



Ricerca di Sistema elettrico

Studio teorico-sperimentale sull'ottimizzazione del funzionamento di pompe di calore a CO₂ (R744) con radiatori ad elevato salto termico.

N. Calabrese, A. Lattanzi, R. Trinchieri, P. Rovella, C. Piazzolla, M. Vio,
M. Pozzati, L. Scalambri

STUDIO TEORICO-SPERIMENTALE SULL'OTTIMIZZAZIONE DEL FUNZIONAMENTO DI POMPE DI CALORE A CO₂ (R744) CON RADIATORI AD ELEVATO SALTO TERMICO.

N. Calabrese, A. Lattanzi, R. Trinchieri (ENEA), P. Rovella (Università della Calabria), C. Piazzolla (Università Roma Tre), M. Vio, Libero Professionista, M. Pozzati, L. Scalambrin (IRSAP)

Settembre 2014

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2013

Area: Razionalizzazione risparmio nell'uso dell'energia elettrica

Progetto: Utilizzo del calore solare e ambientale per la climatizzazione

Obiettivo: Studio teorico-sperimentale sull'ottimizzazione del funzionamento di pompe di calore a CO₂ con radiatori ad elevato salto termico

Responsabile del Progetto: Nicolandrea Calabrese, ENEA

Indice

SOMMARIO.....	4
1. INTRODUZIONE	5
2. DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	6
2.1 POMPA DI CALORE E CO ₂ : TECNOLOGIA E REFRIGERANTE PER GLI OBIETTIVI DI EFFICIENZA ENERGETICA E DI BASSO IMPATTO AMBIENTALE.....	6
2.2 LA POMPA DI CALORE NEL RETROFIT DI IMPIANTI A RADIATORI	9
2.2.1 <i>Sistema di generazione: le pompe di calore a CO₂</i>	9
2.2.2 <i>Sistemi ibridi</i>	10
2.2.3 <i>Terminali d’impianto: i radiatori</i>	12
2.2.4 <i>Sistema di regolazione dei radiatori: valvole termostatiche tradizionali ed elettroniche modulanti</i>	17
2.3 IMPIANTO SPERIMENTALE E MODALITÀ DI ESECUZIONE DELLE PROVE	20
2.3.1 <i>Strumentazione e sistema di acquisizione dati</i>	25
2.3.2 <i>Modalità di controllo del compressore</i>	34
2.3.3 <i>Modalità esecuzione delle prove sperimentali</i>	38
2.4 RISULTATI SPERIMENTALI	52
2.4.1 <i>Rielaborazione test con valvole termostatiche tradizionali</i>	54
2.4.2 <i>Rielaborazione test con valvole termostatiche elettroniche modulanti</i>	61
2.5 POTENZIALITÀ ED EVOLUZIONE DELLA TECNOLOGIA NELL’ABBINAMENTO TRA RADIATORI E POMPE DI CALORE.....	67
2.5.1 <i>Pompe di calore tradizionali</i>	69
2.5.2 <i>Pompe di calore a CO₂</i>	75
2.5.3 <i>Confronto tra pompe di calore tradizionali e pompe di calore a CO₂</i>	79
3. CONCLUSIONI.....	80
4. APPENDICE	82
ALLEGATO 1: DATI EDIFICIO MILANO SIMULAZIONE DEL 8_11_2013	82
ALLEGATO 2: SIMULAZIONI CON POMPE DI CALORE A CO ₂	85
5. RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	86
6. ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	86

Sommario

L'attività di ricerca svolta ha avuto lo scopo di valutare le prestazioni globali di una pompa di calore a CO₂ (R744) abbinata a radiatori ad elevato salto termico dotati di valvole termostatiche elettroniche modulanti. Tale attività vuole fornire elementi utili all'uso di pompe di calore in interventi di retrofit di edifici esistenti generalmente dotati di impianti in cui i terminali sono infatti rappresentati da radiatori. Lo studio è stato condotto utilizzando una macchina installata presso il laboratorio UTTEI-TERM del Centro Ricerche Enea di Casaccia (Roma). Le prove sperimentali sono state effettuate secondo diverse configurazioni impiantistiche in base al sistema di regolazione installato sui radiatori: test in assenza di valvole termostatiche e macchina in configurazione standard, test con valvole termostatiche classiche ed infine test eseguiti con valvole termostatiche elettroniche e modulanti, questi ultimi con macchina in configurazione non standard. Le prove con valvole termostatiche classiche hanno permesso di determinare le condizioni limite in termini di portata d'acqua da inviare al gas cooler per mantenere l'efficienza di tale scambiatore a valori maggiori o uguali all'unità. Infine i risultati ottenuti con valvole termostatiche classiche sono stati confrontati con quelli relativi ai test con valvole termostatiche elettroniche modulanti.

Il confronto delle performance ottenute con le due differenti tipologie di valvole termostatiche ha consentito di valutare l'effetto dell'uso di valvole termostatiche elettroniche modulanti sul consumo energetico, sulle prestazioni globali della pompa di calore, espresse attraverso il COP, e sull'efficienza del gas cooler.

La rielaborazione ed il confronto dei risultati sperimentali hanno fornito elementi utili per eventuali modifiche e sviluppi futuri sia per quanto concerne il sistema di regolazione dei radiatori e del sistema pompa di calore – terminali d'impianto che per quanto riguarda la progettazione del gas cooler.

1. Introduzione

L'attività di ricerca è stata svolta con il contributo dell'azienda IRSAP, leader nel settore dei radiatori, che ha fornito i radiatori, le valvole termostatiche classiche e le valvole termostatiche elettroniche modulanti.

ENEA si è occupata dell'esecuzione delle prove e quindi dell'elaborazione dei dati sperimentali di funzionamento dell'impianto installato presso il Centro Ricerche Enea. L'obiettivo del presente studio è quello di valutare le prestazioni globali di una pompa di calore a CO₂ abbinata a radiatori ad elevato salto termico considerando anche il sistema di regolazione utilizzato: le prove sperimentali sono state effettuate al variare delle condizioni al contorno (portata e temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler, temperatura ambiente esterno, temperatura dell'acqua prodotta dalla macchina) e con diversi sistemi di regolazione quali valvole termostatiche classiche del tipo on/off e valvole termostatiche elettroniche modulanti in grado cioè di variare la portata che interessa i terminali d'impianto. L'installazione di valvole termostatiche elettroniche modulanti è stata fatta con lo scopo di gestire la temperatura dell'acqua di ritorno in macchina per massimizzare il COP di quest'ultima al variare delle condizioni al contorno. L'esecuzione dei test sperimentali è stata effettuata mediante un'apposita facility di prova costituita da una pompa di calore a CO₂ e da radiatori in alluminio ad elevato salto termico sui quali sono state installate diverse tipologie di sistemi di regolazione. La facility ha permesso di lavorare in condizioni prefissate per quanto concerne la temperatura dell'aria all'evaporatore della macchina.

Le prove sono state quindi eseguite a diverse temperature aria esterna, variando la portata e la temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler con lo scopo di determinare le condizioni limite in termini di portata d'acqua al di sotto della quale l'efficienza del gas cooler risulta inferiore all'unità.

Sono state eseguite delle analisi termografiche con termocamera ad infrarossi per verificare la corretta distribuzione del fluido termovettore all'interno dei radiatori durante il funzionamento dell'impianto.

La prima serie di prove, è stata effettuata al fine di trovare le condizioni ottimali in termini di portata e temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler, corrispondenti ad un'efficienza di questo ultimo maggiore o uguale all'unità ed ad un COP della macchina elevato. Durante questa prima fase sperimentale i radiatori sono stati dotati di semplici valvole termostatiche di tipo on/off.

Nella seconda serie di prove invece, sono state testate delle valvole termostatiche elettroniche con tecnologia wireless che modulano la portata all'interno dei radiatori in base alle condizioni impostate su un'apposita centralina per la gestione della temperatura dell'ambiente da riscaldare, direttamente connessa alla temperatura dell'acqua prodotta dalla macchina, e della temperatura dell'acqua di ritorno dall'impianto. Anche in questo caso sono state valutate le prestazioni globali della macchina e dello scambiatore di alta pressione.

2. Descrizione delle attività svolte e risultati

Al fine di individuare il setpoint di condizioni al contorno più favorevoli per il funzionamento e le corrispondenti prestazioni di una pompa di calore a CO₂ abbinata a radiatori ad elevato salto termico è stata condotta una campagna sperimentale articolata in due fasi i cui risultati sono oggetto di tale rapporto tecnico. Le prove sono state quindi eseguite a diverse temperature dell'aria esterna, variando la portata e la temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler con lo scopo di determinare le condizioni limite in termini di portata d'acqua al di sotto della quale l'efficienza del gas cooler risulta inferiore all'unità. Le prestazioni dello scambiatore di calore di alta pressione sono state indagate in relazione al sistema di regolazione installato sui radiatori: valvole termostatiche tradizionali di tipo on/off e valvole termostatiche elettroniche modulanti.

2.1 Pompa di calore e CO₂: tecnologia e refrigerante per gli obiettivi di efficienza energetica e di basso impatto ambientale

L'utilizzo di pompe di calore in interventi di retrofit di edifici esistenti costituisce una scelta impiantistica in linea con gli obiettivi delle direttive europee emanate in ambito energetico e cambiamenti climatici (direttiva 2009/28/CE del pacchetto clima energia). Il parco edilizio italiano è infatti costituito soprattutto da edifici esistenti, spesso di pregio storico, la cui realizzazione è antecedente all'emanazione di leggi e decreti volti all'efficienza ed al risparmio energetico; in tali edifici la produzione di acqua calda sanitaria ed il riscaldamento vengono generalmente effettuati mediante una caldaia alimentata da combustibile fossile ed abbinata a radiatori in qualità di terminali d'impianto posti negli ambienti da riscaldare.

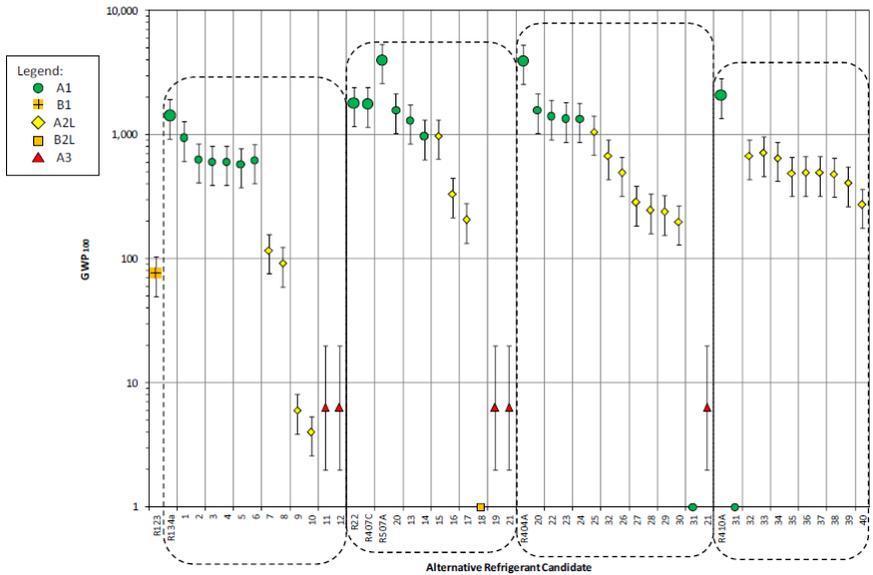
Le pompe di calore che usano l'anidride carbonica come refrigerante sono particolarmente adatte al revamping di impianti di riscaldamento con caldaie e radiatori in quanto esse sono in grado di produrre acqua ad alta temperatura, oltre 70°C, con prestazioni molto elevate a patto di mantenere la temperatura dell'acqua di ritorno al gas cooler (scambiatore caldo) a livelli piuttosto bassi, dell'ordine dei 30°C. Le pompe di calore a CO₂ (R744) abbinata a radiatori ad elevato salto termico consentono di riqualificare in modo poco invasivo ed altamente efficiente gli edifici esistenti riducendo quindi i consumi di energia primaria e le emissioni di gas clima alterante ad essi imputabili. L'installazione di valvole termostatiche elettroniche modulanti permette inoltre di gestire la temperatura dell'acqua di ritorno in macchina per massimizzare il COP di quest'ultima al variare delle condizioni al contorno. Come è stato dimostrato da diversi studi [1], mentre per i refrigeranti operanti in condizioni subcritiche la temperatura di condensazione è legata alla temperatura massima dell'acqua, nei cicli transcritici l'efficienza è fortemente dipendente dalla temperatura dell'acqua in ingresso alla macchina (in corrispondenza del gas cooler).

Una pompa di calore a CO₂ presenta inoltre notevoli vantaggi rispetto alle tradizionali pompe di calore, che utilizzano invece refrigeranti alogenati, sia dal punto di vista tecnologico che ambientale: la CO₂ non è infiammabile, non è tossica, ha un indice ODP (Ozone Depletion Potenzial) nullo e GWP (Global Warming Potential) unitario, è da sempre disponibile in natura determinando danni irrilevanti se rilasciata in atmosfera, ed infine può essere recuperata e separata facilmente dai fumi di combustione degli impianti industriali. L'anidride carbonica rispetta quindi quanto stabilito dall'Unione Europea con il regolamento n. 514/2014 sulla riduzione graduale della quantità massima di F-gas introdotti sul mercato dal 2009 al 2012. La quantità di F-gas verrà gradualmente ridotta a partire dal 2015 per attestarsi al sotto del 21% nel 2030.

Lo sviluppo di elevate temperature di fine compressione all'interno di cicli transcritici rende le pompe di calore a CO₂ particolarmente idonee alla produzione efficiente di acqua ad alta temperatura: l'attraversamento in contro corrente del gas cooler da parte dell'acqua e del refrigerante ad alta temperatura permette di ottenere efficienze di scambio termico molto elevate.

In seguito alle restrizioni dettate dai nuovi protocolli sull'uso dei refrigeranti, il mercato ha cominciato a muoversi seguendo sostanzialmente due strade diverse: la ricerca di un refrigerante sintetico con il minor impatto ambientale possibile ed il ritorno ai refrigeranti naturali. L'AHRI (Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute) ha lanciato dal Luglio 2011 a livello mondiale un programma di valutazione di refrigeranti a basso GWP (LGWP AREP) per riunire le risorse del settore in modo da poter fare le valutazioni test dei sistemi, considerando più di quaranta refrigeranti candidati a basso GWP per le varie applicazioni.

Dall'analisi del grafico riportato in figura 1 si evince che l'anidride carbonica va bene sia da un punto di vista ambientale che di sicurezza (gruppo A1) mentre la maggior parte dei candidati risulta essere sicuro dal punto di vista dell'infiammabilità (gruppi di sicurezza A1 e A2L) ma presenta un GWP elevato [2]. Le proprietà fisiche e termodinamiche rendono quindi la CO₂ una valida alternativa ai refrigeranti tradizionali. Le favorevoli condizioni di mercato per tale refrigerante sono testimoniate dall'aumento dell'utilizzo e degli investimenti in tecnologie a CO₂ [3] nei settori industriali, commerciali, del riscaldamento residenziale, condizionamento e refrigerazione (Figura 2).



Alternative Refrigerant Candidate	Temporary Designation	Composition	(Mass %)	Safety Group #	Baseline Refrigerant(s)				
					R123	R134a	R404A	R410A	R22 R407C
1	ARM-41a	R134a/R1234yf/R32	(63/31/6)	(A1)		•			
2	XP10	R1234yf/R134a	(56/44)	(A1)		•			
3	N-13a	R134a/R1234ze(E)/R1234yf	(42/40/18)	(A1)		•			
4	N-13b	R1234ze(E)/R134a	(58/42)	(A1)		•			
5	D4Y	R1234yf/R134a	(60/40)	(A1)		•			
6	ACSX	R1234ze(E)/R134a/R32	(53/40/7)	(A1)		•			
7	ARM-42a	R1234yf/R152a/R134a	(82/11/7)	(A2L)		•			
8	AC5	R1234ze(E)/R32/R152a	(83/12/5)	(A2L)		•			
9	R1234ze(E)	R1234ze(E)	(100)	A2L		•			
10	R1234yf	R1234yf	(100)	A2L		•			
11	R600a	R600a	(100)	A3		•			
12	R600a/R290	R600a/R290	(60/40)	(A3)		•			
13	LTR4X	R1234ze(E)/R32/R125/R134a	(31/28/25/16)	(A1)					•
14	N-20	R134a/R1234ze(E)/R1234yf/R32/R125	(31.5/30/13.5/12.5/12.5)	(A1)					•
15	DS2Y	R1234yf/R125/R32	(60/25/15)	(A2L)					•
16	L-20	R32/R1234ze(E)/R152a	(45/35/20)	(A2L)					•
17	LTR6A	R1234ze(E)/R32/R744	(63/30/7)	(A2L)					•
18	R717	R717	(100)	B2L					•
19	R1270	R1270	(100)	A3					•
20	ARM-32a	R125/R32/R134a/R1234yf	(30/25/25/20)	(A1)			•		•
21	R290	R290	(100)	A3			•		•
22	DR-33	R134a/R125/R1234yf/R32	(26/25/25/24)	(A1)			•		•
23	N-40a	R32/R125/R134a/R1234ze(E)/R1234yf	(25/25/21/20/9)	(A1)			•		•
24	N-40b	R1234yf/R32/R125/R134a	(30/25/25/20)	(A1)			•		•
25	R32/R134a	R32/R134a	(50/50)	(A2L)			•		•
26	ARM-31a	R1234yf/R32/R134a	(51/28/21)	(A2L)			•		•
27	L-40	R32/R1234ze(E)/R1234yf/R152a	(40/30/20/10)	(A2L)			•		•
28	DR-7	R1234yf/R32	(64/36)	(A2L)			•		•
29	D2Y-65	R1234yf/R32	(65/35)	(A2L)			•		•
30	ARM-30a	R1234yf/R32	(71/29)	(A2L)			•		•
31	R744	R744	(100)	A1			•		•
32	R32	R32	(100)	A2L			•		•
33	R32/R134a	R32/R134a	(95/5)	(A2L)			•		•
34	R32/R152a	R32/R152a	(95/5)	(A2L)			•		•
35	DR-5	R32/R1234yf	(72.5/27.5)	(A2L)			•		•
36	L-41a	R32/R1234yf/R1234ze(E)	(73/15/12)	(A2L)			•		•
37	L-41b	R32/R1234ze(E)	(73/27)	(A2L)			•		•
38	ARM-70a	R32/R1234yf/R134a	(50/40/10)	(A2L)			•		•
39	HPR1D	R32/R1234ze(E)/R744	(60/34/6)	(A2L)			•		•
40	D2Y-60	R1234yf/R32	(60/40)	(A2L)			•		•

Figura 1. Refrigeranti alternativi secondo l'AHRI Low-GWP Alternative Refrigerant Evaluation Program (AREP).

Inoltre l'uso della pompa di calore come unico sistema per il riscaldamento domestico è stato recentemente agevolato (1 luglio 2014) dall'introduzione di un'apposita tariffa priva di componenti di sussidio, sia rispetto ai costi di rete (applicazione della "tariffa di riferimento", D1), sia rispetto agli oneri generali di sistema. L'introduzione di tale tariffa per l'energia elettrica concretizza quanto affermato dal D.M. 28 dicembre 2012 il quale prevede che l'AEGG definisca "tariffe elettriche specifiche" per la diffusione delle pompe di calore, con lo scopo di promuovere il raggiungimento degli obiettivi nazionali di politica energetica, climatica e ambientale.

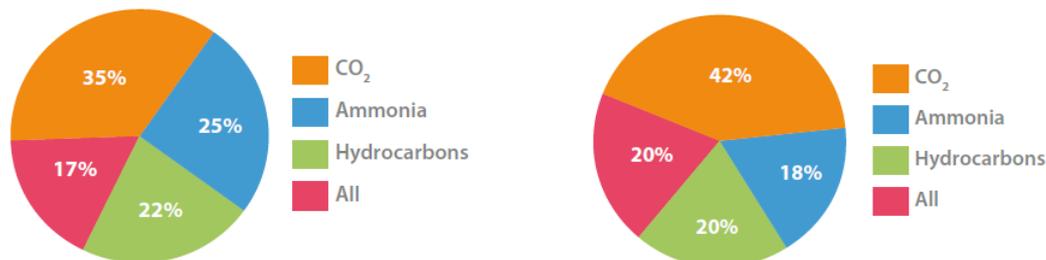


Figura 2. Quota di mercato (primo grafico) e potenziale di mercato (secondo grafico) dei prodotti utilizzando refrigeranti naturali in Europa sulla base di 1.338 opinioni di esperti del settore (ottobre 2012).

Il ritorno all'uso dell'anidride carbonica nelle pompe di calore per la climatizzazione e la produzione di acqua calda sanitaria necessita un'attenta attività di ricerca volta al perfezionamento della componenti costituenti la macchina ed all'individuazione delle condizioni al contorno, relative all'applicazione, tali da massimizzare le prestazioni di sistemi a CO₂.

Il PAN (Piano d'Azione Nazionale per le energie rinnovabili 2010), trasmesso alla Comunità Europea, specifica come l'Italia raggiungerà, entro l'anno 2020, l'obiettivo di coprire con energia da fonti energetiche rinnovabili (FER) il 17% dei consumi finali lordi (CFL).

Le tabelle 1 e 2 illustrano gli obiettivi che l'Italia intende raggiungere nei settori elettricità, calore, trasporti, ai fini del soddisfacimento dei target stabiliti dalla Direttiva 2009/28/CE.

Tabella 1. Consumi finali lordi di energia e obiettivi per le energie rinnovabili

	2005			2020		
	Consumi da FER	Consumi finali lordi (CFL)	FER / Consumi	Consumi da FER	Consumi finali lordi (CFL)	FER / Consumi
	[Mtep]	[Mtep]	[%]	[Mtep]	[Mtep]	[%]
Elettricità	4,846	29,749	16,29%	9,112	31,448	28,97%
Calore	1,916	68,501	2,80%	9,520	60,135	15,83%
Trasporti	0,179	42,976	0,42%	2,530	39,630	6,38%
Trasferimenti da altri Stati	-	-	-	1,144	-	-
Totale	6,941	141,226	4,91%	22,306	131,214	17,00%
Trasporti ai fini dell'ob.10%	0,338	39,000	0,87%	3,419	33,975	10,06%

Tabella 2. Consumi finali lordi di energia e obiettivi distinti in base alle energie rinnovabili

	2005			2020		
	Produzione Lorda FER-H	Percentuale su FER-C Tot. (1.916 ktep)	Percentuale su CFL-C (68.501 ktep)	Produzione Lorda FER-C	Percentuale su FER-C Tot. (9.520 ktep)	Percentuale su CFL-C (60.135 ktep)
	[ktep]	[%]	[%]	[ktep]	[%]	[%]
Geotermica (escluse pdc)	23	1,19%	0,03%	100	1,05%	0,17%
Solare	27	1,43%	0,04%	1,400	14,71%	2,33%
Biomassa:	1.655	86,34%	2,42%	5.520	57,98%	9,18%
solida	1.629	84,99%	2,38%	5.185	54,46%	8,62%
biogas	26	1,35%	0,04%	141	1,49%	0,24%
bioliquidi	-	-	-	194	2,04%	0,32%
En.rin.da pompe di calore:	212	11,04%	0,31%	2.500	26,26%	4,16%
di cui aerotermica	176	9,17%	0,26%	1.875	19,69%	3,12%
di cui geotermica	19	1,01%	0,03%	450	4,73%	0,75%
di cui idrotermica	16	0,86%	0,02%	175	1,84%	0,29%
Totale	1.916	100,00%	2,80%	9.520	100,00%	15,83%

In conformità al format del Piano, sono altresì riportati gli obiettivi per le diverse tecnologie, utili per orientare le politiche pubbliche e fornire segnali agli operatori per una più efficiente allocazione di risorse. Gli obiettivi al 2020 sono confrontati con i valori del 2005, anno preso a riferimento dalla Direttiva 2009/28/CE [4].

2.2 La pompa di calore nel retrofit di impianti a radiatori

La quantità di calore necessaria per mantenere la temperatura dei locali di un edificio al valore di setpoint impostato dipende esclusivamente dalle caratteristiche costruttive delle strutture che lo costituiscono a prescindere dalla tipologia di impianto di riscaldamento utilizzato. L'abbassamento delle temperature di progetto degli impianti di riscaldamento ha permesso di ridurre i consumi energetici aumentando l'efficienza e l'utilizzo di FER rendendo infatti disponibile l'uso di nuovi generatori di calore meno inquinanti e più efficienti come le caldaie a condensazione, le pompe di calore ed i collettori solari termici.

Le modalità e le tempistiche con cui un ambiente viene riscaldato dipendono dalla tipologia di terminale d'impianto installato. L'efficienza con cui un impianto risponde alle variazioni di carico mantenendo le temperature ambiente nell'intorno del valore di setpoint è riconducibile ai rendimenti di emissione e di regolazione definiti secondo la normativa UNI/TS 11300-2.

2.2.1 Sistema di generazione: le pompe di calore a CO₂

Come precedentemente affermato, le prestazioni di una pompa di calore a CO₂ operante in condizioni transcritiche dipendono fortemente dalla temperatura del fluido in ingresso al gas cooler e diminuiscono all'aumentare di quest'ultima. L'importanza di abbinare a tale macchina dei radiatori ad elevato salto termico si evince dal confronto dei due grafici riportati in figura 3, riferiti entrambi ad una stessa macchina evaporante ad aria alla temperatura di -3°C (temperatura di evaporazione -10°C) ma tracciati per una diversa temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler (ciclo di sinistra a 40°C e ciclo di destra a 25°C) [5]. Per quanto riguarda il ciclo azzurro riportato a sinistra si ha che all'uscita del compressore la CO₂ si trova ad una temperatura di 124 °C e ad una pressione di 10 MPa (100 Bar) per poi raffreddarsi fino alla temperatura di 45°C (punto 2). In tale configurazione, rappresentativa di un tradizionale impianto di riscaldamento l'effetto utile (segmento tra il punto 1 e il punto 2) è limitato, come lo è anche il COP = 2,05. Inoltre la pressione di lavoro è molto elevata a causa della conformazione delle curve di temperatura (curve rosse nella figura). Infatti, se si vuole recuperare sia potenza che efficienza (in modo minore), l'unica possibilità è aumentare ulteriormente la pressione: portandola a 11 MPa (ciclo in giallo) determinando l'incremento dell'effetto utile del 16% (diventa il segmento tra il punto 1a e 2a) e del COP dell'8%. La temperatura nel punto 1a sale a 134°C, mentre quella del punto 2 rimane ovviamente invariata.

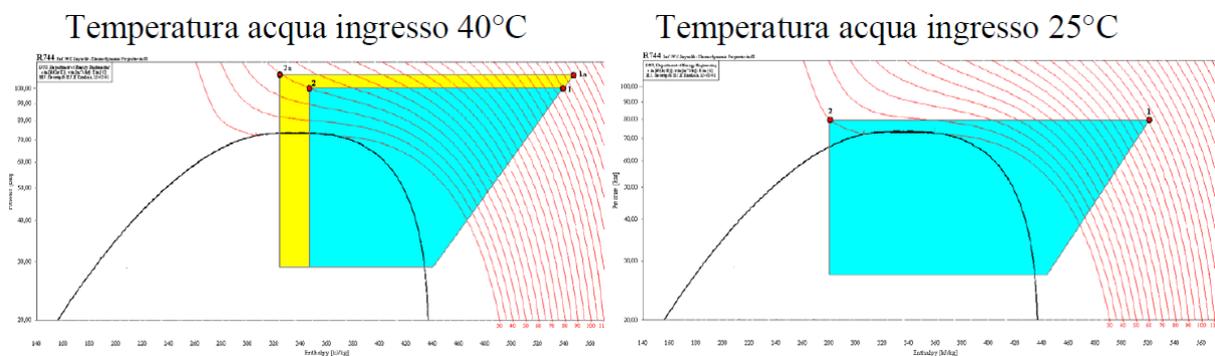


Figura 3. Cicli termodinamici per due diverse temperature dell'acqua in ingresso al gas cooler.

