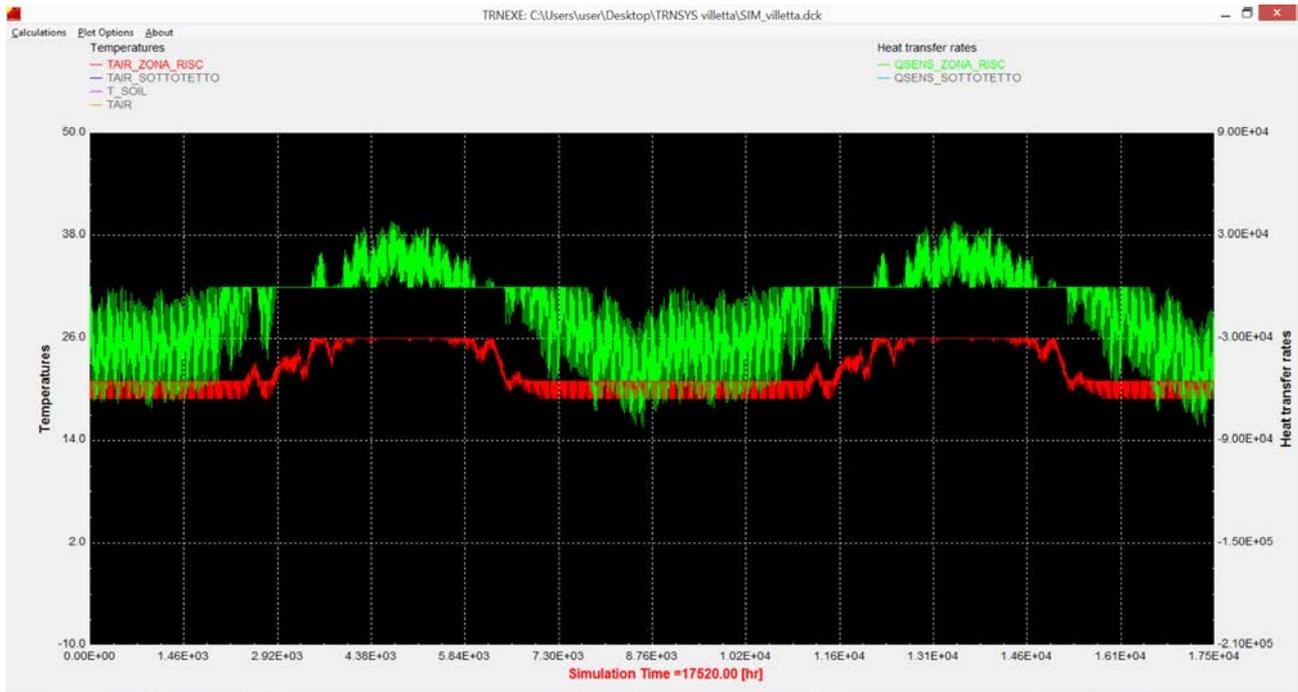
Villetta anni '70



Villetta anni '80



Villetta anni '90



APPENDICE B

Di seguito sono riportati gli script Matlab che sono stati usati per eseguire le varie simulazioni, dettagliatamente commentati.