L'unica possibilità per aumentare sia l'effetto utile che il COP è quella di abbassare la temperatura dell'acqua in ingresso. Il diagramma di destra di figura 7 mostra cosa accadrebbe se alla macchina venissero abbinati radiatori ad elevato salto termico tali cioè di abbassare la temperatura di ingresso al valore di 25°C: la pressione di alimentazione ottimale scenderebbe a 8 Mpa (80 bar) il COP salirebbe a 3,24, valore

eccellente con una temperatura dell'aria così bassa. La temperatura del punto 1 si ridurrebbe a 101°C mentre la temperatura del punto 2 scenderebbe a 30°C. La potenza fornita salirebbe del 23% rispetto al ciclo azzurro del ciclo di sinistra.

In vista della necessità di intervenire, in caso di riqualificazione energetica, in impianti che mantengano inalterata la loro conformazione, oltre alle pompe di calore a CO₂, alcune soluzioni sono rintracciabili nelle pompe di calore idroniche ad alta temperatura o nei sistemi VRF misti espansione diretta – idronici (Figura 4) utilizzando due moduli uno ad alta ed uno a bassa temperatura.

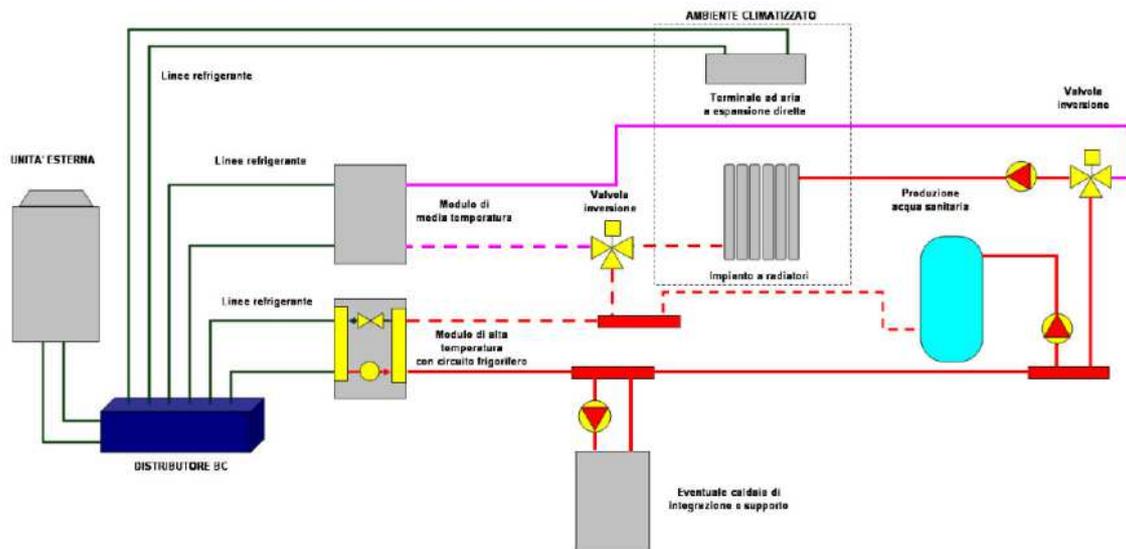


Figura 4. Sistema VRF misto a servizio di un impianto a radiatori e produzione di acqua calda sanitaria.

L'utilizzo di due moduli permette di rendere più efficiente l'intero sistema in quanto i radiatori necessitano di acqua ad alta temperatura solamente per pochi giorni all'anno, durante le ore più fredde, mentre in tutte le altre condizioni il radiatore può essere alimentato a temperatura inferiore. Pertanto il collegamento ai due moduli termici può essere effettuato con due valvole a tre vie automatizzate: i radiatori lavorano connessi al modulo idronico ad alta temperatura fino a quando la temperatura dell'aria esterna è inferiore a 4°C ed a quello a media temperatura negli altri casi. In questo modo il modulo idronico ad alta temperatura funziona a servizio dei radiatori solamente per brevi periodi dell'anno, mentre in tutti gli altri lavora solo per produrre acqua calda sanitaria [6].

2.2.2 Sistemi ibridi

L'associazione AiCARR ritiene che sia un errore strategico puntare su un'unica fonte di energia, anziché differenziarle: così come ampiamente documentato, è energeticamente giustificata la soluzione di affiancare nella maggiore parte dei casi alle pompe di calore elettriche anche altri generatori a metano, da utilizzare o in emergenza o con condizioni energeticamente vantaggiose, soluzioni suggerite anche da una corretta applicazione della normativa UNI/TS 11300 parte IV.

Limitandosi al residenziale, la caldaia a condensazione dovrebbe essere utilizzata solo in emergenza (energia elettrica insufficiente) oppure quando il COP istantaneo della pompa di calore sia tale da produrre un consumo di energia primaria superiore a quello della caldaia. In tal modo sarebbe possibile favorire, con contratti ad hoc, utenze elettriche (pompe di calore) collegati a contatori escludibili in qualunque momento, perché l'energia sarebbe prodotta dalla caldaia anziché dalla pompa di calore. Ciò favorirebbe il gestore della rete di trasmissione evitando situazioni di potenziale pericolo per black out, nonché l'intera nazione che avrebbe bisogno di minore potenza elettrica installata.

Infatti i picchi di consumo danno un problema di potenza installata più che di energia prodotta e quelli invernali sono particolarmente gravosi perché avvengono in condizioni caratterizzate dalla totale assenza di sole, quindi di contributo da fonti rinnovabili elettriche [7].

Al contrario, i picchi estivi generati dall'utilizzo dei sistemi di climatizzazione avvengono sempre in presenza di sole, quando è massima la produzione di energia elettrica da fonte rinnovabile.

Per quanto concerne l'aspetto economico l'impianto non verrebbe a costare di più, ma è vero il contrario. Infatti, la pompa di calore potrebbe avere potenza inferiore, perché non dovrebbe essere dimensionata sul picco termico. Inoltre si possono ridurre gli accumuli per la produzione dell'acqua sanitaria, perché i picchi in emergenza potrebbero essere soddisfatti dalla caldaia, il cui costo di acquisto è sempre basso rispetto alla pompa di calore.

Dal punto di vista dell'utilizzatore finale, la soluzione permette di ottimizzare il consumo energetico e di garantire una totale ridondanza nei mesi invernali, in qualunque condizione o emergenza, a fronte di un incremento di costo modesto, comunque ammortizzabile in poco tempo.

La soluzione con doppio generatore è una vera e propria assicurazione economica: il grafico in figura 5 (Costi di gestione annua con diverse tecnologie (condominio in classe A nel nord Italia) mostra i costi annui sostenuti per il riscaldamento dell'acqua sanitaria in un nuovo condominio in classe energetica A con potenza massima richiesta di 120 kW di picco, in una città del nord Italia.

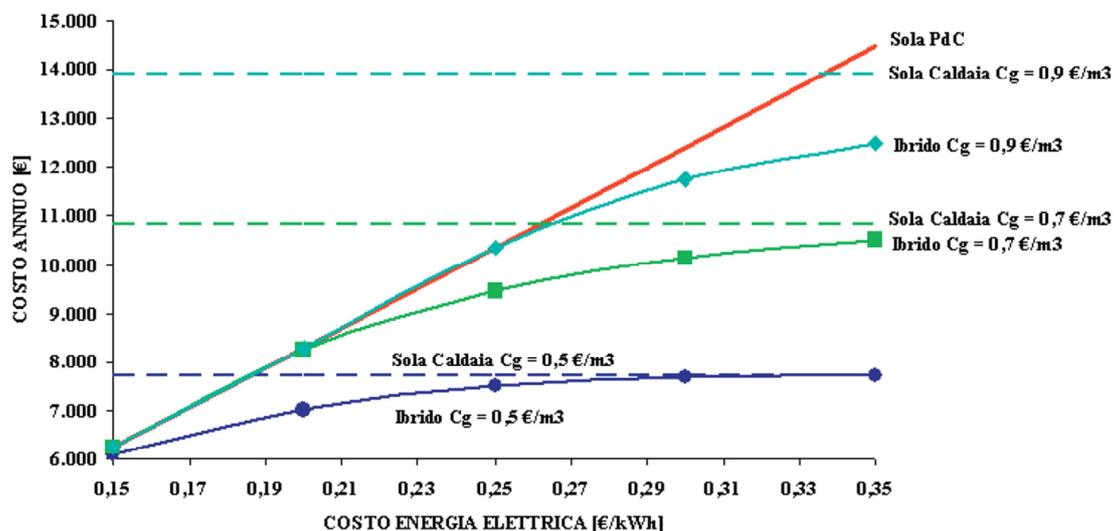


Figura 5. Costi di gestione annua con diverse tecnologie (condominio in classe A nel nord Italia).

Con la soluzione "tutta elettrica" (pompa di calore: curva rossa) i costi sono proporzionali al costo dell'energia elettrica, mentre con la sola caldaia (rette orizzontali) dipendono dal costo del gas. Se è vero che si progetta oggi, è altrettanto vero che il condominio verrà abitato per parecchi decenni e per almeno 15 anni con i generatori di progetto.

Se si installa un unico generatore, non può esserci alcuna ottimizzazione economica nell'utilizzo: l'eventuale risparmio o perdita dipende solo dal costo di una fonte energetica rispetto all'altra, cosa difficilmente ipotizzabile in un arco di tempo così lungo.

Se invece si installano entrambi i generatori (sistemi ibridi) i costi risultano sempre ottimizzati e sempre comunque inferiori, o tutt'al più uguali, al minimo tra quello della sola caldaia e quello della sola pompa di calore. I risparmi ottenibili rispetto alle soluzioni singoli sono visibili in figura 6. Come si può notare, rispetto alla soluzione con un unico generatore il risparmio è sempre elevato, qualunque sia il costo dell'energia.

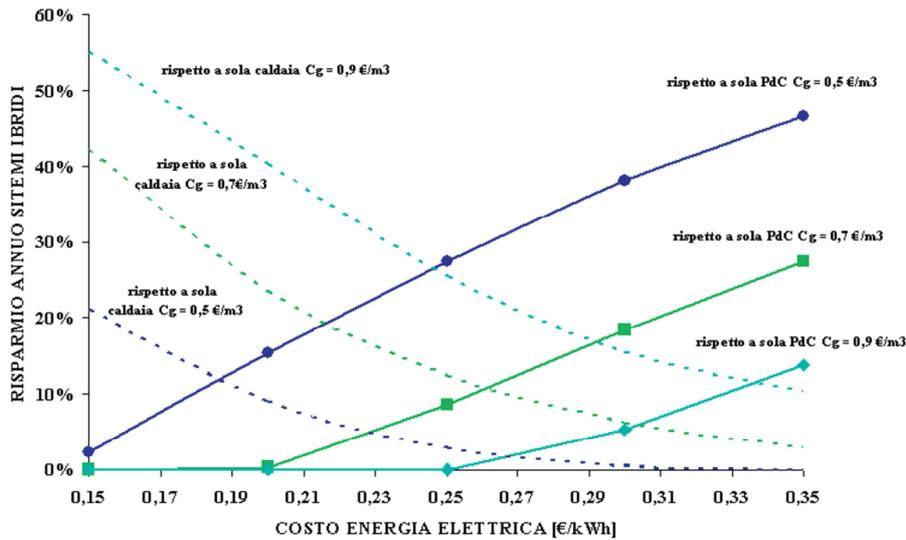


Figura 6. Risparmi ottenibili con soluzioni ibride rispetto al singolo generatore.

L’Enea conferma la possibilità di detrarre il 65% delle spese in 10 anni per impianti ibridi per riscaldamento, acqua calda e raffrescamento costituiti da una caldaia a condensazione e da una pompa di calore. (10 aprile 2014). Nello specifico, si ritiene che ai fini dell’agevolazione ai sensi del comma 347 (legge finanziaria 2007), fermo restando il rispetto dei requisiti tecnici essenziali per la caldaia a condensazione (di cui al comma 1 dell’Art. 9 del "decreto edifici"), la pompa di calore, nella configurazione connessa e integrata alla caldaia, rientri tra le apparecchiature elettriche ed elettroniche agevolabili ai sensi dell’Art.3 del "decreto edifici".

2.2.3 Terminali d’impianto: i radiatori

I radiatori sono gli unici terminali d’impianto in grado di funzionare con portate d’acqua molto basse determinando salti termici elevati. La quasi totalità degli edifici esistenti è dotata di impianti a radiatori e la loro conversione verso la bassa temperatura richiede un adeguamento del radiatore o con un incremento delle sue dimensioni o con l’utilizzo di un opportuno sistema di regolazione della portata d’acqua al fine di aumentare il salto termico elaborato dai corpi scaldanti. Da ciò ne deriva che la bassa temperatura non è prerogativa solo di alcuni sistemi, come ad esempio gli impianti a pannelli radianti a pavimento [8].

La rese termica (Φ_{50}) è espressa in funzione del singolo elemento (dipende dall’altezza e dal numero di colonne) e viene valutata per una differenza Δt tra la temperatura media del radiatore (t_r) e dell’ambiente (t_i) di 50°C secondo quanto riportato nella normativa EN 442, $t_{r,in}=75^\circ\text{C}$ e $t_{r,out}=65^\circ\text{C}$). Per un Δt qualsiasi la rese termica effettiva del radiatore si calcola con la relazione seguente:

$$\Phi_{eff} = \Phi_{50} \left(\frac{\Delta t_{eff}}{50} \right)^n = \Phi_{50} \left(\frac{\frac{t_{r,in} + t_{r,out}}{2} - t_i}{50} \right)^n \quad [\text{W}]$$

Dove l’esponente n deve essere precisato dal costruttore ma di norma varia da 1.28 ad 1.33.

La temperatura media radiante di un radiatore diminuisce all’aumentare della superficie o delle prestazioni del terminale oppure in seguito ad una riduzione del fabbisogno dell’ambiente o della potenza richiesta[5](Figura 7, Figura 8).

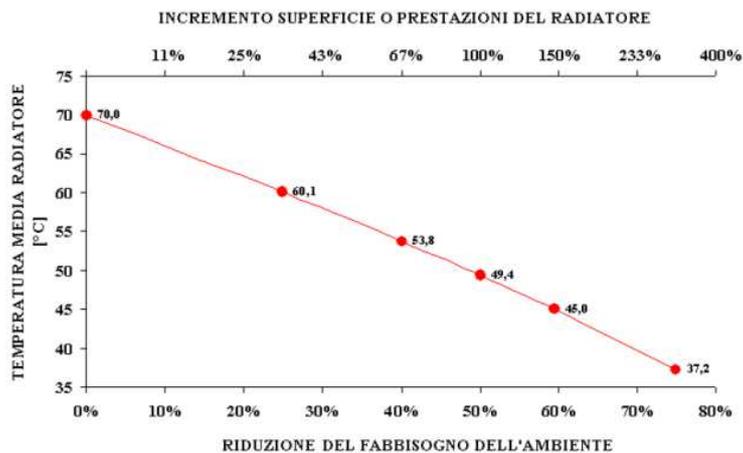


Figura 7. Andamento della temperatura media superficiale t_{mR} in funzione dell'incremento della superficie, delle prestazioni del radiatore o del fabbisogno dell'ambiente

Se la portata d'acqua fosse sufficientemente bassa, tale da generare un salto termico ΔT prossimo a 50°C , la temperatura d'uscita si stabilizzerebbe a una temperatura di poco superiore a quella dell'aria ambiente [5].

I vantaggi di una portata d'acqua bassa sono i seguenti:

- riduzione delle dimensioni delle tubazioni, di fondamentale importanza nelle ristrutturazioni;
- riduzione della potenza e dell'energia di pompaggio;
- miglioramento dello scambio termico negli scambiatori di calore;
- sfruttamento del sotto-raffreddamento del refrigerante.

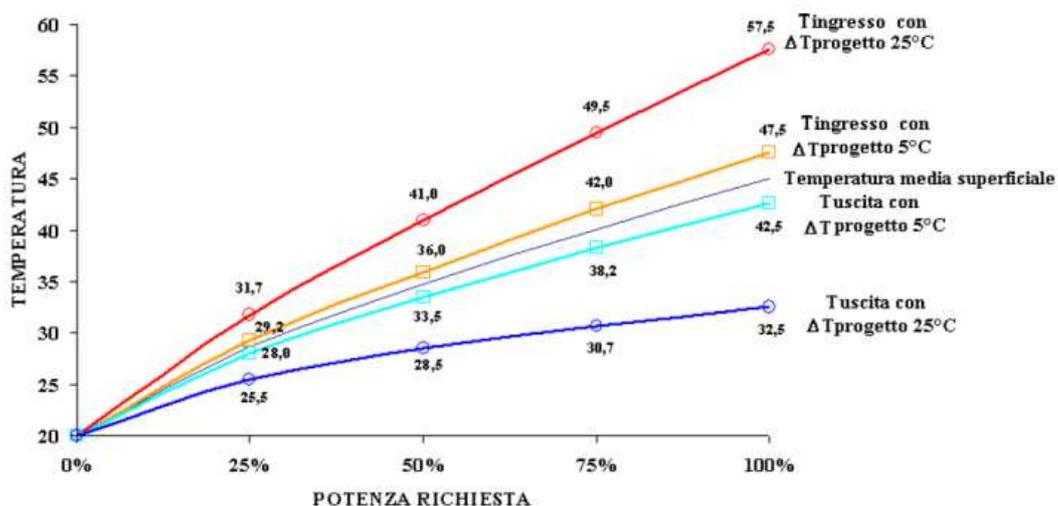


Figura 8. Andamento delle temperature di ingresso e di uscita in funzione del salto termico ΔT .

Nei radiatori funzionanti a bassa temperatura il gradiente termico è assai limitato generando un netto calo della stratificazione ed aumentando il grado di comfort degli ambienti e riducendo allo stesso tempo i moti convettivi e la formazione di baffi neri alle pareti (Figura 9).

Lo scambio termico di un radiatore avviene per il 70-75% per convezione e per la restante parte per irraggiamento.

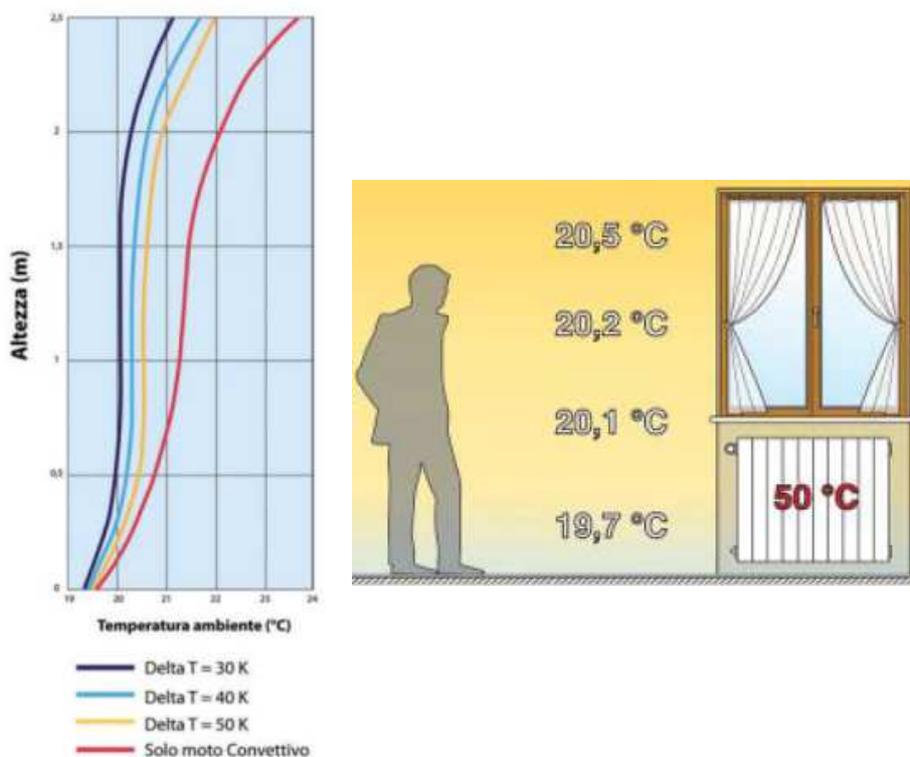


Figura 9. Distribuzione della temperatura in un locale riscaldato da un impianto a radiatori per diversi valori della temperatura media dell’acqua.

Nonostante il suo nome, il radiatore scambia energia prevalentemente per convezione (circa il 70-80%): risulta utile considerare quanto diminuisca l’emissione rispetto al valore nominale in funzione della temperatura di mandata (si considera un ritorno ad una temperatura di 5°C inferiore). Per una temperatura di mandata di 55°C (contro gli usuali 80°C in ingresso e 60°C in uscita) l’emissione è appena inferiore al 60% del valore nominale(Figura 10).

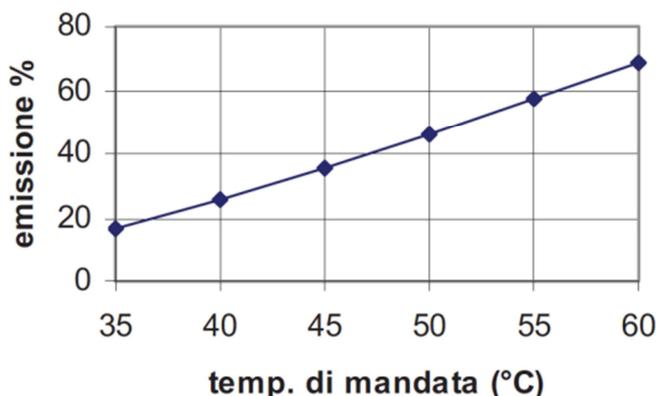


Figura 10. Riduzione dell’emissione termica di un radiatore in funzione della temperatura di mandata.

E’ interessante osservare come varia la potenza fornita da un radiatore al variare della portata d’acqua [5]. La figura 11 mostra l’andamento della potenza fornita da un radiatore al variare della portata d’acqua e l’andamento delle temperature dell’acqua in uscita. La curva si riferisce ad un radiatore con esponenziale $n = 1,35$ e per acqua in ingresso con temperatura pari a 75 °C. Per radiatori con esponenti n diversi, la curva varia leggermente, ma non in misura determinante.

Il 100% della portata è fissato per i valori di prova della norma, ovvero acqua in ingresso a 75 °C e acqua in uscita a 65 °C. Come si può notare, la potenza rimane molto elevata per un ampio campo di portate: al 57% di portata d'acqua nominale la potenza resa è ancora del 90% e scende all'80% solamente quando la portata d'acqua si riduce a circa il 33% del valore nominale. Al contrario, la potenza aumenta pochissimo quando la portata supera il valore nominale.

Al variare della temperatura dell'acqua in ingresso al radiatore varia anche la potenza. La figura 12 mostra la potenza percentualmente prodotta da un radiatore rispetto a quella nominale, calcolata secondo le condizioni della norma, al variare sia della portata d'acqua sia della temperatura dell'acqua in ingresso.

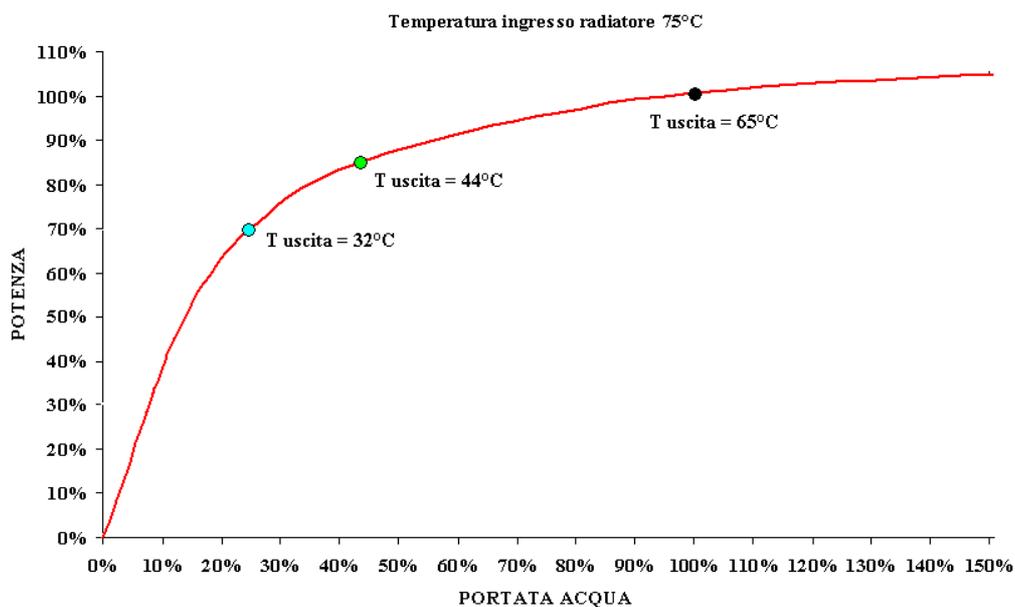


Figura 11. Andamento della potenza fornita da un radiatore e della temperatura dell'acqua in uscita al variare della portata relativa dell'acqua di alimentazione.

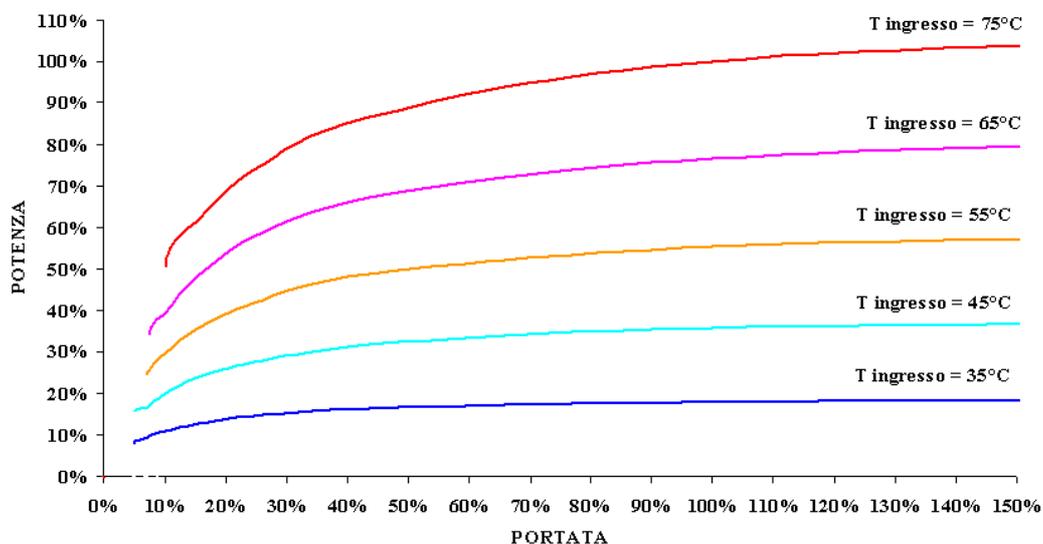


Figura 12. Variazione di potenza resa da un radiatore al variare della temperatura d'acqua in ingresso, valida per salto termico nominale uguale a 10 °C.

La curva di potenza in funzione della portata è fortemente non lineare per progettazione con salti termici bassi e quindi non è molto adatta per permettere ad una valvola di regolazione a due vie (valvola termostatica) di regolare in modulazione con sufficiente precisione: è il motivo per cui molto spesso le valvole termostatiche tendono a lavorare in modalità on-off.

Decisamente meglio si comportano le nuove valvole di regolazione elettroniche wireless, che permettono un controllo più raffinato.

La curva tende a divenire tanto più lineare quanto più aumenta il salto termico di progetto, come mostra la figura 13. La curva è completamente lineare quando la temperatura dell'acqua in uscita si approssima alla temperatura dell'aria ambiente, qualunque sia la temperatura di produzione (nel caso di figura 13 si otterrebbe con salto termico 50°C (70°C in ingresso e 20°C in uscita).

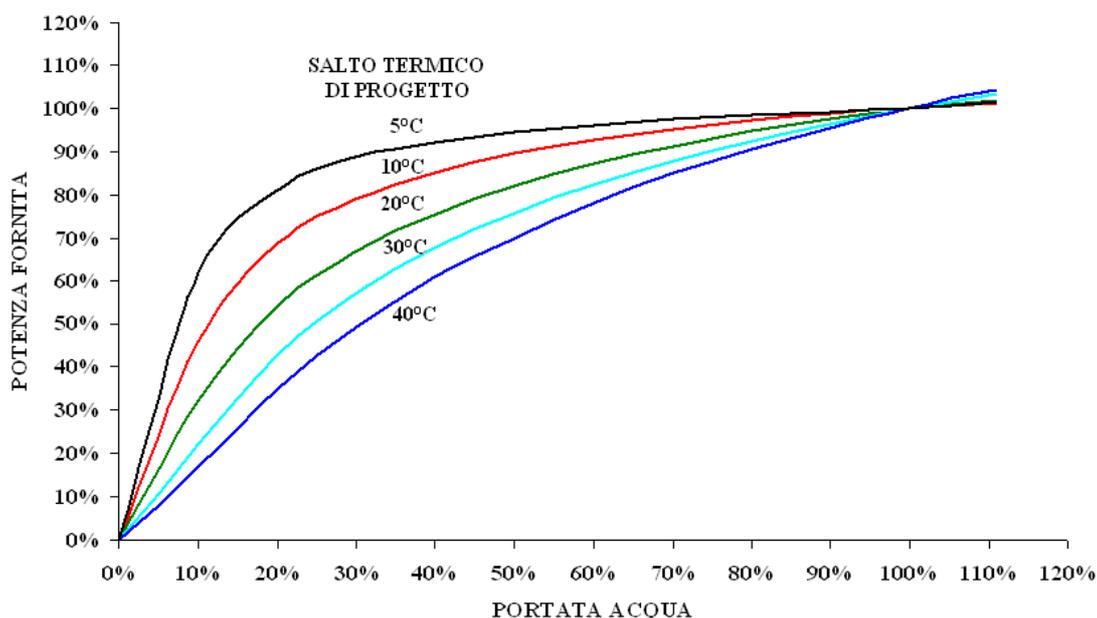


Figura 13. Variazione di potenza resa da un radiatore al variare del salto termico di progetto alle condizioni nominali, valida temperatura dell'acqua in ingresso di 75°C.

La bassa inerzia termica che caratterizza i radiatori consente all'impianto di riscaldamento di adeguarsi con rapidità alle variazioni di carico corrispondenti ad apporti di calore interni (persone e macchinari) ed esterni (radiazione solare). Un altro aspetto che richiama l'uso di sistemi a bassa inerzia termica è l'impiego non continuativo dell'abitazione. Dal confronto tra sistemi a radiatori a bassa temperatura e sistemi a pannelli radianti a pavimento risulta che, a parità di condizioni al contorno, si hanno minori consumi energetici in presenza di radiatori soprattutto quando il funzionamento dell'impianto di riscaldamento è di tipo intermittente. L'alta inerzia termica dei pannelli radianti a pavimento costituisce il limite di funzionamento di tale terminale determinando un rendimento di regolazione inferiore rispetto a quello dei radiatori [10]. Una conseguenza immediata di un'elevata inerzia termica determina la pratica impossibilità di sfruttare gli apporti di calore gratuiti anche nell'ipotesi di avere valvole motorizzate comandate da termostati per ogni ambiente, causando un aumento non controllato della temperatura interna del locale (Figura 14). Questo ultimo aspetto non si verifica con i radiatori ai quali basta aggiungere una semplice ed economica valvola con testa termostatica (a liquido o meglio ancora a gas) per sfruttare appieno gli apporti gratuiti di energia in modo differenziato per ciascun locale [10].

Recupero apporti - rilievo in una giornata in una villetta.
Temperatura al centro del locale a 1,50 m

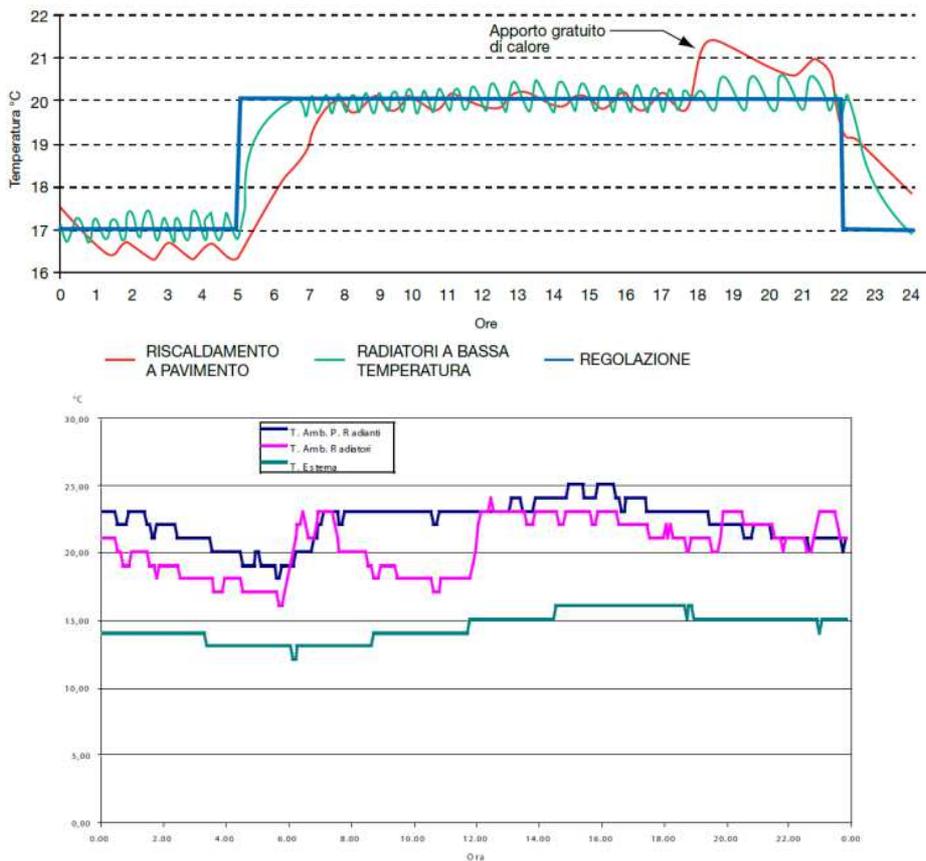


Grafico 3 Orario di funzionamento 05,00/ 08,00 – 12,00/14,00 – 17,00/23,00

Figura 14. Andamento della temperatura ambiente con impianto a pannelli radianti e con impianto a radiatori in due differenti campagne di prova.

2.2.4 Sistema di regolazione dei radiatori: valvole termostatiche tradizionali ed elettroniche modulanti

Le valvole termostatiche tradizionali non riescono a modulare in continuazione la portata d'acqua, ma lavorano con cicli di apertura e chiusura.

La figura 15 mostra i cicli di apertura di una valvola termostatica tradizionale installata su un radiatore in acciaio ad elementi tubolari ad alto contenuto d'acqua (15 litri/kW di potenza nominale).

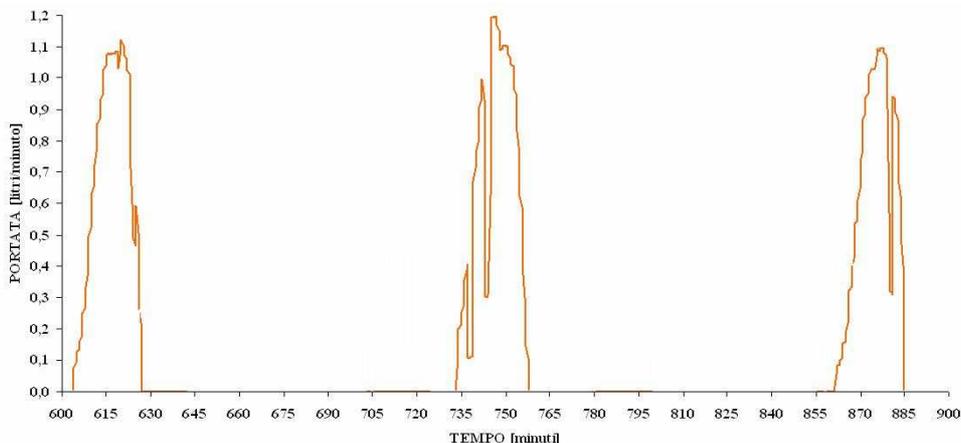


Figura 15. Andamento della portata d'acqua in un radiatore ad elevato contenuto d'acqua con valvola termostatica tradizionale (carico 35% - tempo misura 5 ore). Prove effettuate da Irsap nel proprio laboratorio

Con un carico pari a circa il 35% della potenza fornibile dal radiatore alla massima portata ed alla temperatura nominale di funzionamento, la valvola apre in circa 20 minuti, lavora alla massima portata per circa 7 minuti e poi chiude in altri 20 minuti. Il ciclo di chiusura dura circa un'ora.

I motivi di un tale comportamento dipendono da vari fattori. Il primo va ricercato nelle curve caratteristiche dei radiatori, mostrate in figura 12. Il secondo, più importante, nell'incapacità da parte della valvola di calcolare l'andamento temporale della potenza emessa, dipendente anche dalla distribuzione interna delle temperature. La valvola è meccanica e non riceve alcun input relativo alle prestazioni del radiatore: tende ad aprire rapidamente quando la temperatura scende. Tuttavia, la temperatura media superficiale del radiatore dipende dalla stratificazione dell'acqua al suo interno e questa è legata sia alla portata d'acqua che al contenuto d'acqua nel radiatore.

I cicli sono funzione del contenuto d'acqua del radiatore, quindi della sua inerzia. Diventano tanto più frequenti e rapidi, quanto minore è il contenuto d'acqua del radiatore: la valvola termostatica lavora peggio in un radiatore in alluminio (contenuto d'acqua pari a circa 2 litri/kW di potenza nominale) rispetto ad uno in acciaio (contenuto d'acqua pari a circa 15 litri/kW di potenza nominale). I cicli sono più brevi per il semplice motivo che, a parità di portata d'acqua, il radiatore "si riempie" prima di acqua ad alta temperatura e quindi aumenta più rapidamente la sua temperatura media. La bassa inerzia termica, però, lo fa raffreddare anche più velocemente.

L'andamento sostanzialmente On-Off delle valvole termostatiche si sposa male con l'ottimizzazione energetica di tutti i generatori, perché sottrae contenuto d'acqua utile all'impianto e, di conseguenza, diminuisce l'inerzia disponibile.

A parità di fabbisogno termico, la temperatura dell'acqua di ritorno al generatore è tanto minore quanto più abbassa è la portata attraverso il radiatore. Nel caso di valvole termostatiche tradizionali, i radiatori lavorano con cicli ON – OFF, anche se prolungati: al 50% del carico mediamente sono aperte le valvole di metà dei radiatori mentre le altre sono intercettate. Di conseguenza, il contenuto d'acqua di tutti i radiatori intercettati non entra in gioco al fine del funzionamento del generatore.

Le valvole in funzione hanno una portata d'acqua maggiore di quella necessaria, per cui la temperatura di ritorno è più elevata di quella che si otterrebbe con una modulazione perfetta.

Come meglio spiegato più avanti (paragrafo 2.5.1), il numero di avviamenti del generatore tende ad aumentare con decadimento del proprio rendimento.

Per ovviare a questi inconvenienti si sono studiate delle valvole elettroniche utilizzate nei test (valvole NOW di Irsap), in grado di abbinarsi ad ogni singolo radiatore, una volta conosciute tutte le sue caratteristiche, inerzia termica compresa. Queste valvole riescono a modulare esattamente la portata d'acqua perché conoscono e prevedono le prestazioni del radiatore, in quanto sono in grado di misurare la temperatura d'acqua d'immissione nel radiatore stesso e di prevederne le risposte.

Le valvole elettroniche NOW lavorano con algoritmi appositamente studiati per i singoli radiatori. Ogni valvola ha un algoritmo diverso a seconda del radiatore. La valvola conosce anche l'inerzia del radiatore. Pertanto si hanno oscillazioni di temperatura contenuta in 0,2°C, contro 0,6°C delle termostatiche tradizionali. Ciò comporta un risparmio interessante perché le condizioni sono sempre ottimali e non vi è mai un surplus di potenza all'interno dell'ambiente.

L'aspetto più interessante è comunque quello legato al controllo della portata d'acqua all'interno del radiatore. Le prove effettuate in laboratorio hanno chiaramente dimostrato come nessuna valvola termostatica meccanica tradizionale sia in grado di lavorare in continua modulazione, ma tenta invece continuamente ad effettuare dei cicli di apertura e di chiusura, della durata di decine di minuti, tanto più frequenti quanto maggiore è il fabbisogno termico dell'ambiente.

La figura 16 mostra un confronto tra le valvole termostatiche tradizionali e le valvole elettroniche NOW con fabbisogno termico costante attorno al 35%: come si può notare, le prime lavorano con cicli di continua apertura chiusura, mentre le seconde mantengono una costanza di portata.

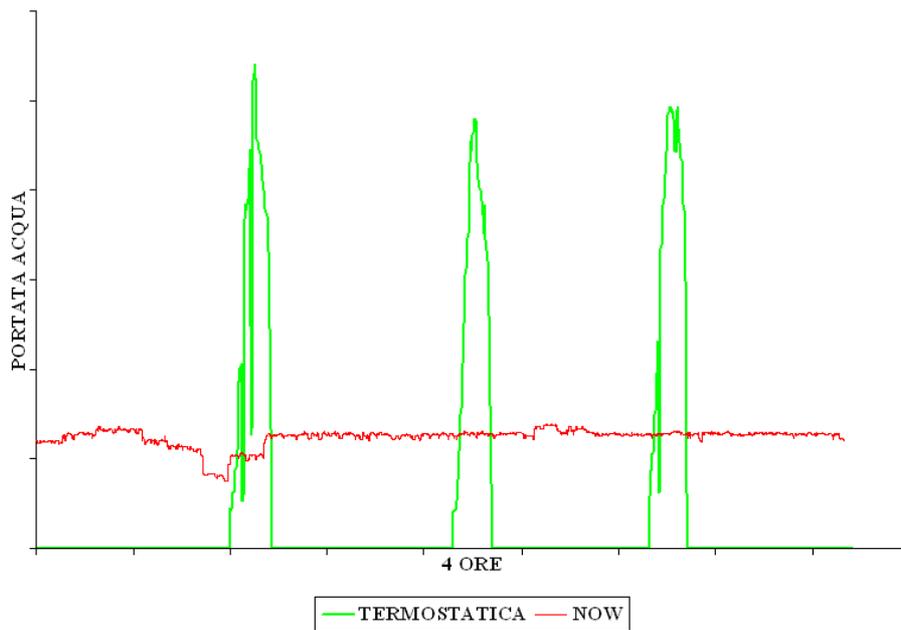


Figura 16. Confronto tra l'andamento della portata d'acqua in un radiatore ad elevato contenuto d'acqua con valvola termostatica tradizionale e valvola elettronica NOW. Prove effettuate da Irsap nel proprio laboratorio.

Il mantenimento di una costanza di portata è molto importante perché fa sì che:

- la temperatura dell'acqua di ritorno sia più bassa;
- il contenuto d'acqua nell'impianto sia sempre ottimale;
- il generatore lavori con maggior regolarità senza continui interventi di accensione spegnimento;

Questi aspetti sono importanti con qualunque generatore, ma diventano fondamentali con le pompe di calore, in particolar modo con quelle che utilizzano l'anidride carbonica (CO₂) come refrigerante.

2.3 Impianto sperimentale e modalità di esecuzione delle prove

La facility di prova utilizzata per l'esecuzione dei test è costituita dai seguenti componenti (Figura 17):

- pompa di calore ad anidride carbonica aria – acqua (Figura 18);
- numero tre radiatori multi colonna tubolare in acciaio;
- sistema di regolazione dei radiatori;
- sistema di monitoraggio ed acquisizione dati.

L'impianto è quindi costituito da una pompa di calore a CO₂ in qualità di sistema di generazione e da radiatori quali terminali d'impianto. I radiatori sono connessi in parallelo quindi fanno capo ad un unico collettore caldo ed ad un unico collettore freddo. La pompa di calore è una macchina commerciale con potenza termica nominale di 4,5 kW per la produzione di acqua calda sanitaria. La carica totale di refrigerante è pari a 880 g.



Figura 17. Facility di prova con pompa di calore a CO₂ abbinata a radiatori ad elevato salto termico.



Figura 18. Pompa di calore a CO₂.

I principali componenti della macchina sono evidenziati nello schema d'impianto di Figura 20 e di seguito elencati[1]:

- compressore rotativo bistadio;
- silenziatore (Muffler);
- pressostato (Psr);
- scambiatore di calore ad acqua (Gas Cooler) del tipo tubo in tubo;
- valvola elettronica di espansione (EEV), il cui grado di apertura può essere gestito dal sistema di controllo integrato con la macchina commerciale o da un controllore esterno che si avvale di un modulo ARDUINO;
- scambiatore di calore ad aria (Evaporatore) a pacco alettato accoppiato a una ventola assiale a pale per lo scambio termico in regime di convezione forzata tra fluido di lavoro e aria.(Figura 14) Particolari accorgimenti nella progettazione del circuito frigorifero consentono di realizzare un efficace sistema di protezione antigelo per le zone inferiori dello scambiatore, evitando così l'utilizzo di riscaldatori elettrici ovvero di dover ricorrere all'inversione del ciclo. In sintesi, il sistema antigelo è realizzato convogliando il gas caldo uscente dal gas cooler nella parte bassa dell'evaporatore in modo da mantenere la temperatura della parete dello stesso sopra gli 0 °C.
- ricevitore di liquido.

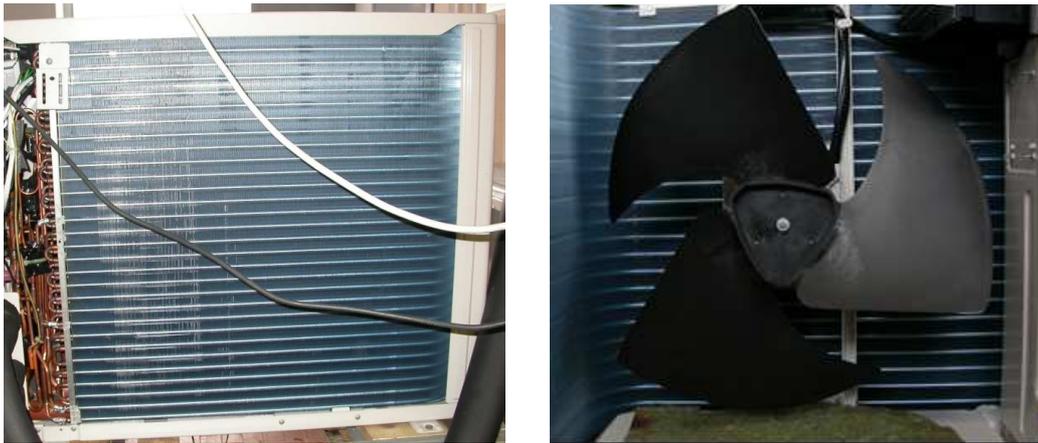


Figura 19. Scambiatore ad aria (evaporatore).

La pompa di calore è stata strumentata con termocoppie di tipo K e di tipo J e con misuratori di pressione per monitorare lo stato termodinamico della CO₂ in condizioni di esercizio in corrispondenza (ingresso/uscita) dei principali componenti (Figura 20).

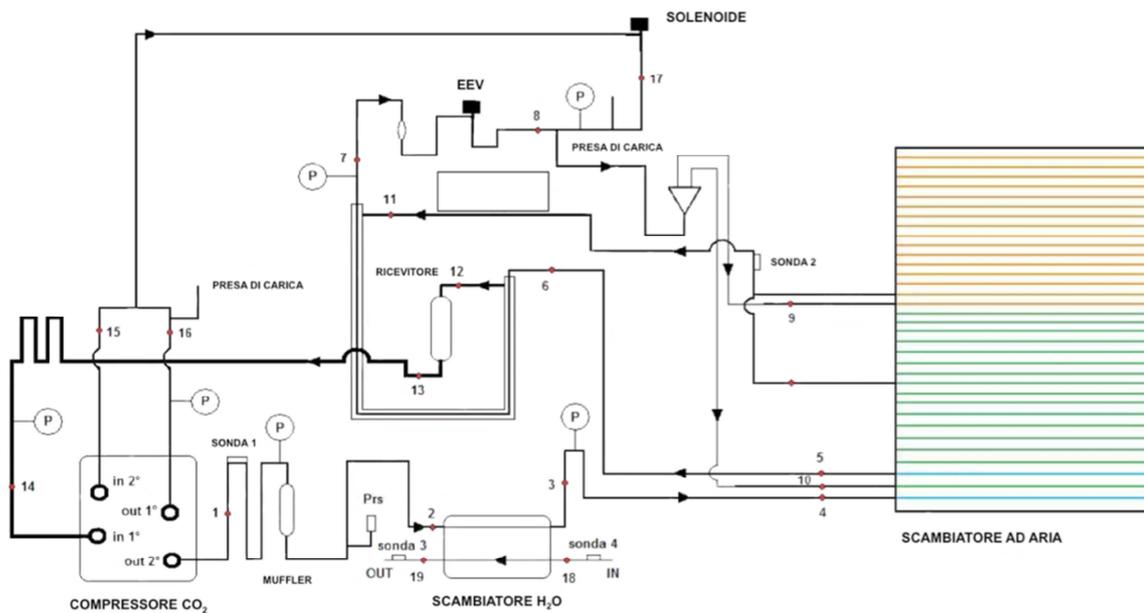


Figura 20. Schema d'impianto della pompa di calore strumentata.

Il “cuore” della pompa di calore è senza dubbio l’innovativo compressore rotativo bistadio a CO₂, realizzato con una tecnologia che ancora oggi rappresenta un’esclusiva mondiale nel campo della progettazione dei compressori per CO₂ (Figura 21).

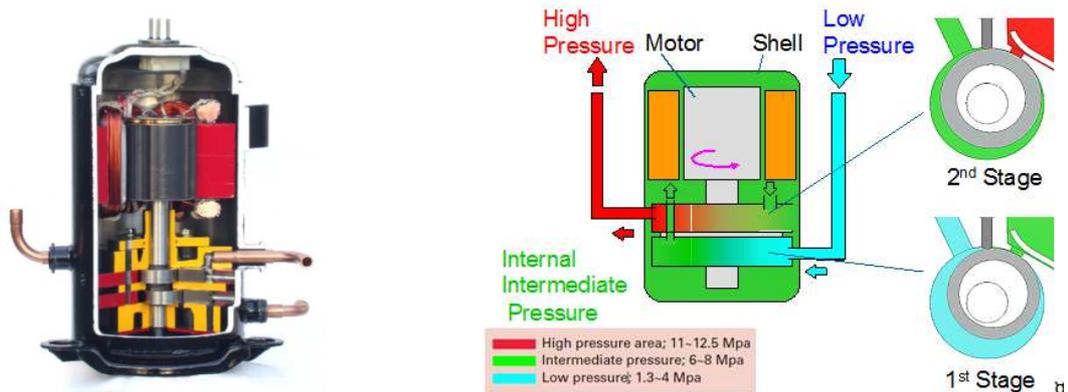


Figura 21. Compressore bistadio per CO₂

Il compressore resiste a elevate differenze di pressione di lavoro, è estremamente affidabile grazie alla dispersione del carico, è soggetto solo minimamente a perdite ed è caratterizzato da bassi livelli di vibrazioni. Il funzionamento presenta ridotti livelli di rumore e grazie al suo design compatto e leggero consente una sostanziale riduzione degli ingombri e del peso della pompa di calore.

Lo scambiatore ad acqua (gas-cooler) è del tipo tubo in tubo ma presenta anch'esso delle soluzioni realizzative particolari sviluppate ad hoc per il funzionamento della macchina. L'esclusivo disegno della sezione trasversale dello scambiatore (Figura 22), con tre tubi per il refrigerante disposti simmetricamente intorno al canale dell'acqua, oltre a consentire l'impiego di alte pressioni di lavoro per il refrigerante (sino a 14 MPa), fornisce incrementi in termini di efficienza dello scambio termico stimati nell'ordine del 60% rispetto alle soluzioni più tradizionali.[1]

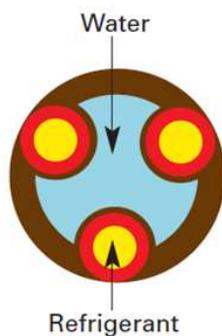


Figura 22. Sezione trasversale dello scambiatore ad acqua (gas cooler).

Il dispositivo di espansione è di tipo elettronico (EEV, electronic expansion valve). Il modello applicato sulla macchina è prodotto per le applicazioni con anidride carbonica (Figura 23). Il grado di apertura della valvola è gestito dal sistema di controllo integrato con la macchina commerciale che recepisce i livelli di temperatura di esercizio nei punti cruciali del circuito CO₂ attraverso sonde dedicate. A livello di laboratorio è stato realizzato un controllore esterno, utilizzato in alcuni test, che avvalendosi di un modulo ARDUINO, consente la trasmissione di un'opportuna sequenza di segnali per l'apertura o chiusura della valvola indipendentemente dai livelli di temperatura raggiunti nel circuito [1].

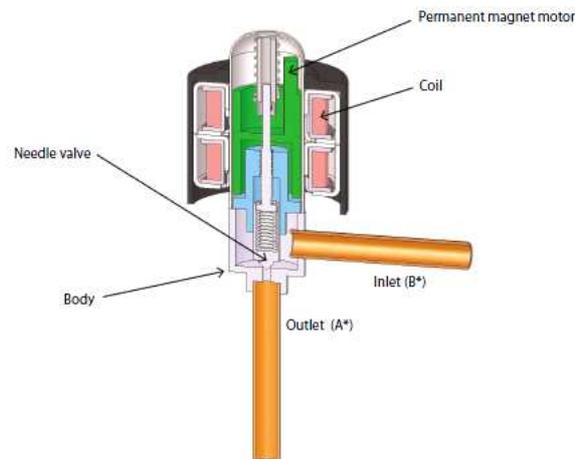


Figura 23. Sezione trasversale della valvola elettronica di espansione .

La macchina opera in due modalità di funzionamento standard e non standard quando è gestita mediante un potenziometro che permette di regolare la frequenza di lavoro del compressore. Agendo su tale potenziometro è possibile far lavorare la macchina, a parità di condizioni al contorno, a valori di alta pressione maggiori in modo tale da aumentare l'effetto utile (potenza termica scambiata al gas cooler) e quindi il COP della pompa di calore.

Sono stati inoltre inseriti due misuratori di portata per valutare la portata di CO₂ e dell'acqua di rete nel gas cooler. Il misuratore di portata dell'anidride carbonica è stato inserito all'uscita del secondo stadio del compressore, subito dopo il silenziatore.

La temperatura dell'ambiente in cui sono collocati i radiatori è monitorata mediante tre termocoppie di cui ognuna posizionata davanti ciascun radiatore ad un metro di distanza e in corrispondenza della mezzeria dei terminali.

I tre radiatori sono del tipo multi colonna tubolare in acciaio e sono stati installati su degli appositi supporti in prossimità della parete del locale di prova (Figura 24).

Nell'esecuzione delle prove a ciascun radiatore è stato assegnato un numero identificativo da uno a tre come riportato in tabella 3. Il radiatore numero uno è costituito da 23 elementi, il numero due da 16 mentre il radiatore numero tre è composto da 19 elementi.

Le caratteristiche geometriche e tecniche dei radiatori utilizzati sono riportate in Figura 24 e tabella 3 e riassunte di seguito:

- tubi in lamiera d'acciaio di diametro 25 mm;
- collettori in lamiera d'acciaio stampati;
- lunghezza elementi 45 mm (passo del singolo elemento);
- filettature estremità collettore superiore ed inferiore 1"1/4 G dx o sx;
- pressione di esercizio massima ammessa 8 bar;
- temperatura di esercizio massima ammessa 95°C.