- 1) Script MATLAB per il calcolo della curva climatica e per lo studio del comportamento del sistema di generazione ai carichi parziali:

```
mFileErrorCode = 100; % queste stringhe servono in caso di errore a segnalare
                    % a TRNSYS quale pezzo dello script lo contiene
```

```
% Di seguito sono riportati gli input in ingresso dagli altri blocchi al Type155
```

```
T_int= trnInputs(1); % il primo input è la temperatura dell'aria interna
                    % nella zona riscaldata
T_ext= trnInputs(2); % il secondo input è la temperatura dell'aria esterna
signal = trnInputs(3); % il terzo input è un segnale che vale 0 quando il
                    % set del termostato è più alto cioè nel periodo
                    % 06:30-22:30, 1 nelle restanti ore notturne quando
                    % il set si abbassa
TOP = trnInputs(4); % il quarto input è la temperatura operativa interna
                    % nella zona riscaldata
```

```
mFileErrorCode = 110;
```

```
% Di seguito sono riportati i dati che servono per ricavare la portata
% nominale e le funzioni che permettono di calcolare il q da fornire
```

```
T_rs_nom = 80;
deltaT_nom = 20;
T_air_in = 21; % se il limite sulla Toperativa è 20°C il limite sulla
              % Taria sarà leggermente superiore
```

```
q_peak = 69.24; % è il valore espresso in [kW] del fabbisogno massimo
              % di potenza calcolato da TRNSYS
```

```
q_nom = 1.1*q_peak;
cp = 4.186;
esp = 1.3;
```

```
mFileErrorCode = 120;
```

```
if signal==0 % qui si impostano i setpoint usati per valutare il
            % comfort
    T_int_set=22; % (sulla Toperativa) e per valutare se accendere la
    TOPset=20; % PdC (sulla Taria), a seconda del periodo del giorno
elseif signal==1
    T_int_set=20;
    TOPset=18;
end
```

```
% Nella parte successiva si esegue il calcolo della portata nominale
% dell'impianto
```

```
m_nom = q_nom/(cp*deltaT_nom)*((T_rs_nom - deltaT_nom/2 - T_air_in)/50)^esp;
```

```
% Di seguito si calcola il deltaT interno al radiatore in funzione della
% Tmandata, prima trovandone i punti per le Tmandata fra 50 e 75 °C e poi
% linearizzando la funzione risultante nella forma deltaT=f(Trs)
```

```
T_rs_min = 50;
```

```
tol = 10^(-4);
x = 12;
```

```
lambda1 = 0.5;
lambda2 = 1 - lambda1;
```

```
for i = 1:1:26
```

```
    T_rs(i) = T_rs_min + i-1;
```

```
    r_k = 10;
    k = 1;
```

```
    while r_k > tol
```

```
        x_k = q_nom/(m_nom*cp)*((T_rs(i) -x/2 - T_air_in)/50)^esp;
        x_k = lambda1*x_k + lambda2*x;
        r_k = abs(x_k - x);
```

```
        x = x_k;
        k = k+1;
```

```
    end
```

```
    deltaT(i) = x;
    iter(i) = k;
```

```
end
```

```
index_nom = find(T_rs == T_rs_nom);
deltaT_nom = deltaT(index_nom);
```

```
index_50 = find(T_rs == 50);
deltaT_50 = deltaT(index_50);
```

```
index_60 = find(T_rs == 60);
deltaT_60 = deltaT(index_60);
```

```
index_70 = find(T_rs == 70);
deltaT_70 = deltaT(index_70);
```

```
k_1 = (deltaT_70 - deltaT_50)/20;
k_2 = deltaT_70 - k_1*70;
```

```
k_1=0.3806;          % questi sono i coefficienti che linearizzano la
                    % funzione
k_2=-10.7524;       % deltaT=f(Trs) e sono costanti a parità di edificio
                    % e di terminale
```

```

TRS=75;          % inizializzo la variabile

% di seguito viene descritta la curva climatica come una spezzata, che può
% essere facilmente spostata e modificata agendo solo sui parametri
% t_1 = Testerna per cui si ha il primo spigolo da sinistra
% t_2 = Testerna per cui si ha il secondo spigolo da sinistra
% t_b = Tmandata minima
% t_t = Tmandata massima

t_1=1;
t_2=10;
t_b=55;
t_t=75;

if ( T_ext<t_1 )
    TRS=t_t;
elseif ( T_ext>=t_1 && T_ext<=t_2 )
    TRS=(T_ext-t_1)*(t_b-t_t)/(t_2-t_1)+t_t;
elseif ( T_ext>t_2 )
    TRS=t_b;
end
    % dato il valore della Testerna ho trovato la
    % Tmandata corrispondente

deltaT=TRS*k_1+k_2; % data la Tmandata ho trovato il deltaT interno
    % corrispondente

q_sens_ip = 0;     % inizializzo la variabile

if T_int < T_int_set

    q_sens_ip=q_nom*((TRS-deltaT/2-T_int)/50)^esp;

    % se la temperatura dell'aria è minore del set,
    % calcolo il calore da fornire all'edificio

end

max_temp=T_int_set+0.5;
min_temp=T_int_set-0.5;

q_sens_ip=q_sens_ip*thermostat(T_int, max_temp, min_temp)

    % la funzione thermostat può annullare il calore
    % richiesto dall'edificio se la Tinterna è troppo
    % vicina al set, per evitare che vi siano troppe
    % oscillazioni della temperatura attorno ad esso
    % con relativi accensioni e spegnimenti della PdC

q_sens_ip=q_sens_ip*3600; % il valore del calore da fornire viene convertito
    % in kJ/h per essere correttamente letto da TRSYS

if TOP>=TOPset     % viene eseguito il controllo sul comfort, che se
    ctrl_comfort=0; % fallisce fa assumere alla variabile ctrl_comfort
else                % il valore 1
    ctrl_comfort=1;
end