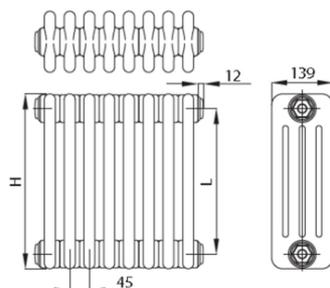


Figura 24. Caratteristiche geometriche dei radiatori.

Tabella 3. Caratteristiche geometriche e tecniche dei radiatori installati.

Modello	Codice	Prof. mm	Altezza mm	Interass. mm	Peso mm	Cal. lt	kcal/h dt=50°C	Watt dt=50°C	Watt dt=40°C	Watt dt=30°C	Watt dt=20°C	Esp.n.
200	RT40200 yy 01 IR no	139	194	127	0.57	0.60	22.3	26	19	13	8	1.326
300	RT40300 yy 01 IR no	139	302	235	0.83	0.78	36.2	42	32	22	13	1.258
400	RT40400 yy 01 IR no	139	402	335	1.06	0.95	47.0	55	41	28	17	1.272
500	RT40500 yy 01 IR no	139	502	435	1.30	1.11	57.5	67	50	35	21	1.286
600	RT40600 yy 01 IR no	139	602	535	1.54	1.28	67.9	79	59	41	24	1.300
750	RT40750 yy 01 IR no	139	752	685	1.89	1.53	83.2	97	72	49	29	1.322
900	RT40900 yy 01 IR no	139	902	835	2.25	1.78	98.3	114	85	58	33	1.343
1000	RT41000 yy 01 IR no	139	1002	935	2.49	1.94	108.3	126	93	64	37	1.340
1200	RT41200 yy 01 IR no	139	1202	1135	3.18	2.25	128.0	149	110	75	44	1.335
1500	RT41500 yy 01 IR no	139	1502	1435	3.96	2.74	157.1	183	136	93	54	1.328
1800	RT41800 yy 01 IR no	139	1802	1735	4.74	3.23	185.8	216	161	110	64	1.321
2000	RT42000 yy 01 IR no	139	2002	1935	5.26	3.55	204.8	238	178	122	71	1.317
2200	RT42200 yy 01 IR no	139	2202	2135	5.78	3.88	223.6	260	194	133	78	1.312
2500	RT42500 yy 01 IR no	139	2502	2435	6.55	4.37	251.8	293	219	150	88	1.306

Le valvole termostatiche tradizionali utilizzate (Figura 25) presentano una testa termostatica con le seguenti caratteristiche tecniche:

- termostato ad espansione di liquido;
- campo di regolazione: da 6,5 °C (*) a 28°C;
- isteresi: 0,5 K;
- tempo di risposta: 10 minuti;
- effetto della temperatura dell’acqua: 0,8 K;
- campo di inalterabilità elemento termostatico: -15°C/+60°C.



Regolazione della temperatura ambiente

	1	2	3	4	5
6,5°C	12°C	16°C	20°C	24°C	28°C

Figura 25. Valvole e testa termostatiche tradizionali del tipo on/off.

A differenza delle valvole tradizionali, le valvole termostatiche elettroniche modulanti non hanno una scala graduata (Figura 26). La regolazione del radiatore avviene in base al comfort desiderato e quindi ai valori di temperatura ambiente impostati sulla centralina elettronica la quale dialoga in Wi-Fi con le valvole. Tali valvole consentirebbero di ottenere risparmi annui in quanto permettono di variare la portata d’acqua ai terminali al fine di massimizzare le prestazioni del sistema di generazione.



Figura 26. Valvole termostatiche elettroniche modulanti con centralina Wi-Fi di comando.

Le caratteristiche tecniche delle valvole termostatiche elettroniche modulanti sono le seguenti:

- temperatura dell’acqua: massimo 75°C;
- limiti della temperatura di funzionamento: -5°C/+50°C;
- limiti di temperatura di stoccaggio: -10°C/+65°C;
- antenna integrata nel dispositivo;
- portata massima del segnale in area libera: 120 metri;
- dimensioni: diametro 52 mm e lunghezza 76 mm.

2.3.1 Strumentazione e sistema di acquisizione dati

Per quanto riguarda la strumentazione di cui è dotato l'impianto in esame è necessario effettuare una breve premessa. Le grandezze, come temperatura, portata e potenza sono controllate e acquisite mediante misuratori di portata, termocoppie e misuratori di potenza situati in punti opportuni della macchina e dell'impianto. Ciascun punto di misura costituisce una grandezza cui è associata una catena di strumentazione, alla quale è affidata la sola funzione di rilevare i valori della grandezza misurata.

Ogni catena di strumentazione può essere divisa in due parti distinte:

- una catena di misura costituita essenzialmente da un "sensore": elemento primario (E), trasmettitore (T) e da opportuni apparecchi: convertitori e/o condizionatori (D), regolatori (C), ecc che convertono e condizionano il segnale in grandezze (tensione, corrente) tali da assicurare l'utilizzazione con il massimo di affidabilità.
- una catena funzionale, posta in cascata a quella di misura, ha lo scopo principale di acquisire (X) il segnale misurato.

La strumentazione dell'impianto può essere suddivisa in 'analogica' e 'digitale'. La strumentazione analogica ha lo scopo di sentire in continua il valore della grandezza misurata. La strumentazione digitale ha il compito di acquisire i valori delle varie grandezze, misurati in maniera discreta in istanti e ad intervalli opportuni. Tali misure che costituiscono i "dati del processo", vengono, in tempo reale, memorizzate, elaborate, ed espresse in forma grafica e indicate in unità ingegneristiche.

La strumentazione analogica inserita nell'impianto sperimentale di prova ha la funzione principale di consentire la registrazione dei valori di processo, nei vari punti prescelti, in condizioni di lavoro normale o in condizioni transitorie.

Le catene di misura della portata, le cui caratteristiche tecniche sono riportate nelle tabelle 4 e 5 ed in figura 27, sono costituite da un trasmettitore di portata massica che si basa sulla legge di forza di Coriolis, come elemento primario, e da un convertitore di segnale a microprocessore con uscita in corrente 4-20 mA proporzionale alla portata misurata.

Tabella 4. Caratteristiche del trasduttore di portata dell'acqua.

MISURATORE DI PORTATA ACQUA		
FORNITORE	DANFOSS	
CODE	083L0203	
MODELLO	MASS 2100 DI6 s.n. 171402N304	
SPECIFICHE TECNICHE	CAMPO PORTATA	0-1000 K g/h
	diametro nominale ATTACCHI MECCANICI PRESSIONE MAX TEMPERATURA max	1/16" G 1/4 ISO 228/1 230-356 Bar da -50 a +180 °C
TARATURA	CERTIFICATO DI TARATURA DEL COSTRUTTORE	

CONVERTITORE DI PORTATA		
FORNITORE	DANFOSS	
CODE	083H0041	
MODELLO	MASS 3000 s.n.074120N345	
SPECIFICHE TECNICHE	ALIMENTAZIONE USCITA	220 Vac 50HZ 4-20 mA
	TARATURA	CERTIFICATO DI TARATURA DEL COSTRUTTORE

Tabella 5. Caratteristiche del trasduttore di portata della CO₂.

MISURATORE DI PORTATA CO ₂		
FORNITORE	DANFOSS	
CODE	083L0203	
MODELLO	MASS 2100 DI3 s.n. 162103N276	
SPECIFICHE TECNICHE	CAMPO PORTATA	0-250 Kg/h
	linearity error %	0,15
	repeatability error %	0,05
	max. zero point error	
	Kg/h	0,03
	diametro nominale	1/4" (6mm)
	ATTACCHI MECCANICI	G 1/4 ISO 228/1
PRESSIONE MAX	230-356 Bar	
TEMPERATURA max	da -50 a +180 °C	
TARATURA	CERTIFICATO DI TARATURA DEL COSTRUTTORE	

CONVERTITORE DI PORTATA		
FORNITORE	DANFOSS	
CODE	083H0041	
MODELLO	MASS 3000 s.n. 044120N075	
SPECIFICHE TECNICHE	ALIMENTAZIONE	220 Vac 50HZ
	USCITA	4-20 mA
TARATURA	CERTIFICATO DI TARATURA DEL COSTRUTTORE	

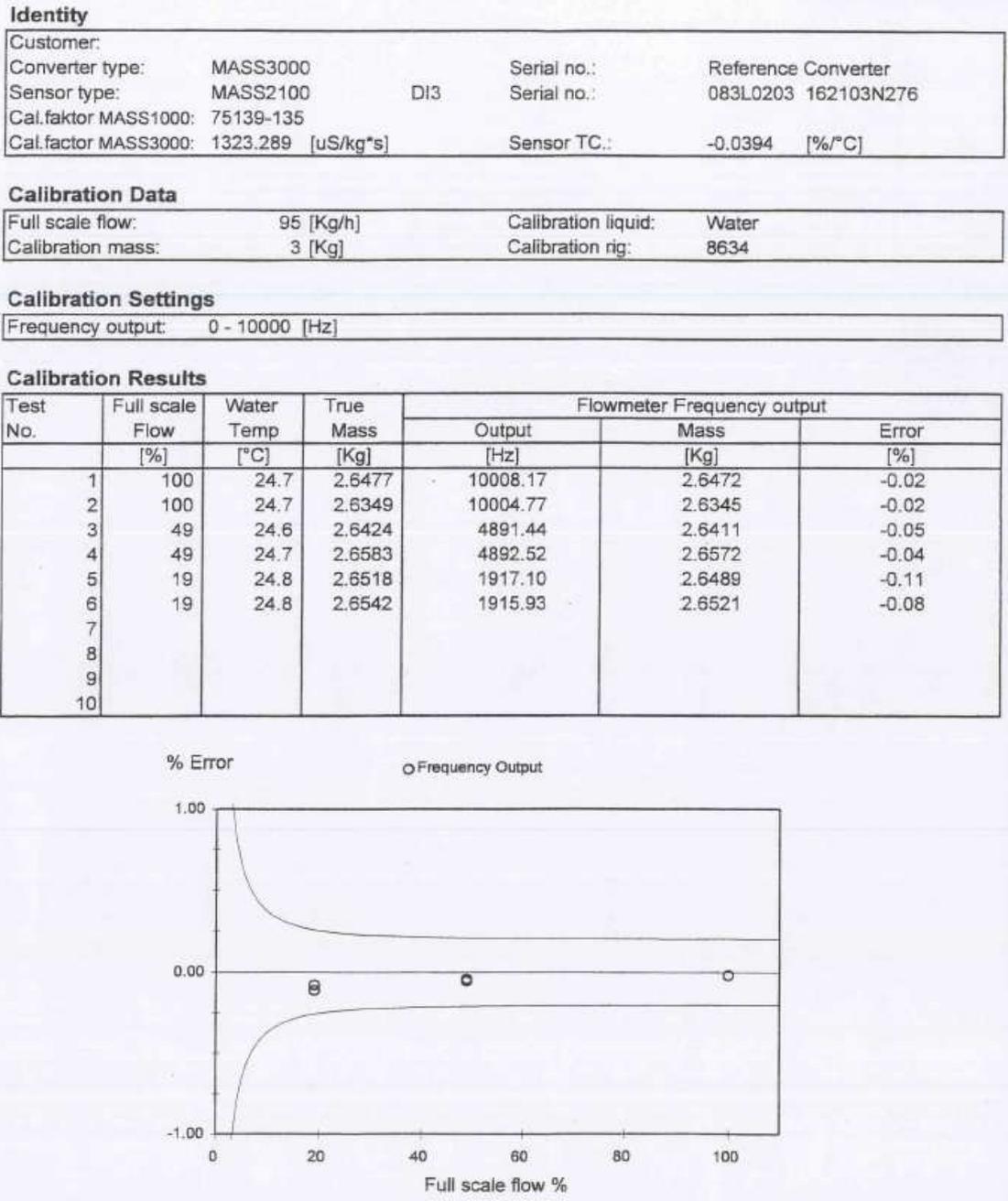


Figura 27. Certificato di taratura del costruttore del misuratore di portata della CO₂.

Per quanto riguarda le misure di temperatura tutti gli elementi primari sono costituiti da termocoppie Cr/Al tipo K e FE/CO tipo J con diametro esterno 0,5 mm, giunto caldo isolato, guaina esterna in AISI 316, le cui caratteristiche tecniche sono riportate in tabella 6. Il segnale prelevato in uscita dalle termocoppie è inviato direttamente alle schede di acquisizione NI-DAQ della National Instruments.

Il riferimento a 0 °C dei giunti freddi è ottenuto direttamente dal sistema di acquisizione dati che rilevando la temperatura della speciale morsettiera, dove sono collegate tutte le termocoppie, ne compensa la misura.

Tabella 6. Caratteristiche tecniche dei sensori di temperatura.

COMPONENTE		TERMOCOPPIA CR/AL TIPO K	
GRANDEZZA MISURATA		T01-T07 T11-T19	
FORNITORE		THERMOENGINEERING Via Giuseppina, 19 MALOGNINO CR	
MODELLO			
SPECIFICHE TECNICHE	TIPO	CR/AL, Tipo K	
	DIAMETRO	0,5 mm	
	GUAINA	0,5 mm	
	MATERIALE	ACCIAIO INOX AISI 316	
	GIUNTO	ISOLATO	
	LUNGHEZZA	50 cm	
TERMINALE	MICROCONNETTORE M/F		
FREDDO	MICROCONNETTORE M/F		
TARATURA		STANDARD PER TC CR/AL TIPO K	

COMPONENTE		TERMOCOPPIA FE/CO TIPO J	
GRANDEZZA MISURATA		T08-T10 T20-T21	
FORNITORE		THERMOENGINEERING Via Giuseppina, 19 MALOGNINO CR	
MODELLO			
SPECIFICHE TECNICHE	TIPO	FE/CO Tipo J	
	DIAMETRO	0,5 mm	
	GUAINA	0,5 mm	
	MATERIALE	ACCIAIO INOX AISI 316	
	GIUNTO	ISOLATO	
	LUNGHEZZA	50 cm	
TERMINALE	MICROCONNETTORE M/F		
FREDDO	MICROCONNETTORE M/F		
TARATURA		STANDARD PER TC FE/CO TIPO J	

La misura della potenza assorbita dalla Pompa di Calore è ottenuta tramite un convertitore SINEAX P530 della GMC con classe di precisione 0,5; l'uscita del trasmettitore 4-20 mA, proporzionale alla potenza erogata, viene inviato al sistema di acquisizione dati dopo essere stato trasformato in un segnale 1-5 Vcc tramite una resistenza ad alta precisione da 250 Ohm. Tutti i dati tecnici sono riportati in tabella 7.

Tabella 7. Caratteristiche del trasduttore di potenza.

COMPONENTE		CONVERTITORE DI POTENZA	
GRANDEZZA MISURATA		Potenza Assorbita Pompa di Calore	
FORNITORE		GMC-Instruments	
MODELLO		SINEAX P530	
SPECIFICHE TECNICHE		CAMPO	0 – 2300 WATT 220 Vac 50Hz
		ALIMENTAZIONE	3,5 VA
		CAMPO INGRESSO	V=230 Vac; I=5 A 4-20 mA MAX
		USCITA	750 Ohm
		ACCURATEZZA	0,5 % F.S.
TARATURA		CERTIFICATO DI TARATURA DEL COSTRUTTORE	

COMPONENTE		TA di corrente 10/5 A	
GRANDEZZA MISURATA		Potenza Assorbita Pompa di Calore	
FORNITORE		GMC-Instruments	
MODELLO			
SPECIFICHE TECNICHE		CAMPO	0/10 A
		INGRESSO	0-10 A
		USCITA	0-5 A
		ACCURATEZZA	0,5 % F.S.
TARATURA		CERTIFICATO DI TARATURA DEL COSTRUTTORE	

Le catene di misura della pressione (tabella 8), inserite sulla macchina, hanno, come elemento primario, un sensore di pressione al silicio, micro-lavorato, incapsulato in un assieme metallo-vetro per garantire il massimo isolamento sia elettrico che fisico dal fluido o gas di processo, un diaframma in hastelloy trasmette la pressione al sensore tramite una separazione con olio al silicone. Un circuito elettronico, incorporato nel corpo del trasmettitore, permette la calibrazione in unità ingegneristiche, la compensazione termica e consentire le regolazioni di zero e campo. Il segnale d'uscita è un segnale in corrente pari a 4-20 mA, proporzionale alla pressione misurata, e viene inviato direttamente al sistema di acquisizione dati.

Tabella 8. Caratteristiche dei trasduttori di pressione.

COMPONENTE		TRASMETTITORE DI PRESSIONE	
GRANDEZZA MISURATA		PX01 s.n. 1994955, PX03 s.n. 3231302, PX07 s.n. 1994937	
FORNITORE		GE Sensing&Inspection Via Cardano,2 Agrate Brianza	
MODELLO		PTX 610	
SPECIFICHE TECNICHE	CAMPO ALIMENTAZIONE USCITA ISTERESI e NON LINEARITA' ATTACCHI MECCANICI	0-160 BAR sg 24 VDC 4-20 mA 0,15 % TSL 1/4" femmina BSP	
TARATURA		CERTIFICATO DI TARATURA DEL COSTRUTTORE	

COMPONENTE		TRASMETTITORE DI PRESSIONE	
GRANDEZZA MISURATA		PX08 s.n.3231204	
FORNITORE		GE Sensing&Inspection Via Cardano,2 Agrate Brianza	
MODELLO		PTX 610	
SPECIFICHE TECNICHE	CAMPO ALIMENTAZIONE USCITA ISTERESI e NON LINEARITA' ATTACCHI MECCANICI	0-100 BAR sg 24 VDC 4-20 mA 0,15 % TSL 1/4" femmina BSP	
TARATURA		CERTIFICATO DI TARATURA DEL COSTRUTTORE	

Tabella 8. Caratteristiche dei trasduttori di pressione.

COMPONENTE	TRASMETTITORE DI PRESSIONE	
GRANDEZZA MISURATA	PX11 s.n.3549774, PX14 s.n.3549773 PX16 s.n.3549772	
FORNITORE	GE Sensing&Inspection Via Cardano,2 Agrate Brianza	
MODELLO	PTX 610	
SPECIFICHE TECNICHE	CAMPO ALIMENTAZIONE USCITA ISTERESI e NON LINEARITA' ATTACCHI MECCANICI	0-100 BAR Abs 24 VDC 4-20 mA 0,15 % TSL 1/4" femmina BSP
TARATURA	CERTIFICATO DI TARATURA DEL COSTRUTTORE	

Inoltre la temperatura dell’ambiente dove è situato l’impianto è rilevata con tre termocoppie (Figura 28),ciascuna installata davanti ad ogni radiatore ad un metro di distanza in corrispondenza della mezzeria dei terminali stessi ,come già accennato in precedenza. Le caratteristiche tecniche di tali termocoppie sono riportate in tabella 9 .

Tabella 9. Caratteristiche tecniche dei sensori di temperatura dell’aria ambiente dove sono installati i radiatori.

COMPONENTE	TERMOCOPPIA CR/AL TIPO K	
GRANDEZZA MISURATA	Troom1-Troom2 Troom3	
FORNITORE	THERMOENGINEERING Via Giuseppina, 19 MALOGNINO CR	
MODELLO		
SPECIFICHE TECNICHE	TIPO DIAMETRO GUAINA MATERIALE GUAINA GIUNTO LUNGHEZZA TERMINALE FREDDO	CR/AL, Tipo K 0,5 mm ACCIAIO INOX AISI 316 ISOLATO 50 cm MICROCONNETTORE M/F
TARATURA	STANDARD PER TC CR/AL TIPO K	



Figura 28. Termocoppia utilizzata per il monitoraggio della temperatura ambiente in cui è installato l'impianto a radiatori.

La strumentazione digitale, utilizzata per il monitoraggio e l'acquisizione dei dati sperimentali, è formata essenzialmente da un sistema di acquisizioni dati che comprende:

- un computer su cui gira un sistema di sviluppo per applicazioni di acquisizione e analisi dati denominato LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench) della National Instruments.
- delle schede di acquisizione dati della National Instruments.

In Figura 29 è mostrata la main window del programma di acquisizione dati opportunamente sviluppato in ambiente LabVIEW. I valori di temperatura e di pressione acquisiti consentono inoltre di visualizzare in tempo reale sul diagramma p-h il ciclo descritto dalla CO₂ al variare delle condizioni al contorno (Figura 30).

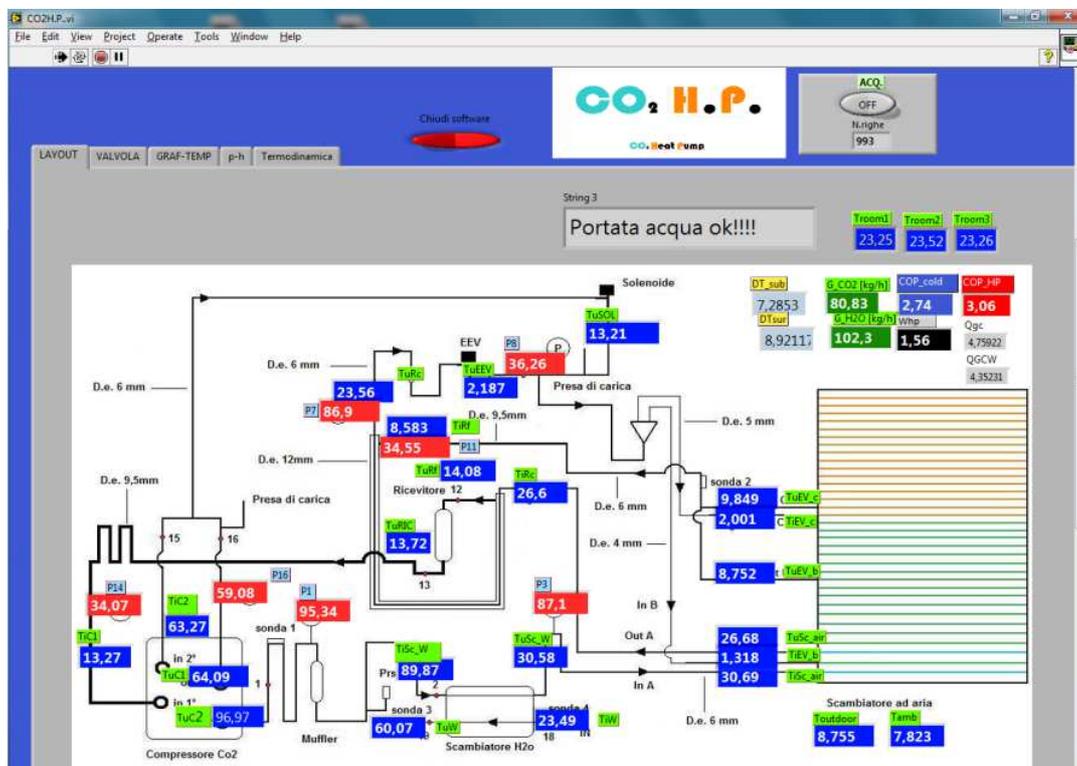


Figura 29. Schermata del front panel del sistema di acquisizione dati.

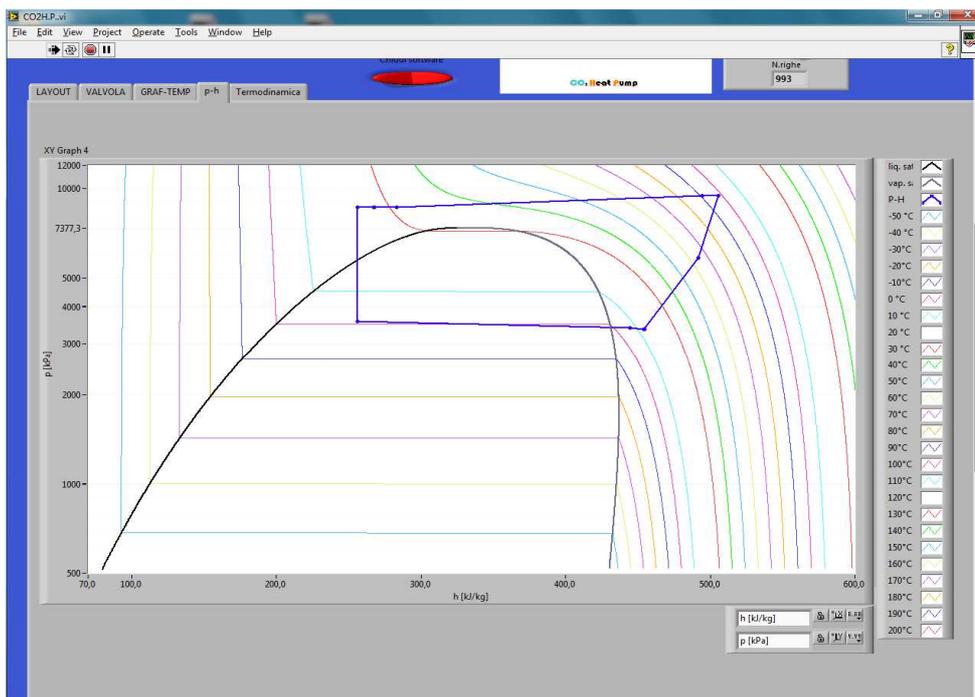


Figura 30. Diagramma p-h del ciclo a CO₂ durante l'esecuzione di una prova.

2.3.2 Modalità di controllo del compressore

La pompa di calore è corredata da un kit di comando (Controller ACC-CO₂), illustrato in figura 31, che consente di impostare e controllare le regolazioni del sistema di riscaldamento nel suo complesso. Tale Controller è dotato di alcune sonde di temperature per monitorare le condizioni ambientali sia all'interno che all'esterno dell'edificio servito dal sistema di riscaldamento, in maniera tale da massimizzare il rendimento del sistema di riscaldamento. Tramite tale controllore è possibile gestire in manuale l'avvio/spegnimento dell'unità pompa di calore e monitorare i parametri d'esercizio in tempo reale [11].



Figura 31. Kit di comando della pompa di calore.

L'ottimizzazione del ciclo termodinamico operato dall'unità pompa di calore è gestita da una centralina elettronica cui afferiscono alcuni sensori e relativi controlli dislocati nei punti critici del circuito e sui componenti principali della macchina. In particolare, la gestione dell'utenza da fornire è legata al controllo /regolazione del compressore e della valvola di espansione.

Nel seguito viene esposta la procedura seguita per bypassare in maniera precisa e rigorosa il sistema di controllo e gestione del compressore al fine sempre di ottenere, in termini di temperature finali dell'acqua calda, prestazioni più confacenti all'utilizzo della pompa di calore per il caso sperimentale in esame.

La sonda di temperatura posta a valle del compressore (Figura 32) è un termistore di tipo NTC. I termistori sono trasduttori di temperatura, in genere caratterizzati da tempi di risposta relativamente veloci, elevata sensibilità, basso costo e sono ampiamente utilizzati come limitatori della corrente di spunto, protezione di circuito, controllo di dispositivi di riscaldamento. Le misure tramite termistori sfruttano la variabilità della resistenza elettrica di un materiale con la temperatura. Essi sono in genere realizzati per mezzo di miscele di ossidi metallici con proprietà analoghe a quelle dei semiconduttori e si possono classificare in termistori PTC (Positive Temperature Coefficient), con una resistenza che cresce con l'aumentare della temperatura, e in termistori NTC (Negative Temperature Coefficient) che presentano una resistenza elettrica decrescente con l'aumentare della temperatura.



Figura 32. Sonda di temperatura uscita compressore.

La curva caratteristica resistenza-temperatura dei termistori NTC è di tipo esponenziale (Figura 33) e può essere espressa mediante l'equazione di Steinhart-Hart :

$$\frac{1}{T} = a + b \ln(R) + c \ln^3(R) \quad (1)$$

dove a , b e c sono i parametri di Steinhart-Hart e vanno specificati per ciascun dispositivo; T è la temperatura in kelvin e R è la resistenza espressa in ohm.

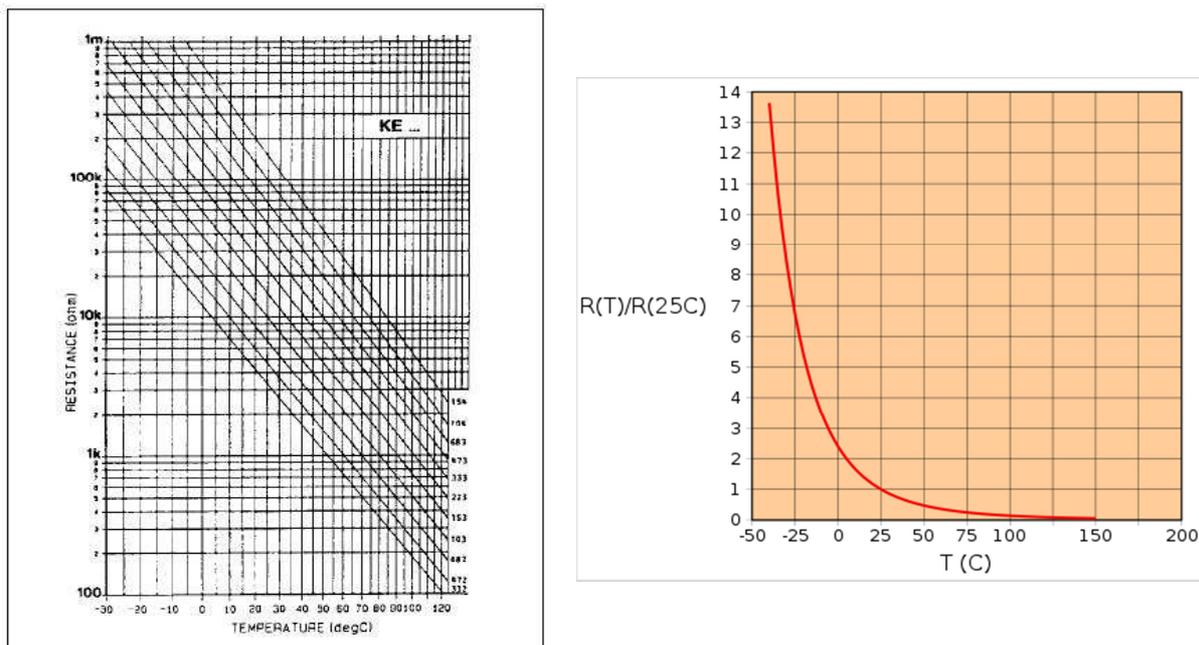


Figura 33. Esempi di caratteristiche R-T he per termistori NTC.

Per avere la resistenza in funzione della temperatura la funzione viene riscritta:

$$R = e^{(\beta - \frac{\alpha}{2})^{\frac{1}{3}} - (\beta + \frac{\alpha}{2})^{\frac{1}{3}}} \tag{2}$$

dove:

$$\alpha = \frac{a - \frac{1}{T}}{c} \tag{3}$$

$$\beta = \sqrt{\left(\frac{b}{3c}\right)^3 + \frac{\alpha^2}{4}} \tag{4}$$

Non essendo a nostra disposizione le schede tecniche del termistore della sonda compressore, per definire i parametri empirici dell'equazione di Steinhart-Hart, sono stati acquisiti i valori di resistenza del termistore al variare della sua temperatura, ottenendo così la sua caratteristica R-T sia in fase di riscaldamento che di raffreddamento. Mediante un processo iterativo d'interpolazione dei dati sperimentali si è ottenuto:

$$a = 7.658 \cdot 10^{-4}$$

$$b = 2.234 \cdot 10^{-4}$$

$$c = 9.9 \cdot 10^{-8}$$

La figura 34 riporta sia i dati sperimentali acquisiti che la curva descritta dall'equazione di Steinhart-Hart calcolata.

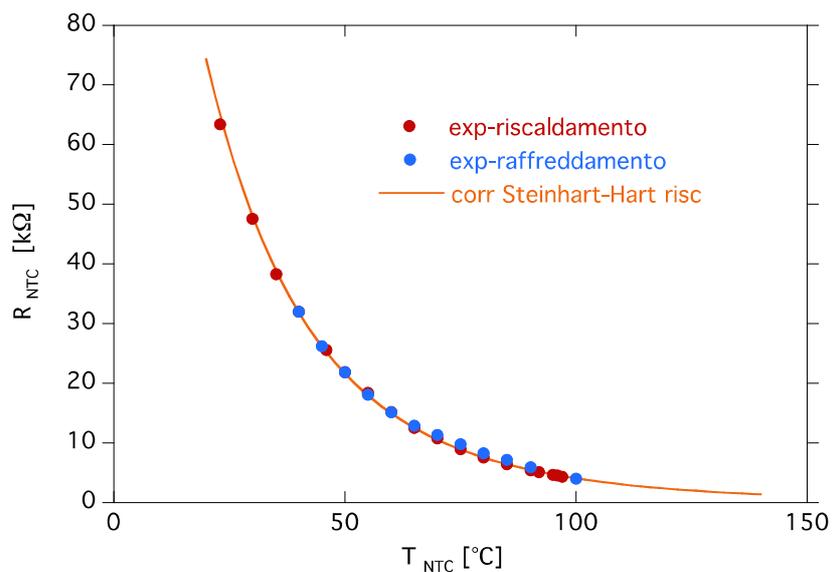


Figura 34. Caratteristica R-T sonda compressore.

Una volta caratterizzato il termistore, si è esaminato il circuito in cui esso è inserito. Esiste una certa varietà di circuiti di strumentazione e di telemetria in cui un termistore può essere utilizzato per le misure di temperatura. Nella maggior parte dei casi, un criterio importante è che il circuito fornisca un'uscita (corrente o tensione) lineare con la temperatura. L'acquisizione, in parallelo alla scheda elettronica, dei segnali di tensione ai capi del termistore in funzione della sua temperatura ha fornito una caratteristica tensione-temperatura di tipo lineare (Figura 35). Il segnale di tensione è stato acquisito inviandolo direttamente alla scheda acquisizione dati mentre il valore di temperatura è stato ottenuto inserendo una termocoppia nell'alloggiamento della sonda, in stretto contatto con la medesima. La funzione caratteristica è stata impiegata per settare opportunamente le regolazioni della sonda e quindi del compressore [11].

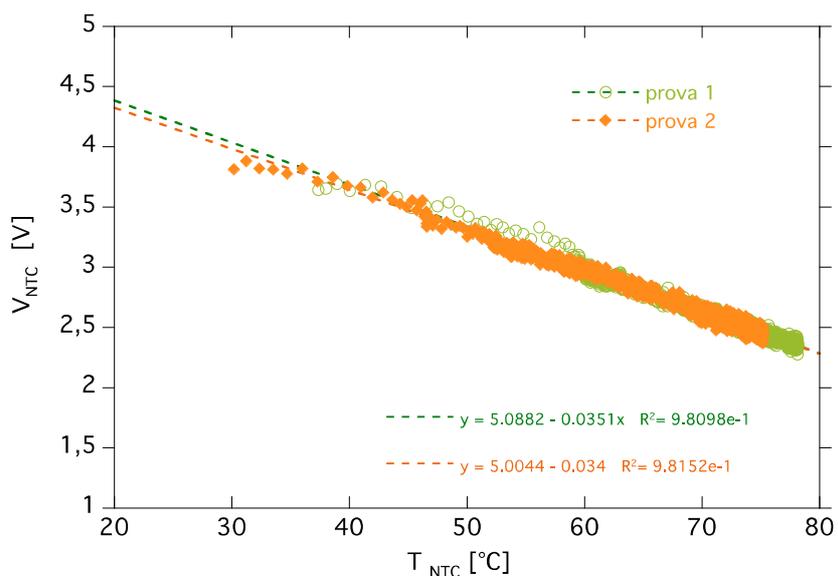


Figura 35. Caratteristica V-T sonda compressore.

A tal fine, tra il termistore e la scheda elettronica della pompa di calore, è stato inserito un potenziometro logaritmico da 10 kΩ che funge da partitore di tensione resistivo variabile (Figura 36). Il dispositivo è equivalente a una coppia di resistenze in serie il cui totale è costante, ma singolarmente variabili in base

allo spostamento del cursore: è così possibile variare, entro un determinato intervallo, la tensione acquisita dalla scheda elettronica che quindi “interpreterà” tale valore come una temperatura uscita compressore diversa da quella reale.



Figura 36. Potenziometro logaritmico.

Se la tensione letta dalla centralina diminuisce, minore sarà il valore di temperatura associato e la logica di controllo della macchina non procederà alla parzializzazione del compressore, evitando così la stabilizzazione della pressione e della temperatura a livelli non confacenti alla nostra applicazione.

In questo modo si ottengono regolazioni migliori sulla temperatura sia per ciò che concerne i valori massimi raggiungibili che le sue variazioni nel tempo (meno oscillazioni) [11].

La logica di controllo sopra descritta si è rivelata molto efficace soprattutto per l'immediatezza della sua applicazione sperimentale, ma è evidente che la logica di controllo definitiva dovrà essere gestita in maniera automatica tramite schede elettroniche opportunamente programmate come è stato fatto per la gestione dell'organo di laminazione che in questo caso specifico non è stato utilizzato .

2.3.3 Modalità esecuzione delle prove sperimentali

La modalità d'esecuzione delle prove ha previsto, dopo il transitorio iniziale, il raggiungimento e il mantenimento di condizioni stazionarie di funzionamento della pompa di calore.

Per il mantenimento delle condizioni di temperatura desiderate nell'ambiente circostante la pompa di calore, è stato realizzato un box per il contenimento della macchina. Il valore di ciascuna grandezza acquisita è stato riportato in prossimità del rispettivo punto di misurazione sullo schema della macchina. I principali valori di temperatura, di pressione, le portate e l'assorbimento elettrico registrati durante l'esecuzione di tutte le prove sono riportati nelle tabelle 10, 11, 12 e 13. La posizione dei sensori inclusi in tabella può essere rintracciata in figura 20.

Inoltre nelle tabelle 10 viene riportata anche la modalità di funzionamento della macchina con le seguenti sigle:

- PDC Std NO VT= pompa di calore in modalità standard senza valvole termostatiche;
- PDC NO STD VTC.= pompa di calore in modalità non standard con valvole termostatiche classiche.

Le prove con valvole termostatiche elettroniche modulanti sono state effettuate con macchina in configurazione di funzionamento non standard.

La tabella 10 riporta anche i valori del COP (Coefficient Of Performance) della macchina, calcolato con la relazione seguente:

$$\text{COP} = [G_{\text{CO}_2} (h_{\text{inGC}} - h_{\text{outGC}})] / W_{\text{el}} \quad (1)$$

nella quale h_{inGC} e h_{outGC} sono le entalpie della CO_2 rispettivamente all'ingresso e all'uscita del gas cooler, G_{CO_2} la portata di anidride carbonica e W_{el} l'assorbimento elettrico.

La potenza termica scambiata al gas cooler tra il refrigerante e l'acqua è calcolata nel modo seguente:

$$Q_{\text{gc}} = [G_{\text{CO}_2} (h_{\text{inGC}} - h_{\text{outGC}})].$$

L'efficienza (*effectiveness*, ϵ) di uno scambiatore di calore indica la potenza scambiata in uno scambiatore rispetto alla massima possibile. Quest'ultima, in accordo con il II principio della termodinamica, è ottenuta quando la temperatura di uscita del fluido con la capacità termica oraria minore C ($C = mc_p$) raggiunge quella d'ingresso dell'altro fluido, eventualità che si verifica solo con uno scambiatore in controcorrente di dimensioni (praticamente) infinite; nelle nostre condizioni di prova, il fluido con capacità termica minore è sempre l'anidride carbonica e il calcolo dell'efficienza si riduce alla

$$E_{\text{gc}} = (T_{\text{isc}_w} - T_{\text{usc}_w}) / (T_{\text{isc}_w} - T_{\text{iw}}).$$

L'efficienza del processo di scambio termico tra refrigerante ed acqua è direttamente relazionabile con la differenza di temperatura dei due fluidi sul lato freddo del gas cooler cioè tra la temperatura dell'anidride carbonica in uscita dallo scambiatore e la temperatura dell'acqua da riscaldare.

$$\Delta T_{\text{cool gc}} = (T_{\text{usc}_w} - T_{\text{iw}}).$$

Tabella 10. Principali valori delle grandezze acquisite nei test eseguiti.

MODALITA' FUNZIONAMENTO	N° TEST	TEMPERATURE				PORTATA D'ACQUA	POTENZA ELETTRICA	PRESSIONI		PORTATA CO2	Coefficient Of Performance	Potenza termica	Efficienza Gas Cooler	ΔTcool gc
		TiSC_W	TuEEV	TiW	Toutdoor	G _{H2O}	Whp	p1	p14	G _{CO2}	COP_HP	Qgc	ε _{gc}	ΔTcool gc
		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kg/h]	[kW]	[bar]	[bar]	[kg/h]	[-]	[kW]	[-]	[°C]
PDC Std NO VT.	1	71.16	-1.95	26.84	1.40	167.53	1.19	80.20	30.80	69.89	1.74	2.76	0.92	3.75
PDC Std NO VT.	2	70.24	9.63	32.16	17.44	259.74	1.10	85.85	42.21	90.35	2.30	2.84	1.00	0.08
PDC Std NO VT.	3	77.38	-4.60	31.55	-2.40	278.90	1.61	85.11	27.75	77.45	2.09	3.14	0.97	1.31
PDC Std NO VT.	4	70.98	13.57	33.97	19.47	322.42	1.20	89.69	46.05	105.04	2.34	3.18	1.02	0.00
PDC Std NO VT.	5	72.25	2.24	24.79	7.77	182.79	1.00	79.61	34.95	68.36	3.44	3.27	0.89	5.05
PDC Std NO VT.	6	73.00	2.50	25.15	10.17	188.68	1.12	81.08	34.88	72.95	3.14	3.46	0.90	4.64
PDC Std NO VT.	7	72.97	4.18	26.44	10.48	203.81	1.04	82.17	36.61	73.10	3.51	3.48	0.91	4.02
PDC Std NO VT.	8	73.28	3.60	26.73	7.77	223.37	1.16	81.67	35.85	78.82	2.11	3.51	0.92	3.91
PDC Std NO VT.	9	73.39	10.63	31.20	18.83	305.85	1.23	87.55	42.68	98.19	2.46	3.73	0.97	1.16
PDC Std NO VT.	10	73.56	5.75	28.60	9.77	121.66	1.22	86.13	37.99	85.92	2.19	3.02	0.91	4.07
PDC Std NO VT.	11	71.83	2.13	26.65	6.44	112.16	1.37	85.61	34.02	86.62	1.93	3.08	0.88	5.57
PDC Std NO VT.	12	71.99	4.84	25.67	11.02	112.74	1.29	85.51	36.85	88.82	2.05	3.22	0.87	6.12
PDC Std NO VT.	13	71.05	10.02	27.91	15.16	132.96	1.27	87.86	42.10	100.75	2.23	3.38	0.91	3.97
PDC Std NO VT.	14	71.86	5.27	21.08	9.36	104.31	1.29	84.08	37.29	91.12	1.96	3.54	0.82	9.26
PDC Std NO VT.	15	71.17	5.65	25.61	7.49	62.62	1.35	89.93	37.59	93.35	1.78	2.58	0.81	8.82
PDC Std NO VT.	16	73.39	7.90	29.16	13.02	79.86	1.43	92.44	39.72	100.31	1.89	2.88	0.86	6.22
PDC Std NO VT.	17	72.46	8.84	26.70	12.38	79.04	1.38	90.93	40.83	102.10	1.98	2.99	0.85	7.06
PDC Std NO VT.	18	74.85	8.71	25.92	13.88	87.50	1.47	91.78	40.47	103.76	2.11	3.40	0.84	7.94
PDC NO STD VTC.	19	90.93	-1.78	23.44	7.36	312.96	1.32	93.70	30.55	61.35	3.12	3.85	1.01	0.00
PDC NO STD VTC.	20	94.59	-0.47	28.37	7.34	316.82	1.36	95.69	31.80	63.83	3.03	3.80	1.01	0.00
PDC NO STD VTC.	21	98.86	-0.47	29.17	7.07	317.98	1.61	97.77	31.33	73.12	2.95	4.41	1.01	0.00
PDC NO STD VTC.	22	99.72	1.89	36.98	7.36	294.78	1.67	101.79	33.66	78.39	2.62	3.97	1.01	0.00
PDC NO STD VTC.	23	99.06	-0.53	31.52	7.18	208.52	1.74	98.84	31.08	78.24	2.80	4.57	1.01	0.00
PDC NO STD VTC.	24	95.23	0.60	30.13	7.14	189.01	1.61	96.38	32.35	77.50	3.00	4.51	1.00	0.00

Tabella 10. Principali valori delle grandezze acquisite nei test eseguiti.

MODALITA' FUNZIONAMENTO	N° TEST	TEMPERATURE				PORTATA D'ACQUA	POTENZA ELETTRICA	PRESSIONI		PORTATA CO2	Coefficient Of Performance	Potenza termica	Efficienza Gas Cooler	ΔT_{cool} gc
		TiSC_W	TuEEV	TiW	Toutdoor	G _{H2O}	Whp	p1	p14	G _{CO2}	COP_HP	Qgc	ϵ_{gc}	ΔT_{cool} gc
PDC NO STD VTC.	25	94.58	1.61	27.91	7.11	117.22	1.60	97.97	33.52	78.97	2.96	4.45	0.94	3.72
PDC NO STD VTC.	26	93.59	0.65	22.27	7.04	100.38	1.56	96.21	32.60	76.14	3.13	4.51	0.93	4.80
PDC NO STD VTC.	27	96.80	-1.50	22.12	7.07	150.46	1.65	95.55	30.24	74.37	3.18	4.92	1.00	0.00
PDC NO STD VTC.	28	99.06	1.11	33.86	7.09	200.26	1.68	100.43	32.84	78.08	2.77	4.37	1.00	0.00
PDC NO STD VTC.	29	85.98	-1.44	22.74	7.04	249.76	1.23	89.91	30.99	61.28	3.30	3.83	1.00	0.00
PDC NO STD VTC.	30	98.75	-0.19	31.08	7.16	300.39	1.64	98.20	31.55	74.74	2.87	4.38	1.01	0.00
PDC NO STD VTC.	31	82.32	3.25	28.94	7.68	151.95	1.39	89.10	35.25	83.08	2.84	3.80	0.91	4.80
PDC NO STD VTC.	32	87.06	2.75	32.69	7.43	180.99	1.46	92.50	34.75	81.27	2.76	3.82	0.96	2.39
PDC NO STD VTC.	33	99.62	0.62	32.09	7.04	197.91	1.65	100.24	32.45	75.55	2.84	4.34	1.01	0.00
PDC NO STD VTC.	34	98.49	6.99	44.85	13.68	310.12	1.62	106.93	39.05	85.08	2.21	3.35	1.01	0.00
PDC NO STD VTC.	35	89.52	3.45	32.16	7.46	118.40	1.53	96.06	35.45	83.55	2.56	3.76	0.91	4.96
PDC NO STD VTC.	36	81.24	4.32	29.44	7.21	89.68	1.45	92.81	36.32	87.82	2.21	3.25	0.87	6.99
PDC NO STD VTC.	37	82.17	4.43	30.42	7.26	81.63	1.28	92.26	36.88	77.75	2.29	2.88	0.87	6.52
PDC NO STD VTC.	38	97.38	5.86	32.31	11.69	78.25	1.66	105.31	37.91	86.81	2.42	3.83	0.86	8.84

Tabella 11. Principali valori delle grandezze acquisite nei test eseguiti con valvole termostatiche elettroniche modulanti (Prova a TuW=40°C).

TuW=40°C (Stanza Unica)	TEMPERATURE					PORTATA D'ACQUA	POTENZA ELETTRICA	PRESSIONI		PORTATA CO ₂	TEMPERATURE			Coefficient Of Performance	Potenza termica	Efficienza Gas Cooler	ΔT cool gc
Tempo	TiSC_W	TuEEV	TiW	TuW	Toutdoor	GH2O	Whp	p1	p14	GCO2	Troom 1	Troom 2	Troom 3	COP_HP	Qgc	ε _{gc}	ΔT cool gc
[s]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kg/h]	[kW]	[bar]	[bar]	[kg/h]	[°C]	[°C]	[°C]	[-]	[kW]	[-]	[°C]
0.00	70.07	4.93	33.87	40.94	7.90	281.88	1.15	85.15	37.26	82.12	22.88	23.49	23.51	1.93	2.32	1.02	0.00
0.01	70.16	4.81	33.92	40.97	7.80	281.99	1.15	85.22	37.14	81.91	23.05	23.58	23.54	1.93	2.31	1.02	0.00
...
1151.04	74.09	5.10	34.16	42.50	7.47	282.35	1.32	87.21	37.08	89.12	22.80	23.40	23.46	1.97	2.74	1.01	0.00
1151.54	74.09	5.10	34.16	42.50	7.42	281.53	1.32	87.10	37.06	89.08	22.81	23.37	23.45	1.97	2.73	1.01	0.00
1152.04	74.08	5.10	34.15	42.50	7.35	281.08	1.31	87.16	37.07	89.06	22.83	23.33	23.46	1.97	2.73	1.01	0.00
1152.54	74.07	5.10	34.15	42.50	7.33	280.78	1.32	87.15	37.06	89.04	22.84	23.32	23.46	1.97	2.72	1.01	0.00
1153.04	74.06	5.11	34.15	42.48	7.23	280.63	1.31	87.23	37.07	89.06	22.85	23.29	23.45	1.97	2.72	1.01	0.00
1153.54	74.06	5.11	34.15	42.49	7.20	280.47	1.31	87.02	37.05	89.05	22.85	23.29	23.45	1.97	2.72	1.01	0.00
1154.04	74.05	5.09	34.13	42.52	7.12	280.48	1.31	87.15	37.07	89.02	22.85	23.28	23.44	1.97	2.73	1.01	0.00
1154.54	74.05	5.09	34.13	42.53	7.17	280.43	1.32	87.13	37.06	89.03	22.84	23.28	23.44	1.98	2.74	1.01	0.00
1155.04	74.02	5.10	34.12	42.54	7.21	280.27	1.32	87.20	37.07	89.06	22.83	23.27	23.44	1.97	2.74	1.01	0.00
1155.54	74.02	5.10	34.14	42.54	7.11	280.29	1.31	87.12	37.06	89.09	22.83	23.29	23.44	1.96	2.74	1.01	0.00
1156.04	74.03	5.10	34.15	42.54	7.08	280.33	1.32	87.20	37.06	89.09	22.83	23.29	23.44	1.97	2.74	1.01	0.00
1156.54	74.03	5.10	34.13	42.55	6.96	279.72	1.32	87.13	37.05	89.09	22.80	23.27	23.45	1.97	2.74	1.01	0.00
1157.04	73.99	5.09	34.13	42.55	6.98	275.15	1.32	87.22	37.04	89.12	22.81	23.27	23.45	1.97	2.69	1.01	0.00
1157.54	73.99	5.09	34.13	42.54	7.01	270.13	1.31	87.11	37.03	89.15	22.83	23.26	23.45	1.97	2.64	1.01	0.00
1158.04	74.00	5.09	34.13	42.54	7.20	266.88	1.32	87.19	37.03	89.15	22.86	23.26	23.46	1.96	2.61	1.01	0.00
1158.54	74.00	5.09	34.13	42.55	7.37	265.05	1.32	87.26	37.02	89.13	22.88	23.26	23.46	1.98	2.59	1.01	0.00
1159.04	73.98	5.08	34.13	42.58	7.34	263.94	1.32	87.21	37.01	89.13	22.90	23.27	23.45	1.98	2.59	1.01	0.00
1159.54	73.98	5.08	34.13	42.59	7.33	263.29	1.32	87.26	37.01	89.16	22.90	23.27	23.45	1.96	2.59	1.01	0.00
1160.04	73.98	5.08	34.14	42.65	7.56	262.77	1.32	87.20	37.00	89.17	22.92	23.28	23.41	1.97	2.60	1.01	0.00
1160.54	73.98	5.08	34.13	42.66	7.54	262.46	1.32	87.32	37.00	89.19	22.92	23.28	23.41	1.97	2.60	1.01	0.00

Tabella 11. Principali valori delle grandezze acquisite nei test eseguiti con valvole termostatiche elettroniche modulanti (Prova a TuW=40°C).

TuW=40°C (Stanza Unica)	TEMPERATURE					PORTATA D'ACQUA GH2O	POTENZA ELETTRICA Whp	PRESSIONI		PORTATA CO ₂ GCO2	TEMPERATURE			Coefficient Of Performance COP_HP	Potenza termica Qgc	Efficienza Gas Cooler ε _{gc}	ΔT cool gc
	TiSC_W	TuEEV	TiW	TuW	Toutdoor			p1	p14		Troom 1	Troom 2	Troom 3				
1161.04	73.98	5.08	34.12	42.70	7.48	262.21	1.32	87.28	36.98	89.22	22.93	23.27	23.41	1.98	2.62	1.01	0.00
1161.54	73.98	5.08	34.12	42.72	7.59	262.27	1.32	87.31	36.99	89.25	22.94	23.28	23.40	1.97	2.62	1.01	0.00
1162.04	73.98	5.07	34.12	42.74	7.71	262.29	1.32	87.25	36.99	89.26	22.94	23.29	23.39	1.98	2.63	1.01	0.00
1162.54	73.98	5.07	34.13	42.78	7.65	262.27	1.32	87.34	37.00	89.31	22.94	23.28	23.38	1.97	2.64	1.01	0.00
1163.04	73.98	5.07	34.13	42.79	7.63	262.25	1.32	87.28	37.00	89.36	22.94	23.28	23.38	1.98	2.64	1.01	0.00
1163.54	73.99	5.07	34.14	42.85	7.40	262.13	1.31	87.23	37.01	89.38	22.92	23.26	23.38	1.98	2.65	1.01	0.00
1164.04	74.01	5.07	34.14	42.86	7.39	262.08	1.32	87.25	37.01	89.34	22.92	23.26	23.37	1.99	2.66	1.01	0.00
1164.54	74.00	5.07	34.16	42.89	7.37	262.14	1.31	87.26	37.03	89.33	22.92	23.27	23.37	2.00	2.66	1.01	0.00
...
1216.04	73.61	4.95	32.84	42.69	7.17	262.12	1.30	86.31	36.90	88.96	22.80	23.26	23.36	2.00	3.00	1.00	0.05
1216.54	73.60	4.94	32.84	42.67	7.26	262.04	1.30	86.30	36.91	88.97	22.75	23.27	23.37	2.01	3.00	1.00	0.05
1217.04	73.58	4.94	32.83	42.66	7.19	262.01	1.30	86.32	36.89	88.97	22.79	23.30	23.38	2.01	3.00	1.00	0.05
1217.54	73.56	4.95	32.82	42.66	7.17	259.44	1.30	86.39	36.90	88.96	22.81	23.31	23.38	2.01	2.97	1.00	0.05
1218.04	73.55	4.94	32.83	42.64	7.08	224.95	1.30	86.34	36.89	89.00	22.82	23.32	23.39	2.01	2.57	1.00	0.04
1218.54	73.53	4.94	32.82	42.63	7.04	187.66	1.31	86.45	36.89	88.96	22.83	23.32	23.39	2.01	2.14	1.00	0.04
1219.04	73.53	4.94	32.80	42.61	6.92	164.32	1.31	86.45	36.89	88.97	22.88	23.31	23.38	2.01	1.87	1.00	0.06
1219.54	73.54	4.94	32.78	42.58	6.91	150.30	1.30	86.50	36.89	89.02	22.88	23.31	23.38	2.01	1.71	1.00	0.08
1220.04	73.53	4.94	32.76	42.54	6.90	141.87	1.31	86.54	36.90	89.03	22.88	23.30	23.37	2.03	1.61	1.00	0.12
1220.54	73.53	4.93	32.76	42.61	6.91	136.56	1.31	86.55	36.89	89.01	22.91	23.32	23.38	2.04	1.56	1.00	0.15
1221.04	73.53	4.94	32.76	42.63	6.91	133.47	1.31	86.62	36.90	88.99	22.92	23.33	23.38	2.05	1.53	1.00	0.16
1221.54	73.54	4.95	32.75	42.88	6.85	131.70	1.31	86.63	36.88	89.02	22.95	23.34	23.40	2.05	1.55	1.00	0.19
1222.04	73.53	4.95	32.74	42.97	6.84	130.56	1.31	86.70	36.90	89.04	22.95	23.34	23.40	2.05	1.55	0.99	0.20
1222.54	73.53	4.95	32.73	43.30	6.83	129.98	1.31	86.64	36.88	89.01	22.92	23.34	23.40	2.05	1.60	0.99	0.24
1223.04	73.53	4.95	32.73	43.50	6.86	129.48	1.31	86.68	36.89	89.05	22.92	23.34	23.40	2.05	1.62	0.99	0.27
1223.54	73.54	4.95	32.73	43.75	6.91	129.17	1.31	86.72	36.88	89.02	22.92	23.35	23.41	2.06	1.66	0.99	0.29
1224.04	73.54	4.94	32.73	44.07	6.91	129.13	1.31	86.78	36.89	89.02	22.91	23.33	23.42	2.06	1.70	0.99	0.31

Tabella 11. Principali valori delle grandezze acquisite nei test eseguiti con valvole termostatiche elettroniche modulanti (Prova a TuW=40°C).