```

```

% Di seguito sono riportati gli output in uscita dal Type155 verso gli
% altri blocchi

trnOutputs(1) = q_sens_ip; % il primo output è il calore fornito all'edificio
trnOutputs(2) = -q_sens_ip; % il secondo output è lo stesso calore ma diretto
    % al blocco risultati per la visualizzazione
trnOutputs(3) = TRS; % il terzo output è la Tmandata che va al blocco
    % risultati per la visualizzazione
trnOutputs(4) = ctrl_comfort; % il quarto output è la variabile di controllo
    % sul comfort che va al blocco risultati

mFileErrorCode = 0; % la stringa dice a TRNSYS che la simulazione è finita
    % senza errori
return % la simulazione esce dal blocco Type155

```

2) Script MATLAB per l'elaborazione dei risultati forniti da TRNSYS e l'individuazione di una temperatura di mandata ed un'unica potenza termica da fornire ai radiatori associata ad una temperatura dell'aria esterna.

```

clc; clear all;

potMIN=0; % è la potenza minima che l'impianto deve sempre erogare, ed è uguale
    % a zero quando finisce la stagione di riscaldamento e non c'è richiesta di ACS

tMIN=55; % è la temperatura di mandata minima a cui la PdC, quando è in funzione,
    % eroga acqua

A = xlsread('RISULTATI_TRNSYS_OFFDESIGN_cond_70.xlsx','Foglio1','D2882:K108002');

    % vengono importati in una matrice i dati necessari dal foglio
    % Excel che raccoglie i risultati della simulazione TRNSYS

i=1; % vengono definiti degli indici che corrispondono ai 14 punti di
j1=1; % lavoro che verranno esaminati esaminati, ed uno che serve per
j2=1; % scorrere ora per ora i risultati della simulazione
j3=1;
j4=1;
j10=1;
j11=1;
j12=1;
j13=1;
j9=1;
j14=1;
j15=1;
j16=1;
j17=1;
j18=1;

T1(1,1)=tMIN; % vengono definiti dei vettori che raccoglieranno i valori
T2(1,1)=tMIN; % della temperatura di mandata corrispondenti alla temperatura
T14(1,1)=tMIN; % esterna analizzata, e vengono inizializzati al valore
T3(1,1)=tMIN; % minimo della temperatura