TuW=40°C (Stanza Unica)	TEMPERATURE					PORTATA D'ACQUA GH2O	POTENZA ELETTRICA Whp	PRESSIONI		PORTATA CO ₂ GCO2	TEMPERATURE			Coefficient Of Performance COP_HP	Potenza termica Qgc	Efficienza Gas Cooler ε _{gc}	ΔT cool gc
	Tempo	TISC_W	TuEEV	TiW	TuW			Toutdoor	p1		p14	Troom 1	Troom 2				
1224.54	73.53	4.94	32.73	44.22	6.91	129.10	1.31	86.72	36.87	89.04	22.90	23.32	23.43	2.05	1.72	0.99	0.32
1225.04	73.54	4.93	32.72	44.61	6.89	128.94	1.31	86.76	36.90	89.04	22.90	23.31	23.41	2.04	1.78	0.99	0.35
1225.54	73.54	4.93	32.72	44.71	6.92	128.87	1.31	86.74	36.88	89.02	22.91	23.31	23.42	2.04	1.80	0.99	0.36
1226.04	73.54	4.93	32.73	45.09	7.10	128.96	1.31	86.85	36.89	88.99	22.94	23.32	23.43	2.04	1.85	0.99	0.36
1226.54	73.54	4.93	32.73	45.23	7.06	128.87	1.31	86.79	36.88	88.96	22.95	23.32	23.43	2.04	1.87	0.99	0.37
...
1389.54	73.66	5.31	32.82	51.22	7.43	125.82	1.34	88.85	37.26	90.60	23.00	23.42	23.38	1.91	2.69	0.96	1.55
1390.04	73.67	5.31	32.82	51.23	7.40	125.85	1.34	88.77	37.25	90.59	23.00	23.42	23.38	1.91	2.69	0.96	1.55
1390.54	73.67	5.31	32.82	51.24	7.37	124.99	1.34	88.83	37.27	90.60	23.00	23.43	23.40	1.90	2.68	0.96	1.55
1391.04	73.68	5.31	32.83	51.24	7.38	122.05	1.34	88.79	37.25	90.60	22.96	23.43	23.41	1.91	2.61	0.96	1.54
1391.54	73.69	5.32	32.83	51.24	7.38	119.87	1.34	88.81	37.26	90.60	22.94	23.44	23.41	1.91	2.57	0.96	1.55
1392.04	73.69	5.32	32.83	51.23	7.51	118.55	1.35	88.82	37.23	90.60	22.91	23.43	23.44	1.91	2.54	0.96	1.55
1392.54	73.69	5.32	32.83	51.23	7.51	117.80	1.34	88.90	37.24	90.63	22.91	23.43	23.44	1.91	2.52	0.96	1.56
1393.04	73.70	5.32	32.82	51.23	7.42	117.36	1.34	88.79	37.22	90.65	22.92	23.45	23.45	1.91	2.51	0.96	1.57
1393.54	73.71	5.31	32.81	51.23	7.35	117.08	1.34	88.84	37.23	90.64	22.91	23.45	23.45	1.92	2.51	0.96	1.58
1394.04	73.71	5.31	32.81	51.24	7.22	116.95	1.34	88.78	37.22	90.62	22.90	23.45	23.46	1.92	2.51	0.96	1.59
1394.54	73.72	5.30	32.82	51.27	7.16	116.90	1.35	88.85	37.23	90.57	22.89	23.46	23.45	1.92	2.51	0.96	1.59
...
1631.05	73.03	5.01	33.14	52.10	7.90	113.18	1.36	89.29	37.04	90.47	22.87	23.24	23.26	1.85	2.50	0.96	1.52
1631.55	73.02	5.03	33.14	52.09	8.11	111.27	1.36	89.29	37.06	90.54	22.83	23.25	23.26	1.85	2.45	0.96	1.54
1632.05	73.01	5.04	33.14	52.09	8.34	110.11	1.35	89.29	37.06	90.53	22.74	23.27	23.28	1.85	2.43	0.96	1.54
1632.55	73.00	5.06	33.14	52.09	8.32	109.36	1.36	89.32	37.06	90.55	22.74	23.27	23.28	1.86	2.41	0.96	1.57
1633.05	72.99	5.08	33.13	52.09	8.20	109.00	1.36	89.48	37.06	90.61	22.73	23.28	23.29	1.88	2.40	0.96	1.60
1633.55	72.99	5.09	33.13	52.09	8.21	108.85	1.36	89.47	37.07	90.65	22.74	23.29	23.29	1.88	2.40	0.96	1.63
1634.05	72.99	5.09	33.12	52.10	8.22	108.70	1.36	89.50	37.05	90.69	22.77	23.31	23.30	1.88	2.40	0.96	1.65
...

Tabella 11. Principali valori delle grandezze acquisite nei test eseguiti con valvole termostatiche elettroniche modulanti (Prova a TuW=40°C).

TuW=40°C (Stanza Unica)	TEMPERATURE					PORTATA D'ACQUA GH2O	POTENZA ELETTRICA Whp	PRESSIONI		PORTATA CO ₂ GCO2	TEMPERATURE			Coefficient Of Performance COP_HP	Potenza termica Qgc	Efficienza Gas Cooler ε _{gc}	ΔT cool gc
	TiSC_W	TuEEV	TiW	TuW	Toutdoor			p1	p14		Troom 1	Troom 2	Troom 3				
1689.05	73.58	6.03	33.26	53.76	7.94	108.34	1.36	90.20	37.92	91.72	22.98	23.37	23.52	1.88	2.58	0.95	2.05
1689.55	73.58	6.02	33.26	53.76	7.89	104.34	1.36	90.30	37.91	91.72	22.97	23.36	23.52	1.88	2.49	0.95	2.05
1690.05	73.60	6.00	33.25	53.76	7.84	91.09	1.36	90.23	37.89	91.71	22.99	23.37	23.49	1.88	2.17	0.95	2.07
1690.55	73.60	6.00	33.25	53.76	7.83	82.09	1.36	90.32	37.89	91.72	23.00	23.37	23.49	1.87	1.96	0.95	2.07
1691.05	73.62	5.96	33.25	53.76	7.78	76.71	1.36	90.24	37.86	91.72	23.03	23.39	23.49	1.87	1.83	0.95	2.07
1691.55	73.62	5.96	33.25	53.75	7.81	73.49	1.36	90.36	37.84	91.68	23.04	23.39	23.49	1.87	1.75	0.95	2.08
1692.05	73.66	5.94	33.24	53.73	7.85	71.56	1.36	90.34	37.81	91.69	23.05	23.39	23.48	1.88	1.71	0.95	2.12
1692.55	73.66	5.94	33.23	53.72	7.83	70.37	1.37	90.43	37.80	91.70	23.04	23.40	23.48	1.87	1.68	0.95	2.13
1693.05	73.68	5.91	33.22	53.72	7.81	69.69	1.36	90.37	37.79	91.71	23.03	23.40	23.49	1.88	1.66	0.95	2.19
...
1941.06	73.59	5.63	34.20	62.74	7.50	45.90	1.44	93.63	37.38	93.51	22.66	23.31	23.44	1.47	1.52	0.89	4.45
1941.56	73.61	5.64	34.19	62.84	7.52	45.99	1.44	93.67	37.39	93.54	22.65	23.31	23.44	1.46	1.53	0.89	4.47

Tabella 12. Principali valori delle grandezze acquisite nei test eseguiti con valvole termostatiche elettroniche modulanti (Prova a TuW=50°C).

TuW=50°C (3 stanze)	TEMPERATURE					PORTATA D'ACQUA	POTENZA ELETTRICA	PRESSIONI		PORTATA CO ₂	TEMPERATURE			Coefficient Of Performance	Potenza termica	Efficienza Gas Cooler	ΔT cool gc
	Tempo	TiSC_W	TuEEV	TiW	TuW			Toutdoor	GH2O		Whp	p1	p14				
[s]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kg/h]	[kW]	[bar]	[bar]	[kg/h]	[°C]	[°C]	[°C]	[-]	[kW]	[-]	[°C]
0.00	84.65	2.35	32.37	49.27	6.88	185.81	1.42	91.00	34.36	80.31	22.87	23.29	23.25	2.70	3.65	0.95	2.50
0.01	84.99	2.47	32.38	49.47	7.80	185.87	1.43	91.34	34.40	80.09	22.72	23.25	23.19	2.71	3.69	0.95	2.46
...
823.10	86.40	2.44	32.32	49.70	7.04	185.30	1.43	91.11	34.36	80.48	22.88	23.34	23.38	2.74	3.74	0.95	2.52
823.60	86.40	2.44	32.33	49.70	6.90	184.22	1.43	91.13	34.37	80.50	22.88	23.35	23.40	2.75	3.72	0.95	2.51
824.10	86.40	2.44	32.33	49.70	6.81	183.49	1.43	91.18	34.37	80.48	22.87	23.35	23.42	2.75	3.71	0.95	2.51
824.60	86.41	2.44	32.33	49.71	6.79	183.21	1.43	91.13	34.36	80.47	22.88	23.34	23.43	2.75	3.70	0.95	2.51
825.10	86.40	2.44	32.33	49.71	6.83	183.06	1.43	91.09	34.35	80.46	22.89	23.34	23.43	2.75	3.70	0.95	2.50
825.60	86.39	2.44	32.34	49.73	7.31	182.94	1.43	91.09	34.35	80.44	22.89	23.33	23.42	2.75	3.70	0.95	2.50
826.10	86.39	2.43	32.34	49.74	7.14	182.88	1.43	91.13	34.35	80.43	22.89	23.33	23.42	2.75	3.70	0.95	2.51
...
1692.12	82.84	4.24	34.67	49.96	6.91	183.83	1.43	91.43	36.16	85.83	22.91	23.37	23.47	2.31	3.27	0.97	1.39
1692.62	82.85	4.24	34.67	49.96	6.86	183.85	1.43	91.45	36.16	85.79	22.90	23.38	23.47	2.31	3.27	0.97	1.39
1693.12	82.85	4.25	34.68	49.97	7.56	183.27	1.43	91.44	36.16	85.74	22.87	23.38	23.49	2.31	3.26	0.97	1.38
1693.62	82.85	4.25	34.68	49.97	7.63	180.13	1.43	91.45	36.16	85.74	22.89	23.38	23.49	2.31	3.20	0.97	1.39
1694.12	82.85	4.25	34.69	49.96	7.77	176.79	1.43	91.47	36.17	85.72	22.97	23.38	23.50	2.31	3.14	0.97	1.39
1694.62	82.86	4.25	34.68	49.96	7.61	175.01	1.43	91.51	36.17	85.74	22.99	23.38	23.50	2.31	3.11	0.97	1.39
1695.12	82.87	4.25	34.68	49.95	7.40	174.07	1.43	91.49	36.16	85.69	23.01	23.39	23.51	2.30	3.09	0.97	1.40
1695.62	82.87	4.25	34.68	49.95	7.61	173.35	1.43	91.56	36.17	85.72	22.99	23.38	23.51	2.30	3.08	0.97	1.39
1696.12	82.87	4.25	34.68	49.95	7.72	172.88	1.43	91.57	36.16	85.78	22.99	23.38	23.51	2.30	3.07	0.97	1.39
...
2255.14	75.18	5.55	38.60	50.22	7.42	173.91	1.44	91.71	37.17	95.00	22.83	23.20	23.30	1.60	2.35	1.03	0.00

Tabella 12. Principali valori delle grandezze acquisite nei test eseguiti con valvole termostatiche elettroniche modulanti (Prova a TuW=50°C).

TuW=50°C (3 stanze)	TEMPERATURE					PORTATA D'ACQUA	POTENZA ELETTRICA	PRESSIONI		PORTATA CO ₂	TEMPERATURE			Coefficient Of Performance	Potenza termica	Efficienza Gas Cooler	ΔT cool gc
	Tempo	TISC_W	TuEEV	TiW	TuW			Toutdoor	GH2O		Whp	p1	p14				
2255.64	75.16	5.55	38.61	50.21	7.39	173.67	1.44	91.75	37.17	94.96	22.82	23.19	23.32	1.60	2.34	1.03	0.00
2256.14	75.15	5.55	38.61	50.20	7.39	173.49	1.44	91.75	37.16	94.95	22.82	23.19	23.33	1.59	2.34	1.03	0.00
2256.64	75.13	5.55	38.59	50.19	7.39	172.53	1.44	91.77	37.17	94.97	22.78	23.19	23.32	1.59	2.33	1.03	0.00
2257.14	75.12	5.55	38.59	50.19	7.39	146.71	1.44	91.80	37.16	94.95	22.80	23.19	23.32	1.59	1.98	1.03	0.00
2257.64	75.10	5.55	38.59	50.20	7.40	112.55	1.45	91.85	37.14	94.96	22.87	23.19	23.31	1.59	1.52	1.03	0.00
2258.14	75.10	5.55	38.57	50.17	7.37	91.07	1.45	91.94	37.13	94.97	22.90	23.18	23.31	1.59	1.23	1.03	0.00
2258.64	75.07	5.56	38.55	50.14	7.35	78.12	1.45	92.05	37.15	94.98	22.92	23.18	23.31	1.58	1.05	1.03	0.00
2259.14	75.07	5.55	38.50	50.08	7.39	70.51	1.45	91.97	37.15	95.06	22.90	23.17	23.31	1.58	0.95	1.03	0.00
2259.64	75.06	5.54	38.49	50.07	7.40	65.87	1.45	92.00	37.14	95.01	22.90	23.17	23.31	1.59	0.89	1.03	0.00
2260.14	75.05	5.54	38.50	50.03	7.33	63.07	1.45	92.07	37.14	95.03	22.93	23.17	23.31	1.60	0.85	1.03	0.00
2260.64	75.05	5.54	38.50	50.03	7.33	61.45	1.45	92.10	37.15	95.04	22.94	23.17	23.31	1.60	0.82	1.03	0.00
2261.14	75.04	5.54	38.50	50.03	7.31	60.47	1.45	92.13	37.14	95.01	22.96	23.17	23.32	1.60	0.81	1.03	0.00
2261.64	75.04	5.54	38.49	50.08	7.34	59.93	1.45	92.08	37.14	95.00	22.95	23.18	23.31	1.60	0.81	1.03	0.00
2262.14	75.04	5.54	38.47	50.12	7.37	59.57	1.45	92.19	37.14	94.98	22.93	23.20	23.30	1.59	0.81	1.03	0.00
...
2314.14	75.01	5.72	38.21	62.29	7.50	59.62	1.48	93.99	37.33	95.72	22.71	23.12	23.46	1.44	1.67	0.98	0.89
2314.64	75.00	5.72	38.17	62.33	7.54	64.83	1.48	93.98	37.33	95.70	22.67	23.08	23.46	1.43	1.82	0.97	0.94
2315.14	74.99	5.72	38.18	62.35	7.51	95.94	1.48	93.96	37.34	95.75	22.68	23.09	23.46	1.43	2.70	0.97	0.95
2315.64	74.97	5.72	38.19	62.40	7.43	125.76	1.49	94.05	37.34	95.74	22.69	23.10	23.46	1.43	3.54	0.97	0.95
2316.14	74.96	5.72	38.23	62.52	7.34	145.27	1.48	93.96	37.33	95.81	22.73	23.08	23.45	1.43	4.10	0.97	0.92
2316.64	74.95	5.73	38.27	62.63	7.26	157.42	1.48	93.80	37.33	95.87	22.76	23.06	23.45	1.42	4.46	0.98	0.87
2317.14	74.95	5.74	38.31	62.70	7.20	164.45	1.48	93.88	37.33	95.92	22.79	23.04	23.44	1.42	4.66	0.98	0.83
2317.64	74.93	5.74	38.32	62.71	7.18	168.70	1.48	93.91	37.33	95.99	22.80	23.04	23.44	1.42	4.79	0.98	0.78
2318.14	74.91	5.73	38.36	62.39	7.25	171.42	1.48	93.77	37.34	96.06	22.82	23.00	23.45	1.42	4.79	0.98	0.72

Tabella 12. Principali valori delle grandezze acquisite nei test eseguiti con valvole termostatiche elettroniche modulanti (Prova a TuW=50°C).

TuW=50°C (3 stanze)	TEMPERATURE					PORTATA D'ACQUA	POTENZA ELETTRICA	PRESSIONI		PORTATA CO ₂	TEMPERATURE			Coefficient Of Performance	Potenza termica	Efficienza Gas Cooler	ΔT cool gc
	Tempo	TiSC_W	TuEEV	TiW	TuW			Toutdoor	GH2O		Whp	p1	p14				
2318.64	74.91	5.74	38.36	62.25	7.25	173.07	1.48	93.64	37.34	96.08	22.82	23.00	23.45	1.41	4.81	0.98	0.66
2319.14	74.90	5.74	38.38	61.83	7.24	173.88	1.48	93.64	37.35	96.13	22.85	22.99	23.45	1.42	4.74	0.98	0.61
2319.64	74.89	5.73	38.41	61.51	7.26	174.46	1.48	93.62	37.34	96.10	22.85	22.99	23.45	1.43	4.69	0.99	0.54
2320.14	74.88	5.73	38.43	61.18	7.29	174.84	1.48	93.59	37.34	96.12	22.85	22.99	23.45	1.43	4.63	0.99	0.49
2320.64	74.87	5.72	38.42	60.73	7.36	174.94	1.48	93.55	37.34	96.15	22.86	23.01	23.46	1.43	4.54	0.99	0.44
...
2352.64	74.88	5.50	38.54	52.32	7.15	174.04	1.45	92.30	37.15	95.04	23.18	23.29	23.38	1.53	2.79	1.02	0.00

Tabella 13. Principali valori delle grandezze acquisite nei test eseguiti con valvole termostatiche elettroniche modulanti (Prova a TuW=60°C).

TuW=60°C (3 stanze)	TEMPERATURE					PORTATA D'ACQUA	POTENZA ELETTRICA	PRESSIONI		PORTATA CO ₂	TEMPERATURE			Coefficient Of Performance	Potenza termica	Efficienza Gas Cooler	ΔT cool gc	
	Tempo	TiSC_W	TuEEV	TiW	TuW			Toutdoor	GH2O		Whp	p1	p14					GCO2
	[s]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kg/h]	[kW]	[bar]	[bar]	[kg/h]	[°C]	[°C]	[°C]	[-]	[kW]	[-]	[°C]
0.00	83.87	4.46	33.64	60.72	7.82	99.97	1.49	94.97	36.41	86.57	22.99	23.25	23.21	2.09	3.15	0.91	4.53	
0.01	83.78	4.44	33.60	60.72	6.84	99.98	1.49	95.07	36.46	87.17	22.88	23.24	23.37	2.09	3.15	0.91	4.55	
...
1103.89	81.79	5.04	34.08	59.36	7.33	99.01	1.40	93.29	37.09	86.38	22.92	23.31	23.35	2.06	2.91	0.93	3.54	
1104.39	81.79	5.04	34.08	59.36	7.30	99.03	1.40	93.33	37.09	86.34	22.93	23.31	23.35	2.06	2.91	0.93	3.54	
1104.89	81.79	5.04	34.08	59.34	7.19	99.01	1.40	93.33	37.10	86.36	22.95	23.31	23.33	2.06	2.91	0.93	3.54	
1105.39	81.80	5.04	34.08	59.34	7.19	98.99	1.40	93.41	37.10	86.31	22.97	23.32	23.34	2.05	2.91	0.93	3.53	
1105.89	81.80	5.04	34.09	59.34	7.18	98.99	1.40	93.35	37.12	86.39	22.99	23.33	23.36	2.05	2.91	0.93	3.52	
1106.39	81.80	5.04	34.09	59.31	7.14	98.98	1.40	93.37	37.12	86.38	22.99	23.33	23.38	2.05	2.90	0.93	3.51	
1106.89	81.80	5.05	34.10	59.29	7.11	99.02	1.40	93.45	37.13	86.40	22.99	23.33	23.39	2.06	2.90	0.93	3.51	
1107.39	81.80	5.05	34.07	59.29	7.18	99.00	1.40	93.41	37.14	86.44	22.99	23.34	23.40	2.06	2.90	0.93	3.54	
1107.89	81.80	5.05	34.06	59.30	7.20	98.98	1.39	93.34	37.15	86.46	23.00	23.34	23.40	2.05	2.90	0.93	3.55	
1108.39	81.79	5.05	34.09	59.31	7.29	98.98	1.39	93.32	37.17	86.45	23.03	23.36	23.40	2.05	2.90	0.93	3.52	
1108.89	81.80	5.05	34.08	59.31	7.28	98.94	1.40	93.33	37.17	86.43	23.03	23.36	23.39	2.07	2.90	0.93	3.53	
1109.39	81.81	5.06	34.07	59.30	7.26	98.98	1.39	93.31	37.18	86.46	23.03	23.36	23.38	2.07	2.90	0.93	3.56	
1109.89	81.80	5.06	34.07	59.31	7.15	98.69	1.40	93.30	37.17	86.43	23.05	23.36	23.38	2.06	2.90	0.93	3.54	
1110.39	81.80	5.06	34.08	59.32	7.05	97.12	1.40	93.33	37.16	86.41	23.07	23.37	23.38	2.06	2.85	0.93	3.53	
1110.89	81.80	5.07	34.07	59.33	7.28	95.90	1.39	93.32	37.17	86.41	23.08	23.35	23.39	2.05	2.82	0.93	3.53	
1111.39	81.79	5.07	34.07	59.33	7.34	95.77	1.39	93.31	37.16	86.39	23.08	23.35	23.39	2.05	2.81	0.93	3.54	
...
1254.40	81.66	4.84	35.38	60.03	6.88	95.54	1.41	93.95	36.91	86.32	22.89	23.25	23.37	1.95	2.74	0.94	2.88	
1254.90	81.66	4.83	35.39	60.03	6.87	95.57	1.41	93.95	36.90	86.34	22.90	23.26	23.37	1.96	2.74	0.94	2.88	

Tabella 13. Principali valori delle grandezze acquisite nei test eseguiti con valvole termostatiche elettroniche modulanti (Prova a TuW=60°C).

TuW=60°C (3 stanze)	TEMPERATURE					PORTATA D'ACQUA	POTENZA ELETTRICA	PRESSIONI		PORTATA CO ₂	TEMPERATURE			Coefficient Of Performance	Potenza termica	Efficienza Gas Cooler	ΔT cool gc
	Tempo	TiSC_W	TuEEV	TiW	TuW			Toutdoor	GH2O		Whp	p1	p14				
[s]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kg/h]	[kW]	[bar]	[bar]	[kg/h]	[°C]	[°C]	[°C]	[-]	[kW]	[-]	[°C]
1255.40	81.67	4.84	35.40	60.03	6.85	95.54	1.41	93.91	36.90	86.35	22.91	23.26	23.37	1.95	2.74	0.94	2.88
...
1665.91	81.32	4.96	36.08	60.55	6.96	95.49	1.42	94.72	37.03	86.97	22.81	23.36	23.39	1.92	2.72	0.94	2.80
1666.41	81.31	4.96	36.09	60.55	6.91	94.36	1.43	94.73	37.03	86.93	22.85	23.35	23.39	1.92	2.68	0.94	2.79
1666.91	81.31	4.97	36.09	60.55	6.89	76.51	1.42	94.67	37.03	86.91	22.87	23.34	23.39	1.91	2.18	0.94	2.79
1667.41	81.31	4.97	36.09	60.54	6.91	57.81	1.42	94.72	37.03	86.88	22.88	23.35	23.39	1.89	1.64	0.94	2.79
1667.91	81.32	4.97	36.07	60.52	6.93	47.13	1.42	94.84	37.04	86.85	22.88	23.35	23.39	1.90	1.34	0.94	2.81
1668.41	81.32	4.97	36.01	60.47	6.97	40.88	1.43	94.99	37.04	86.84	22.90	23.34	23.39	1.90	1.16	0.94	2.87
1668.91	81.33	4.98	35.99	60.43	6.95	37.39	1.43	95.06	37.05	86.85	22.90	23.34	23.39	1.91	1.06	0.94	2.93
1669.41	81.33	4.98	35.96	60.39	6.93	35.36	1.43	95.11	37.05	86.85	22.91	23.34	23.39	1.90	1.00	0.93	2.97
1669.91	81.34	4.99	35.95	60.37	6.93	34.13	1.43	95.27	37.04	86.88	22.93	23.34	23.38	1.92	0.97	0.93	3.08
1670.41	81.35	4.99	35.94	60.36	6.93	33.39	1.43	95.31	37.04	86.94	22.94	23.33	23.38	1.91	0.95	0.93	3.10
1670.91	81.35	5.00	35.93	60.31	6.85	32.98	1.43	95.36	37.04	86.98	22.94	23.33	23.38	1.91	0.94	0.93	3.22
1671.41	81.36	5.00	35.92	60.30	6.84	32.76	1.43	95.33	37.04	87.00	22.94	23.33	23.38	1.90	0.93	0.93	3.24
1671.91	81.37	5.00	35.89	60.29	6.81	32.61	1.43	95.29	37.04	87.02	22.93	23.32	23.38	1.91	0.93	0.93	3.37
1672.41	81.37	5.00	35.90	60.30	6.86	32.55	1.43	95.26	37.04	86.96	22.94	23.33	23.39	1.90	0.92	0.93	3.37
1672.91	81.39	5.01	35.90	60.31	6.94	32.54	1.44	95.48	37.05	86.84	22.95	23.33	23.39	1.90	0.92	0.92	3.45
1673.41	81.39	5.01	35.89	60.35	7.06	32.54	1.44	95.51	37.05	86.86	22.97	23.33	23.39	1.89	0.93	0.92	3.47
1673.91	81.39	5.02	35.89	60.37	7.12	32.54	1.43	95.56	37.06	86.86	22.98	23.33	23.39	1.88	0.93	0.92	3.55
1674.41	81.39	5.02	35.88	60.44	7.18	32.54	1.44	95.62	37.07	86.85	23.00	23.31	23.39	1.86	0.93	0.92	3.56
1674.91	81.41	5.04	35.88	60.47	7.19	32.53	1.44	95.73	37.08	86.86	23.00	23.31	23.40	1.87	0.93	0.92	3.65
...
1701.41	82.08	5.35	35.66	69.08	6.94	32.96	1.48	97.73	37.38	87.31	23.14	23.05	23.37	1.69	1.28	0.88	5.73

Tabella 13. Principali valori delle grandezze acquisite nei test eseguiti con valvole termostatiche elettroniche modulanti (Prova a TuW=60°C).

TuW=60°C (3 stanze)	TEMPERATURE					PORTATA D'ACQUA	POTENZA ELETTRICA	PRESSIONI		PORTATA CO ₂	TEMPERATURE			Coefficient Of Performance	Potenza termica	Efficienza Gas Cooler	ΔT cool gc
	Tempo	TiSC_W	TuEEV	TiW	TuW			Toutdoor	GH2O		Whp	p1	p14				
[s]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kg/h]	[kW]	[bar]	[bar]	[kg/h]	[°C]	[°C]	[°C]	[-]	[kW]	[-]	[°C]
1701.91	82.08	5.35	35.66	69.17	6.94	32.98	1.48	97.64	37.39	87.32	23.10	23.07	23.38	1.68	1.28	0.88	5.76
1702.41	82.10	5.36	35.66	69.29	6.92	37.90	1.47	97.67	37.40	87.25	23.06	23.07	23.38	1.68	1.48	0.88	5.80
1702.91	82.12	5.37	35.66	69.35	6.91	58.43	1.47	97.68	37.41	87.20	23.03	23.07	23.38	1.68	2.29	0.87	5.83
1703.41	82.13	5.38	35.67	69.55	6.95	76.89	1.47	97.64	37.41	87.16	23.07	23.06	23.37	1.68	3.03	0.87	5.84
1703.91	82.14	5.39	35.69	69.65	6.95	87.76	1.47	97.54	37.41	87.20	23.08	23.06	23.36	1.68	3.47	0.87	5.85
1704.41	82.14	5.39	35.76	70.13	6.92	93.33	1.48	97.54	37.40	87.17	23.07	23.08	23.36	1.67	3.73	0.88	5.77
1704.91	82.14	5.39	35.78	70.30	6.93	95.65	1.47	97.53	37.39	87.19	23.09	23.09	23.36	1.66	3.84	0.88	5.75
1705.41	82.15	5.39	35.82	70.57	6.95	96.47	1.47	97.48	37.39	87.20	23.13	23.11	23.35	1.64	3.90	0.88	5.62
...
1708.91	82.17	5.37	35.82	70.34	7.13	96.49	1.47	97.22	37.40	87.36	23.01	23.18	23.32	1.69	3.87	0.89	5.15

2.4 Risultati sperimentali

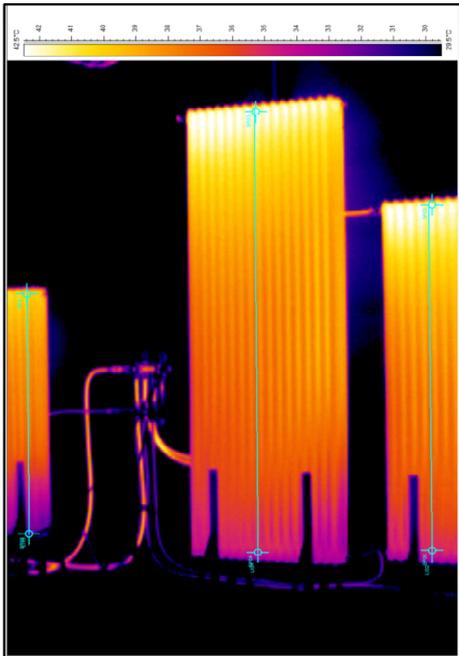
L'analisi dei dati sperimentali ha permesso di valutare le prestazioni complessive della macchina e gli effetti delle diverse condizioni al contorno sulle efficienze di funzionamento del gas cooler.

I dati sperimentali di seguito riportati si riferiscono alle prove effettuate con la macchina in configurazione standard e non standard ed in presenza di valvole termostatiche classiche. Sono state eseguite prove a temperatura ambiente variabile con macchina in configurazione standard allo scopo di determinare le condizioni limite in termini di portata d'acqua al gas cooler e di temperatura massima di mandata dell'acqua. Per raggiungere alte temperature di mandata è stato necessario far lavorare la pompa di calore in configurazione non standard. I dati sperimentali relativi alle prove successive sono stati riorganizzati in funzione della temperatura dell'acqua di mandata all'impianto rispettivamente pari a 40°C, 50°C e 60°C. I risultati sono stati analizzati in funzione delle condizioni di lavoro al gas cooler cioè in base alla portata d'acqua ed alla differenza di temperatura ai capi dello scambiatore di calore. I test sono stati effettuati in due modalità cioè al variare della potenza termica erogata dalla pompa di calore fissando la temperatura dell'acqua di mandata e ad una temperatura dell'aria esterna di 7°C fissando sempre la temperatura dell'acqua di mandata.

È stata effettuata un'analisi termografica dei radiatori in funzionamento al fine di monitorare la corretta distribuzione dell'acqua all'interno di ciascun terminale d'impianto (Figura 37). In Figura 38 è riportato l'analisi dell'andamento della temperatura di ciascun radiatore lungo la linea in azzurro su di essi tracciata.



Figura 37. Analisi termografica dei terminali d'impianto installati.



Label	Value [°C]	Min	Max	Max - Min	Avg	Stdev	Resul
Image		23.9	43.0	19.1			
SP01	40.6						
SP02	31.5						
SP03	42.6						
SP04	34.6						
SP05	41.7						
SP06	35.2						
L01		30.8	42.1	11.3	37.7	1.9	
L02		31.2	42.5	11.3	38.0	2.1	
L03		31.0	40.6	9.7	37.1	2.4	

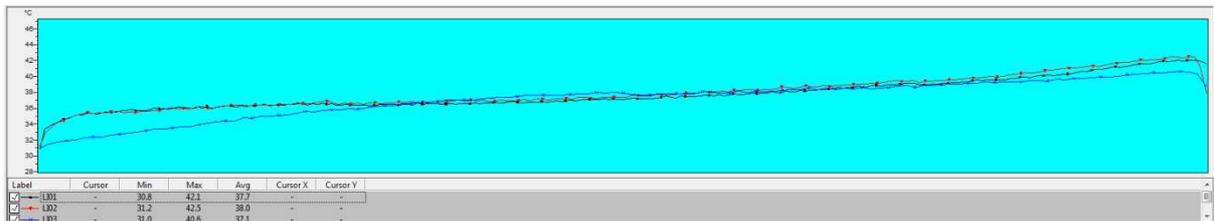
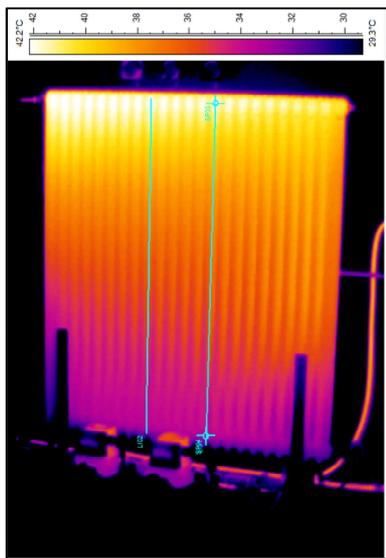


Figura 38. Andamento lungo una linea della temperatura di ciascun radiatore.

La linea L01 tracciata in verde è relativa al radiatore numero 2, la linea rossa L02 si riferisce al radiatore numero 3 mentre la linea blu L03 è invece relativa al radiatore numero 1. Questo ultimo presenta valori della temperatura inferiori rispetto a quelli del radiatore numero 2 e numero 3. In realtà tale discrepanza è causata dall'angolazione con cui la termocamera ha ripreso l'immagine d'insieme di tutti e tre i radiatori. Dal grafico riportato in Figura 39 si evince che il radiatore numero 1 è interessato da stessi valori di temperatura rispetto agli altri due.



Label	Value [°C]	Min	Max	Max - Min	Avg	Stdev	Result	Expression
Image		20.9	42.6	21.8				
SP03	42.1							
SP04	33.3							
LB1		32.7	42.1	9.3	37.1	2.2		
LB2		31.6	42.4	10.8	37.0	2.5		

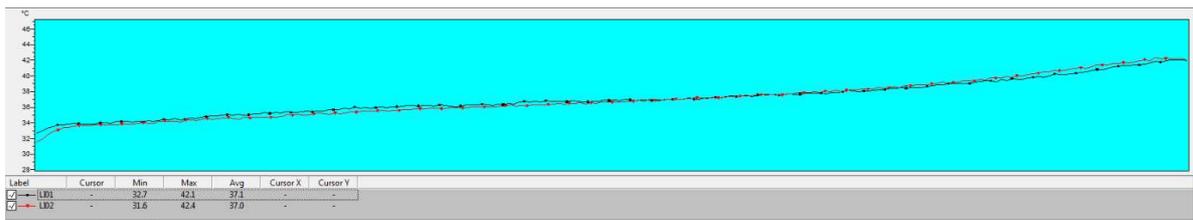


Figura 39. Andamento lungo una linea della temperatura del radiatore numero 1.

2.4.1 Rielaborazione test con valvole termostatiche tradizionali

Le prove riportate di seguito sono state eseguite a temperatura ambiente variabile con macchina in configurazione standard allo scopo di determinare le condizioni limite in termini di portata d’acqua al gas cooler e di temperatura massima di mandata dell’acqua. Dall’analisi dei risultati sperimentali ottenuti si evince che a parità di temperatura dell’acqua al gas cooler e dell’aria in ingresso all’evaporatore, una portata d’acqua maggiore garantisce un COP ed un’efficienza del gas cooler maggiori. Allo stesso modo, a parità di temperatura d’ingresso e d’uscita dell’acqua e di portata d’acqua una temperatura d’ambiente maggiore determina prestazioni migliori sia della pompa di calore che del gas cooler.

Dal grafico riportato in figura 40 si evince che il COP ha un andamento crescente con la portata d’acqua; nel grafico sono presenti due punti con COP maggiori, rispettivamente pari a 3.14 e 3.50, in confronto agli altri valori sperimentali in quanto essi sono relativi a prove effettuate con temperature dell’aria in ingresso all’evaporatore maggiori rispetto ai punti ad uguale portata d’acqua e con portate d’acqua maggiori rispetto ai punti che hanno una stessa temperatura dell’aria in ingresso all’evaporatore. Inoltre tali due prove sperimentali sono caratterizzate da temperatura dell’acqua in ingresso pari a 26°C e di uscita di 41°C.

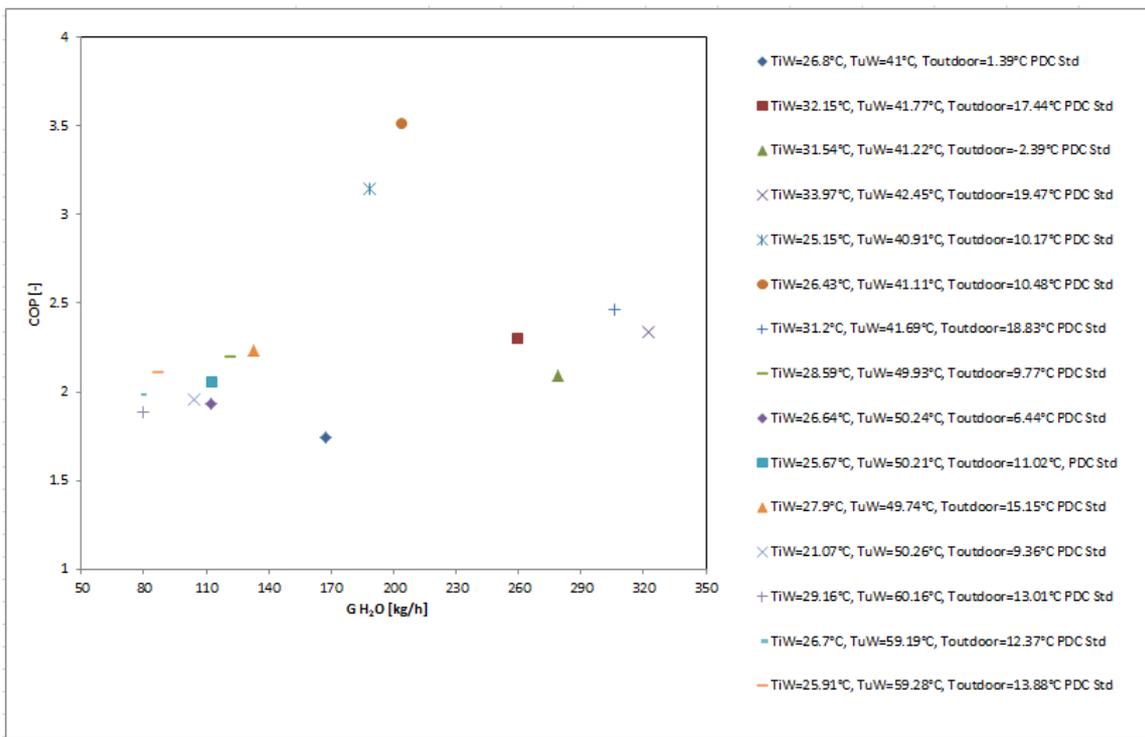


Figura 40. COP della macchina in funzione della portata d'acqua con temperatura ambiente variabile.

Lo scambiatore di calore refrigerante-acqua lavora meglio con portate dell'acqua maggiori (Figura 41). L'efficienza del gas cooler raggiunge valori prossimi o maggiori all'unità per prove aventi portate d'acqua maggiori di 230 kg/h e temperatura dell'aria in ingresso all'evaporatore variabile tra -2,4°C e 19,5°C. per portate d'acqua inferiori a 200 kg/h l'efficienza del gas cooler si attesta a valori inferiori all'unità.

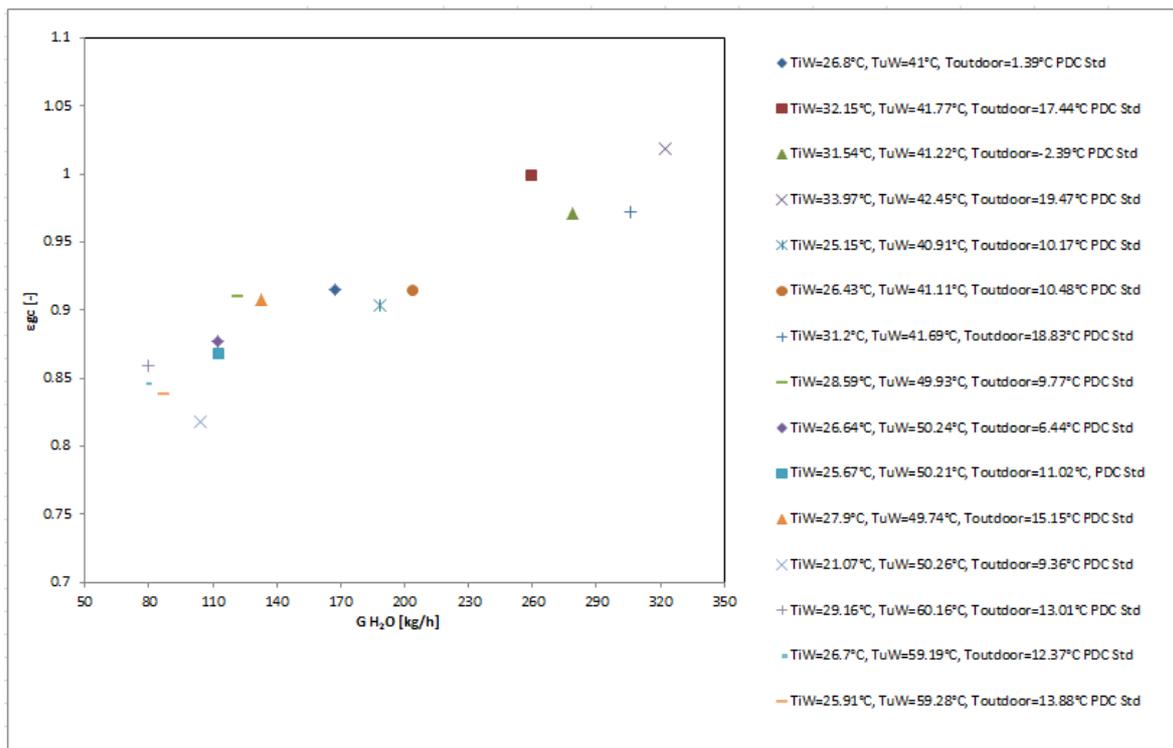


Figura 41. Efficienza del gas cooler in funzione della portata d'acqua con temperatura ambiente variabile.

L'andamento dell'efficienza del gas cooler è direttamente connesso ed indagabile attraverso la differenza di temperatura ottenuta al lato freddo dello scambiatore cioè tra la temperatura dell'anidride carbonica in uscita dallo scambiatore, che si è quindi raffreddata, e la temperatura dell'acqua di ritorno dall'impianto, che deve essere quindi riscaldata (Figura 42). Anche dall'analisi di tale parametro si evidenzia che il funzionamento ottimale del gas cooler si ha per portate maggiori di 200 kg/h alle quali corrispondono differenze tendenti a zero delle due temperature sopra citate.

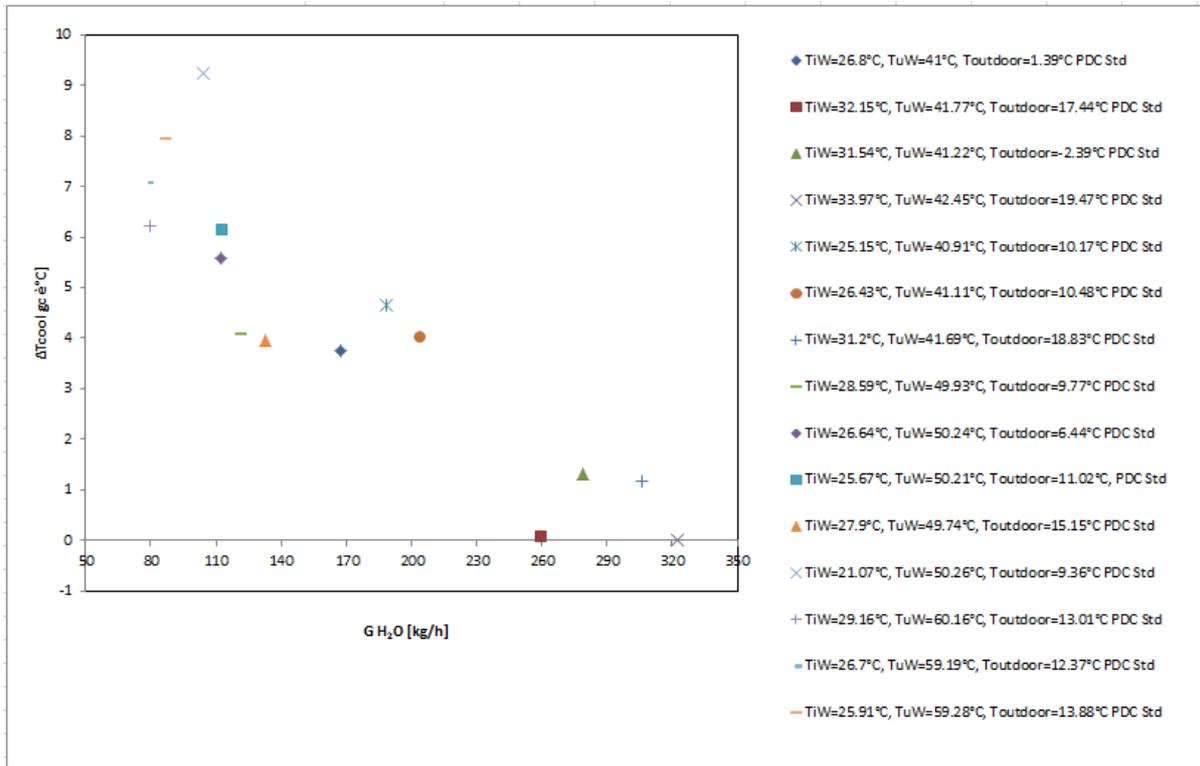


Figura 42. Differenza di temperatura lato freddo del GC tra CO₂ e H₂O in funzione della portata erogata con temperatura ambiente variabile.

In figura 43 è riportato l'andamento del COP della pompa di calore in funzione della temperatura dell'aria in ingresso all'evaporatore per diversi valori della temperatura e della portata dell'acqua. Tali prove sono quindi caratterizzate da una potenza termica erogata dalla macchina variabile (Tabella 10 con tutti i dati). Come atteso, il COP mostra un andamento crescente con la temperatura dell'aria in ingresso all'evaporatore. Sono presenti due punti sperimentali aventi COP maggiori rispetto al trend dei valori relativi alle altre prove condotte in quanto essi sono relativi a prove effettuate con temperature dell'aria in ingresso all'evaporatore maggiori rispetto ai punti ad uguale portata d'acqua e con portate d'acqua maggiori rispetto ai punti che hanno una stessa temperatura dell'aria in ingresso all'evaporatore. Inoltre tali due prove sperimentali sono caratterizzate da temperatura dell'acqua in ingresso pari a 26°C e di uscita di 41°C.

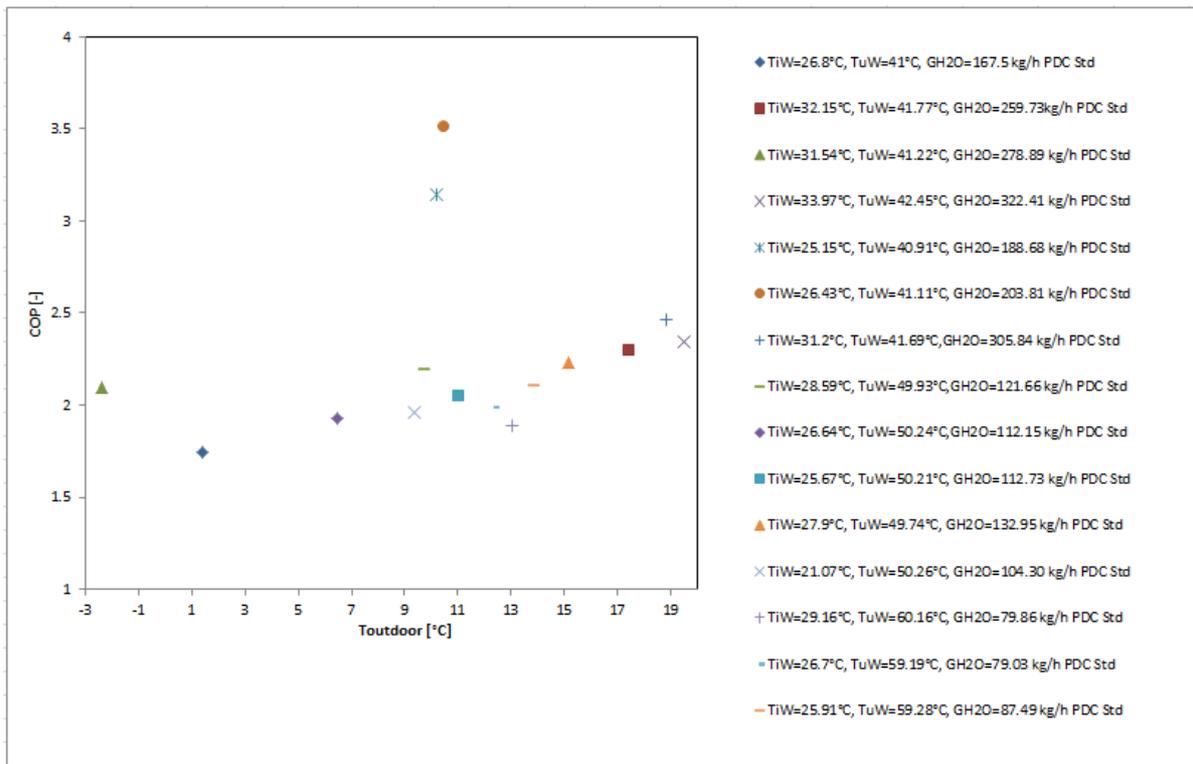


Figura 43. COP della macchina in funzione della temperatura dell'aria in ingresso all'evaporatore per diversi valori della temperatura e della portata dell'acqua.

Le prove riportate di seguito sono state organizzate in base alla temperatura dell'acqua di mandata ai terminali d'impianto (40°C, 50°C, 60°C) per una temperatura dell'aria esterna fissata a 7°C. Dall'analisi dei grafici sotto riportati è possibile capire come la portata d'acqua in ingresso alla macchina influenza le prestazioni di quest'ultima e quindi del gas cooler. La temperatura di 40°C in uscita alla macchina si ottiene con valori di portata intorno a 300 kg/h (Figura 44).

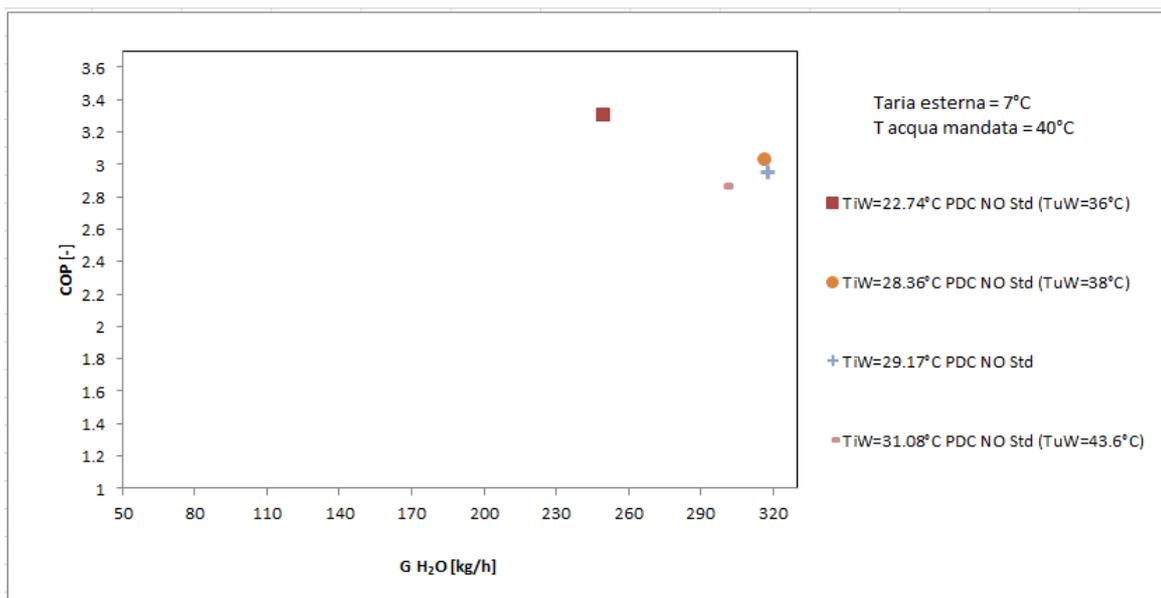


Figura 44. COP della macchina al variare della portata d'acqua.

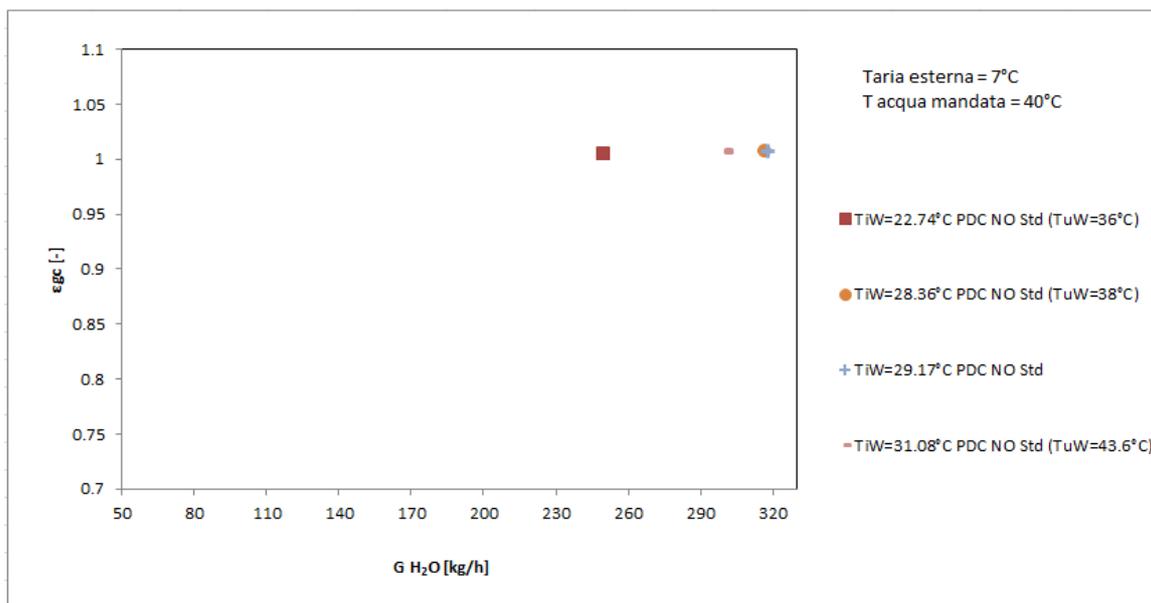


Figura 45. Efficienza del gas cooler in funzione della portata d’acqua.