```

```

T4(1,1)=tMIN;
T9(1,1)=tMIN;
T16(1,1)=tMIN;
T10(1,1)=tMIN;
T15(1,1)=tMIN;
T17(1,1)=tMIN;
T18(1,1)=tMIN;
T11(1,1)=tMIN;
T12(1,1)=tMIN;
T13(1,1)=tMIN;

Q1(1,1)=potMIN; % vengono definti dei vettori che raccoglieranno i valori
Q2(1,1)=potMIN; % della potenza dei radiatori corrispondenti alla temperatura
Q14(1,1)=potMIN; % esterna analizzata, e vengono inizializzati al valore
Q3(1,1)=potMIN; % minimo della potenza in uscita
Q4(1,1)=potMIN;
Q9(1,1)=potMIN;
Q16(1,1)=potMIN;
Q10(1,1)=potMIN;
Q15(1,1)=potMIN;
Q17(1,1)=potMIN;
Q18(1,1)=potMIN;
Q11(1,1)=potMIN;
Q12(1,1)=potMIN;
Q13(1,1)=potMIN;

```

```

text1=-7.1; % valori della temperatura esterna selezionati in corrispondenza
text2=-1.375; % di cui si calcolano le prestazioni a carico parziale
text14=1;
text3=4.375;
text4=10.0804;
text9=12.5;
text16=13.5;
text10=15.0871;
text15=16;
text17=17.5;
text18=20;
text11=21.5339;
text12=27.2607;
text13=32.9875;

```

```

textdelta=0.01; % semiintorno della temperatura esterna in corrispondenza
                % dei quali valori si calcolano la media di potenza e
                % temperatura di mandata

```

```

% il seguente ciclo for scorre tutti gli step della simulazione e per
% ciascuno valuta se la temperatura esterna è nell'intorno di una di quelle
% analizzate: se è così registra tutti i corrispondenti valori di potenza
% e temperatura di mandata

```

```

for i=1:1:105121
    if A(i,1)>(text1-textdelta) && A(i,1)<(text1+textdelta) && A(i,8)<0
        T1(j1,1)=A(i,2);
        Q1(j1,1)=A(i,8);
        j1=j1+1;
    elseif A(i,1)>(text2-textdelta) && A(i,1)<(text2+textdelta) && A(i,8)<0
        T2(j2,1)=A(i,2);
        Q2(j2,1)=A(i,8);
    end
end

```

```

j2=j2+1;
elseif A(i,1)>(text14-textdelta) && A(i,1)<(text14+textdelta) && A(i,8)<0
    T14(j14,1)=A(i,2);
    Q14(j14,1)=A(i,8);
    j14=j14+1;
elseif A(i,1)>(text3-textdelta) && A(i,1)<(text3+textdelta) && A(i,8)<0
    T3(j3,1)=A(i,2);
    Q3(j3,1)=A(i,8);
    j3=j3+1;
elseif A(i,1)>(text4-textdelta) && A(i,1)<(text4+textdelta) && A(i,8)<0
    T4(j4,1)=A(i,2);
    Q4(j4,1)=A(i,8);
    j4=j4+1;
elseif A(i,1)>(text9-textdelta) && A(i,1)<(text9+textdelta) && A(i,8)<0
    T9(j9,1)=A(i,2);
    Q9(j9,1)=A(i,8);
    j9=j9+1;
elseif A(i,1)>(text16-textdelta) && A(i,1)<(text16+textdelta) && A(i,8)<0
    T16(j16,1)=A(i,2);
    Q16(j16,1)=A(i,8);
    j16=j16+1;
elseif A(i,1)>(text10-textdelta) && A(i,1)<(text10+textdelta) && A(i,8)<0
    T10(j10,1)=A(i,2);
    Q10(j10,1)=A(i,8);
    j10=j10+1;
elseif A(i,1)>(text15-textdelta) && A(i,1)<(text15+textdelta) && A(i,8)<0
    T15(j15,1)=A(i,2);
    Q15(j15,1)=A(i,8);
    j15=j15+1;
elseif A(i,1)>(text17-textdelta) && A(i,1)<(text17+textdelta) && A(i,8)<0
    T17(j17,1)=A(i,2);
    Q17(j17,1)=A(i,8);
    j17=j17+1;
elseif A(i,1)>(text18-textdelta) && A(i,1)<(text18+textdelta) && A(i,8)<0
    T18(j18,1)=A(i,2);
    Q18(j18,1)=A(i,8);
    j18=j18+1;
elseif A(i,1)>(text11-textdelta) && A(i,1)<(text11+textdelta) && A(i,8)<0
    T11(j11,1)=A(i,2);
    Q11(j11,1)=A(i,8);
    j11=j11+1;
elseif A(i,1)>(text12-textdelta) && A(i,1)<(text12+textdelta) && A(i,8)<0
    T12(j12,1)=A(i,2);
    Q12(j12,1)=A(i,8);
    j12=j12+1;
elseif A(i,1)>(text13-textdelta) && A(i,1)<(text13+textdelta) && A(i,8)<0
    T13(j13,1)=A(i,2);
    Q13(j13,1)=A(i,8);
    j13=j13+1;
end
end

```

% quindi per ogni vettore che ha immagazzinato i valori di potenza e
 % temperatura, ne viene calcolata la media

```

T1m=mean(T1(:,1))
T2m=mean(T2(:,1))
T14m=mean(T14(:,1))
T3m=mean(T3(:,1))
T4m=mean(T4(:,1))
T9m=mean(T9(:,1))

```

```
T16m=mean(T16(:,1))
T10m=mean(T10(:,1))
T15m=mean(T15(:,1))
T17m=mean(T17(:,1))
T18m=mean(T18(:,1))
T11m=mean(T11(:,1))
T12m=mean(T12(:,1))
T13m=mean(T13(:,1))
```

```
Q1m=mean(Q1(:,1))
Q2m=mean(Q2(:,1))
Q14m=mean(Q14(:,1))
Q3m=mean(Q3(:,1))
Q4m=mean(Q4(:,1))
Q9m=mean(Q9(:,1))
Q16m=mean(Q16(:,1))
Q10m=mean(Q10(:,1))
Q15m=mean(Q15(:,1))
Q17m=mean(Q17(:,1))
Q18m=mean(Q18(:,1))
Q11m=mean(Q11(:,1))
Q12m=mean(Q12(:,1))
Q13m=mean(Q13(:,1))
```

% infine questi valori medi vengono stampati in delle apposite caselle
 % ricavate nei fogli in cui si calcola il COP nei vari punti di lavoro

```
filename='COP OFFDESIGN_cond_70.xlsx';
```

```
xlswrite(filename,T1m,'0','B61');
xlswrite(filename,T2m,'0','B62');
xlswrite(filename,T14m,'0','B63');
xlswrite(filename,T3m,'0','B64');
xlswrite(filename,T4m,'0','B65');
xlswrite(filename,T9m,'0','B66');
xlswrite(filename,T16m,'0','B67');
xlswrite(filename,T10m,'0','B68');
xlswrite(filename,T15m,'0','B69');
xlswrite(filename,T17m,'0','B70');
xlswrite(filename,T18m,'0','B71');
xlswrite(filename,T11m,'0','B72');
xlswrite(filename,T12m,'0','B73');
xlswrite(filename,T13m,'0','B74');
```

```
xlswrite(filename,Q1m,'0','E61');
xlswrite(filename,Q2m,'0','E62');
xlswrite(filename,Q14m,'0','E63');
xlswrite(filename,Q3m,'0','E64');
xlswrite(filename,Q4m,'0','E65');
xlswrite(filename,Q9m,'0','E66');
xlswrite(filename,Q16m,'0','E67');
xlswrite(filename,Q10m,'0','E68');
xlswrite(filename,Q15m,'0','E69');
xlswrite(filename,Q17m,'0','E70');
xlswrite(filename,Q18m,'0','E71');
xlswrite(filename,Q11m,'0','E72');
xlswrite(filename,Q12m,'0','E73');
xlswrite(filename,Q13m,'0','E74');
```

```
xlswrite(filename,text1,'0','H61');
xlswrite(filename,text2,'0','H62');
```

```
xlswrite(filename,text14,'0','H63');  
xlswrite(filename,text3,'0','H64');  
xlswrite(filename,text4,'0','H65');  
xlswrite(filename,text9,'0','H66');  
xlswrite(filename,text16,'0','H67');  
xlswrite(filename,text10,'0','H68');  
xlswrite(filename,text15,'0','H69');  
xlswrite(filename,text17,'0','H70');  
xlswrite(filename,text18,'0','H71');  
xlswrite(filename,text11,'0','H72');  
xlswrite(filename,text12,'0','H73');  
xlswrite(filename,text13,'0','H74');
```

Ringraziamenti

I miei ringraziamenti vanno innanzitutto alla mia famiglia che mi ha sempre sostenuto moralmente oltre che economicamente in questo lungo percorso di studi.

Ringrazio il Prof. Michele De Carli per avermi dato modo di approfondire le tematiche affrontate a lezione con un'esperienza in azienda istruttiva ed interessante.

Un grande ringraziamento va poi all'Ing. Mauro Mantovan per avermi permesso di svolgere la tesi in HiRef S.p.A. e a tutto l'ufficio Ricerca e Sviluppo per il grande bagaglio di conoscenze tecniche fornitomi durante tutto il periodo dello stage.

Bibliografia

- [1] Dgr 29 Dicembre 2009, n.4105, “Utilizzo delle risorse geotermiche a bassa entalpia mediante movimentazione di fluidi sotterranei e disposizioni in merito alle modalità di riconoscimento di uso delle risorse geotermiche”, Bur 29 gennaio 2010 n.9.
- [2] M. De Carli, Piano Energetico Provinciale della Provincia di Padova, Aprile 2010.
- [3] D.L. n. 28, “Attuazione della direttiva 2009/28/CE sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili”.
- [4] Direttiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo e del Consiglio dell'Unione Europea sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili, Gazzetta Ufficiale dell'Unione Europea del 5 giugno 2009.
- [5] “Rapporto sul fabbisogno energetico per la climatizzazione di edifici tipo situati in località di riferimento”, Deliverable 4, prodotto nell'ambito del Progetto “Studi e valutazioni sull'uso razionale dell'energia elettrica – Area 3” condotto dall'ERSE Ente di Ricerca sul Sistema Elettrico nel 2009.
- [6] Norma Europea UNI/TS 1300-1, “Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale”.
- [7] Bilancio Energetico Nazionale 2013, Ministero per lo Sviluppo economico.
- [8] Norma Europea UNI/TS 1300-2, “Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria”.
- [9] Norma Europea UNI 9182, “Impianti di alimentazione e distribuzione d'acqua fredda e calda - Progettazione, installazione e collaudo”.
- [10] A. Cavallini, L. Mattarolo, “Termodinamica applicata”, Cleup.
- [11] Norma Europea UNI EN 14511-3, “Condensatori, refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti”, 2011.
- [12] Delibera EEN 3/08, “Aggiornamento del fattore di conversione dei kWh in tonnellate equivalenti di petrolio connesso al meccanismo dei titoli di efficienza energetica”.
- [13] J. J. Brasz, “Oil-free centrifugal refrigeration compressors: from HFC134a to HFO1234ze(E)”, Syracuse University CASE Incubation Center.

Siti internet di riferimento

<http://www.energy.gov/>

<http://www.enea.it/it>

www.caleffi.com

www.radiator.stiliac.com

www.idealclima.eu

www.gse.it

www.bitzer.it

www.alfalaval.com

www.autorita.energia.it