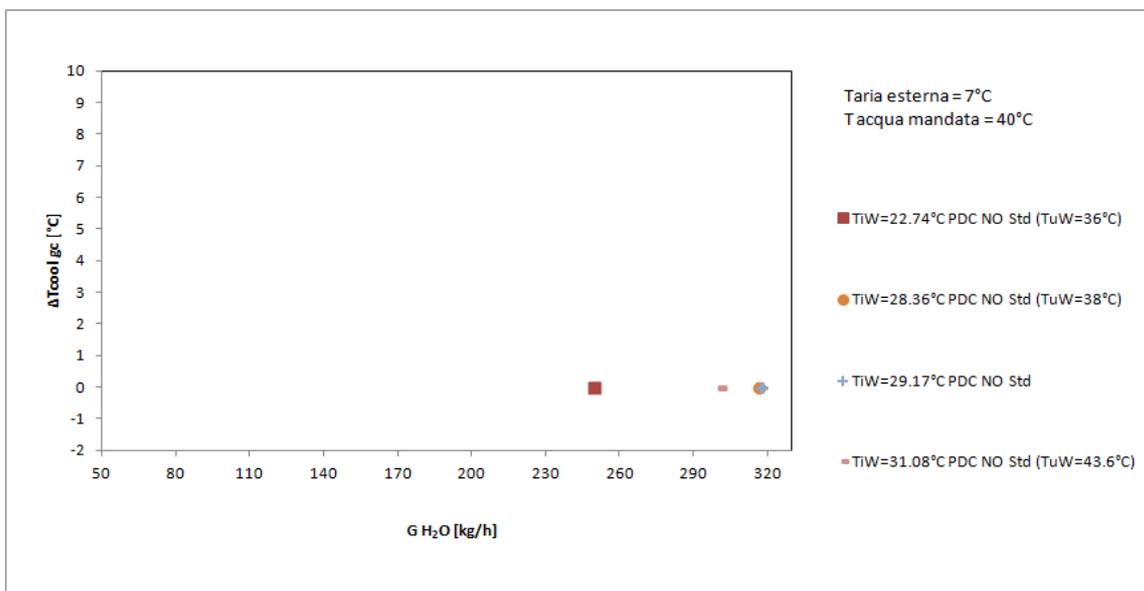


Figura 46. Differenza di temperatura lato freddo del GC tra CO₂ e H₂O in funzione della portata erogata.

I punti sperimentali riportati si riferiscono ad una configurazione non standard per quanto riguarda il funzionamento della pompa di calore. Operare con valori di portata d’acqua elevati ed anche superiori a 300 kg/h consente di ottenere alte prestazioni sia per quanto riguarda il COP della macchina, che si attesta a valori intorno a 3, e sia per quanto concerne il gas cooler. Il funzionamento del gas cooler viene qualificato dall’efficienza e dalla differenza di temperatura tra il refrigerante e l’acqua in corrispondenza del lato freddo dello scambiatore. L’efficienza del gas cooler si attesta a valori pari all’unità (Figura 45) corrispondenti ad una differenza di temperatura sul lato freddo nulla (Figura 46).

I grafici riportati nelle figure 47, 48 e 49 sono riferite alle prove effettuate con una temperatura di mandata di 50°C. Secondo quanto riportato in Figura 47 le prestazioni ottenute con macchina in configurazione standard sono inferiori rispetto a quelle ottenute agendo sulla frequenza del compressore, aumentandola. Operare con macchina in funzionamento non standard permette infatti di alzare la pressione in uscita dal compressore ottenendo un effetto utile maggiore in quanto il ciclo termodinamico del refrigerante risulta allungato e spostato a livelli maggiori di alta pressione. L’ottenimento di una temperatura dell’acqua di

mandata pari a 50°C implica che la portata d'acqua fornita in ingresso alla macchina è minore di quella corrispondente ad una temperatura dell'acqua di mandata di 40°C. Per portate intorno a 200 kg/h si ha un COP variabile tra 2,8 e 3 mentre invece in configurazione standard la macchina lavora con portate inferiori corrispondenti ad un funzionamento del gas cooler peggiore. Nel primo caso, portata d'acqua intorno a 200 kg/h, l'efficienza del gas cooler si attesta a valori unitari e a differenza di temperatura sul lato freddo nulle. Ad incidere sulle prestazioni globali della pompa di calore è soprattutto la temperatura dell'acqua all'ingresso del gas cooler: all'aumentare di TiW le prestazioni della macchina decrescono. Per una temperatura dell'acqua di mandata di 50°C il gas cooler lavora bene per portate dell'acqua maggiori di 160 kg/h.

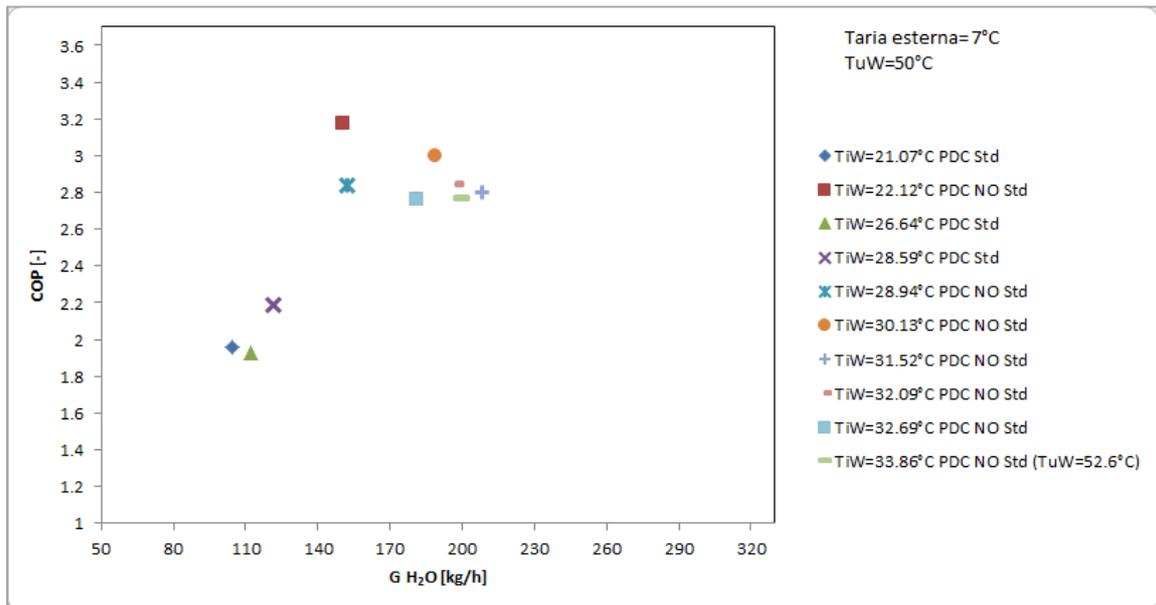


Figura 47. COP della macchina al variare della portata d'acqua.

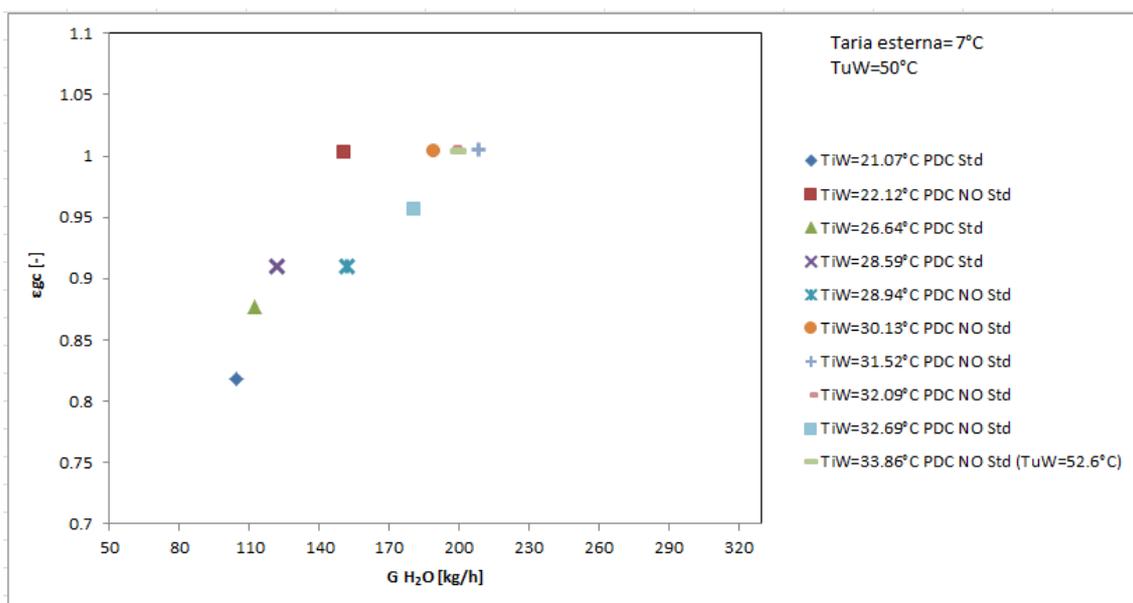


Figura 48. Efficienza del gas cooler in funzione della portata d'acqua.

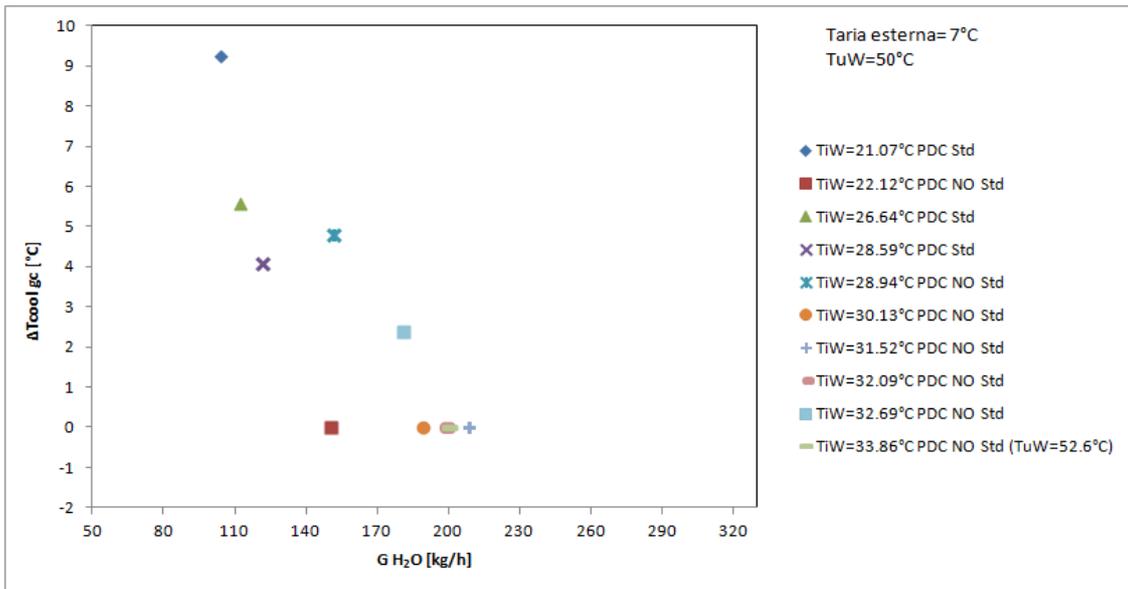


Figura 49. Differenza di temperatura lato freddo del GC tra CO₂ e H₂O in funzione della portata erogata.

Nelle Figure 50, 51 e 52 sono riportati i risultati sperimentali ottenuti nelle prove in cui la temperatura dell'acqua di mandata ai radiatori è stata fissata a 60°C. Affinché la macchina produca acqua a 60°C è stato necessario regolare il sistema di pompaggio alla velocità minima in modo da avere portate minori rispetto ai casi precedenti, che si attestano tra i 60 e i 120 kg/h.

Per portate molto basse intorno ai 60 kg/h, ottenute con la macchina operante in modalità standard, è stato rilevato un COP pari a 1,8 ed un'efficienza del gas cooler inferiore rispetto alla macchina operante in modalità non standard e quindi con la frequenza del compressore controllata mediante potenziometro.

In questo caso la situazione è migliore in quanto si ha un COP che varia tra 2,2 e 3,2 e anche l'efficienza del gas cooler tende a riportarsi a valori abbastanza prossimi all'unità.

Le portate molto basse ed una temperatura di uscita dalla macchina così elevata è causa del fatto che la differenza di temperatura lato freddo al gas cooler non è mai nulla nonostante la temperatura dell'acqua di ingresso alla macchina, cioè la temperatura dell'acqua di ritorno dai radiatori, presenti valori confrontabili con il caso di temperatura dell'acqua in uscita pari a 50°C. Ovviamente come illustrato dai grafici seguenti, le peggiori prestazioni si hanno nel caso di macchina operante in modalità standard.

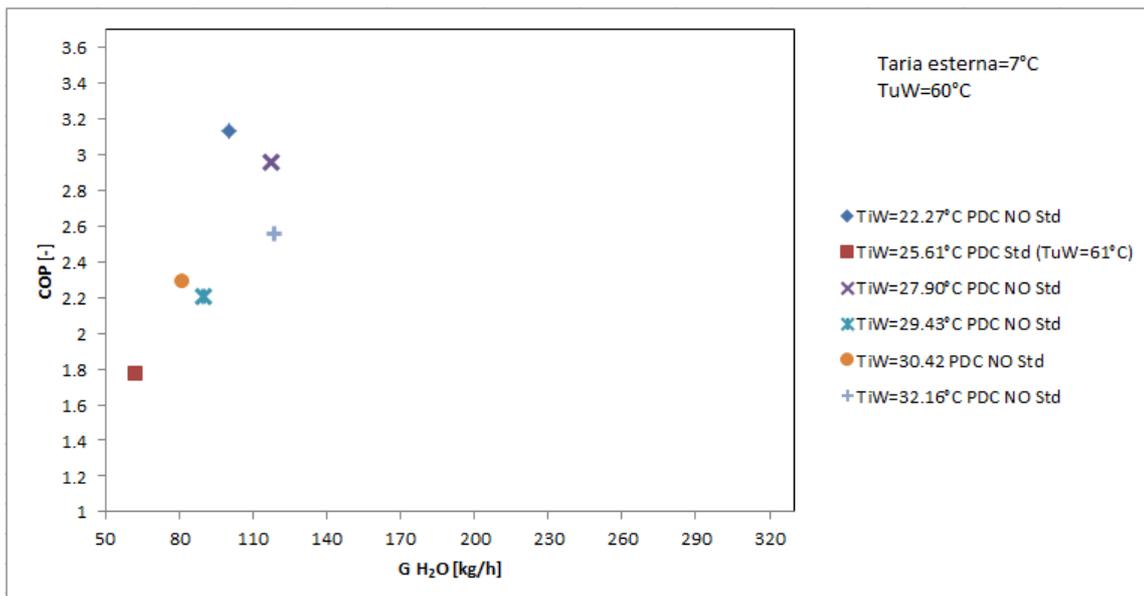


Figura 50. COP della macchina al variare della portata d'acqua.

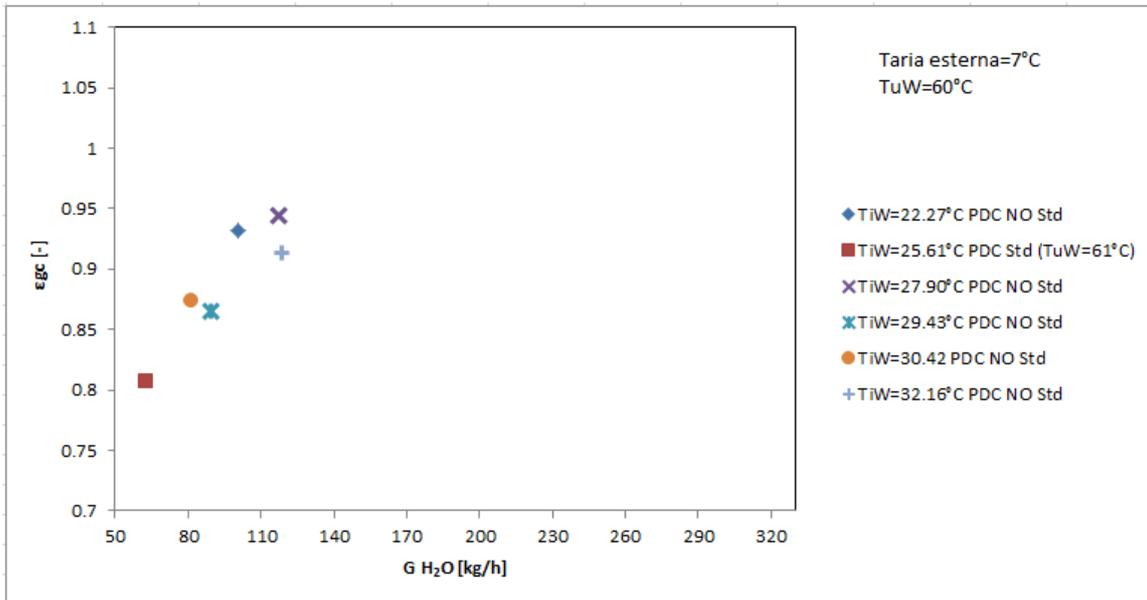


Figura 51. Efficienza del gas cooler in funzione della portata d'acqua.

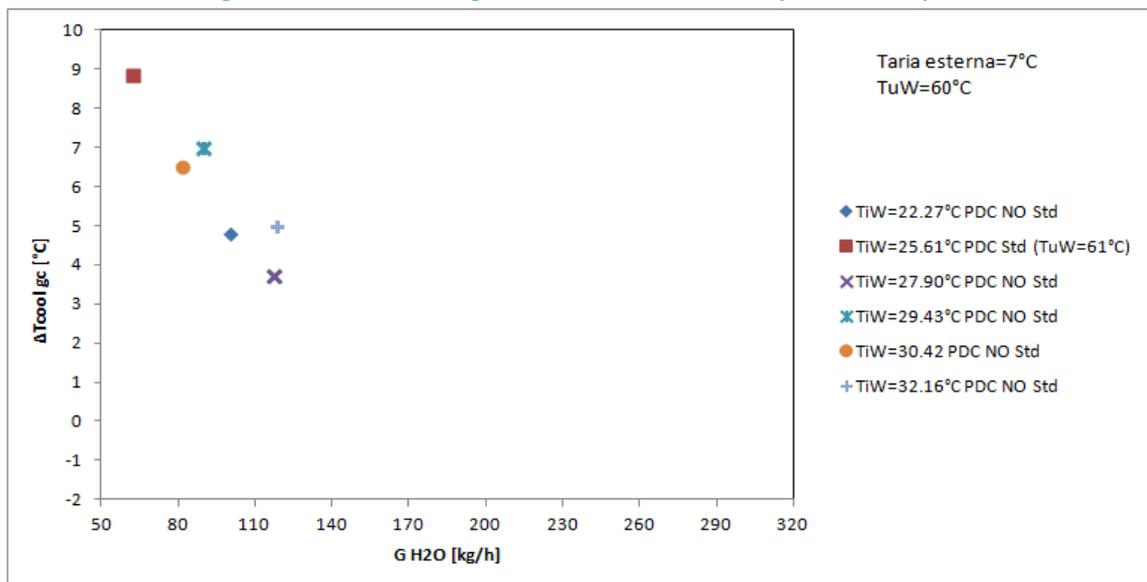


Figura 52. Differenza di temperatura lato freddo del GC tra CO₂ e H₂O in funzione della portata erogata.

2.4.2 Rielaborazione test con valvole termostatiche elettroniche modulanti

Le prove con le valvole termostatiche tradizionali hanno mostrato chiaramente come il COP della pompa di calore sia influenzata molto dalla portata d'acqua: all'aumentare del valore di portata d'acqua elaborata aumenta l'efficienza del gas cooler.

Bisogna ricordare che la pompa di calore oggetto dei test è una macchina di serie impiegata per la produzione di acqua calda sanitaria e non un modello appositamente creato per essere utilizzato in un impianto di riscaldamento. Ciò è molto importante, perché il campo di portate in cui il gas cooler dà la massima efficienza è troppo elevato per le portate d'acqua richieste da un impianto di riscaldamento a radiatori ad elevato salto termico.

Le valvole termostatiche elettroniche modulanti sono state inizialmente studiate appositamente per essere abbinate a caldaie a condensazione ed a pompe di calore tradizionali: nelle prime è fondamentale che la temperatura d'ingresso in caldaia sia la più bassa possibile, mentre nelle seconde è importante che la temperatura dell'acqua prodotta dalla pompa di calore sia la più bassa possibile. Le valvole termostatiche elettroniche potrebbero dialogare con il generatore, in modo da richiedere una determinata temperatura

di produzione, ma questo non sempre è possibile, soprattutto con le caldaie, dal momento che i costruttori di queste difficilmente rendono accessibili i propri protocolli per una compensazione esterna del set point. Inoltre, negli impianti con caldaie a condensazione e pompe di calore il salto termico di progetto è di solito 10°C. Ci sono tre diversi criteri di controllo della portata d'acqua e della temperatura di produzione del generatore:

- a temperatura di produzione costante: si mantiene costante la temperatura di produzione;
- a salto termico costante: si varia la temperatura di produzione, mantenendo costante il salto termico;
- a portata costante: si varia la temperatura di produzione, mantenendo costante la portata (valvola aperta).

La figura 53 mostra cosa avviene sia in termini di portata, sia in termini di temperatura di produzione e di uscita dal radiatore.

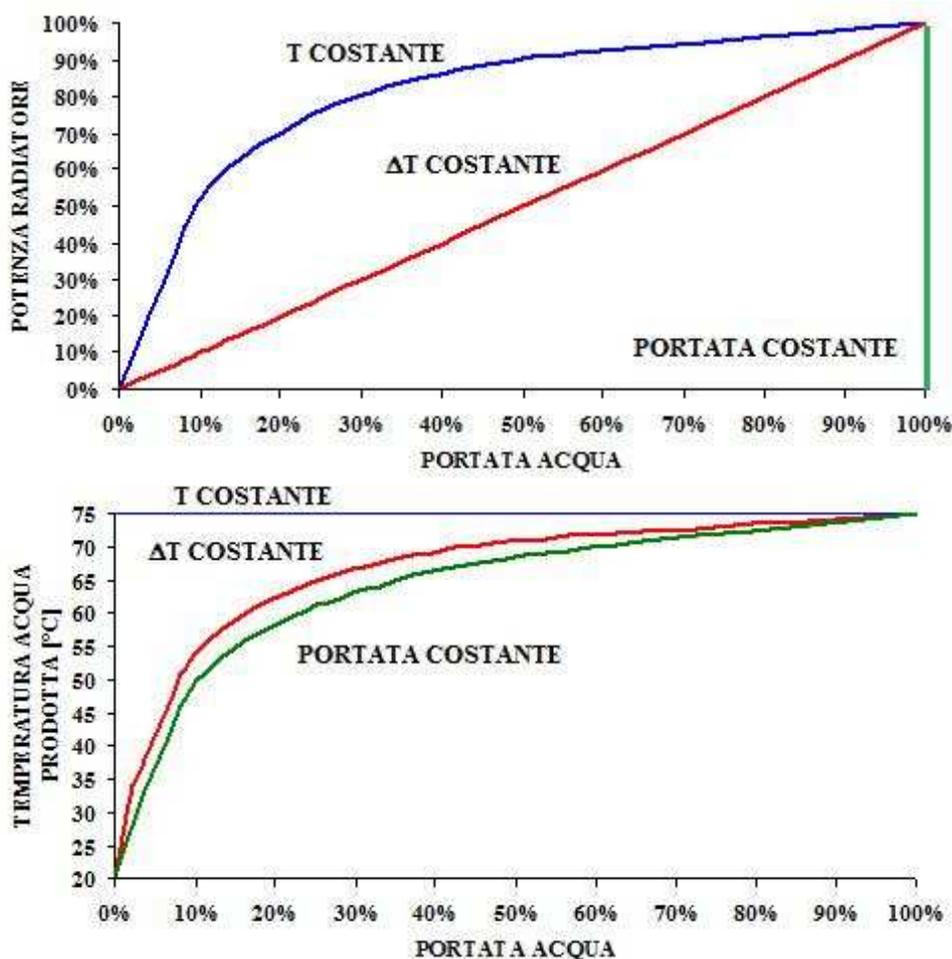


Figura 53a, 53b. Conseguenze di diverse logiche di regolazione del radiatore.

In termini di temperatura dell'acqua in uscita dal radiatore, quindi di ritorno al generatore, la soluzione migliore sarebbe quella di mantenere costante la temperatura di produzione. Questa soluzione sarebbe ottima per le caldaie a condensazione, ma genera un diagramma (Potenza fornita dal radiatore – Portata d'acqua) che si discosta troppo dalla linearità e, soprattutto, porta immediatamente ad abbassare le portate d'acqua, oltre la soglia tollerabile dagli scambiatori.

La linearità perfetta si raggiunge mantenendo costante il salto termico al radiatore: per questo motivo, con le caldaie a condensazione si tende a lavorare con temperatura di produzione variabile secondo una climatica impostata circa secondo la curva rossa nel diagramma della temperatura di produzione in figura

53a (non serve far dialogare le valvole con il generatore, perché la soluzione appena descritta è sostanzialmente quella ottimale).

Questa soluzione, però, è poco adatta per le pompe di calore tradizionali, che invece richiedono una temperatura di produzione più bassa possibile, raggiungibile solamente mantenendo costante la portata, quindi agendo con valvole completamente aperte.

Ciò, ovviamente, rischia di far perdere il controllo della temperatura nei singoli ambienti. Facendo dialogare le valvole elettroniche con il generatore, è possibile utilizzare i diagrammi sopra descritti per effettuare la logica di regolazione migliore, utilizzata anche nelle simulazioni descritte al paragrafo 2.5.1, cui si rimanda per maggiori dettagli: la temperatura di produzione viene diminuita fino a un valore tale per cui la valvola posizionata sul radiatore che richiede maggiore potenza, non si porti in prossimità dell'apertura totale. In questo modo si è certi di far lavorare la pompa di calore nel miglior modo possibile.

Nessuna di queste logiche si adatta alle pompe di calore a CO₂ perché, per migliorare la loro efficienza, si deve contemporaneamente avere una portata d'acqua sufficientemente elevata ed il più possibile costante ed una temperatura di uscita dal radiatore più bassa possibile. Pertanto, nessuna delle logiche sopra adottate porta a dei benefici concreti: la regolazione a temperatura di produzione costante abbassa troppo rapidamente la portata d'acqua, rendendo difficile l'ottimizzazione del gas cooler, mentre le altre tengono troppo elevata la temperatura di uscita.

Con le pompe di calore a CO₂ bisogna cambiare logica di regolazione e dimensionare il radiatore con il salto termico più alto possibile (ad esempio 70°C in ingresso e 22°C in uscita). In questo modo, come ricordato nel paragrafo 2.2.3 (figura 13), la curva (Potenza fornita dal radiatore – Portata d'acqua) diventa sostanzialmente lineare. Una volta dimensionati i radiatori in questo modo, si hanno due logiche di regolazione limite distinte:

- minima temperatura in uscita dal radiatore;
- portata acqua costante.

La figura 54 mostra cosa avviene sia in termini di potenza, sia in termini di temperatura di produzione e di uscita dal radiatore.

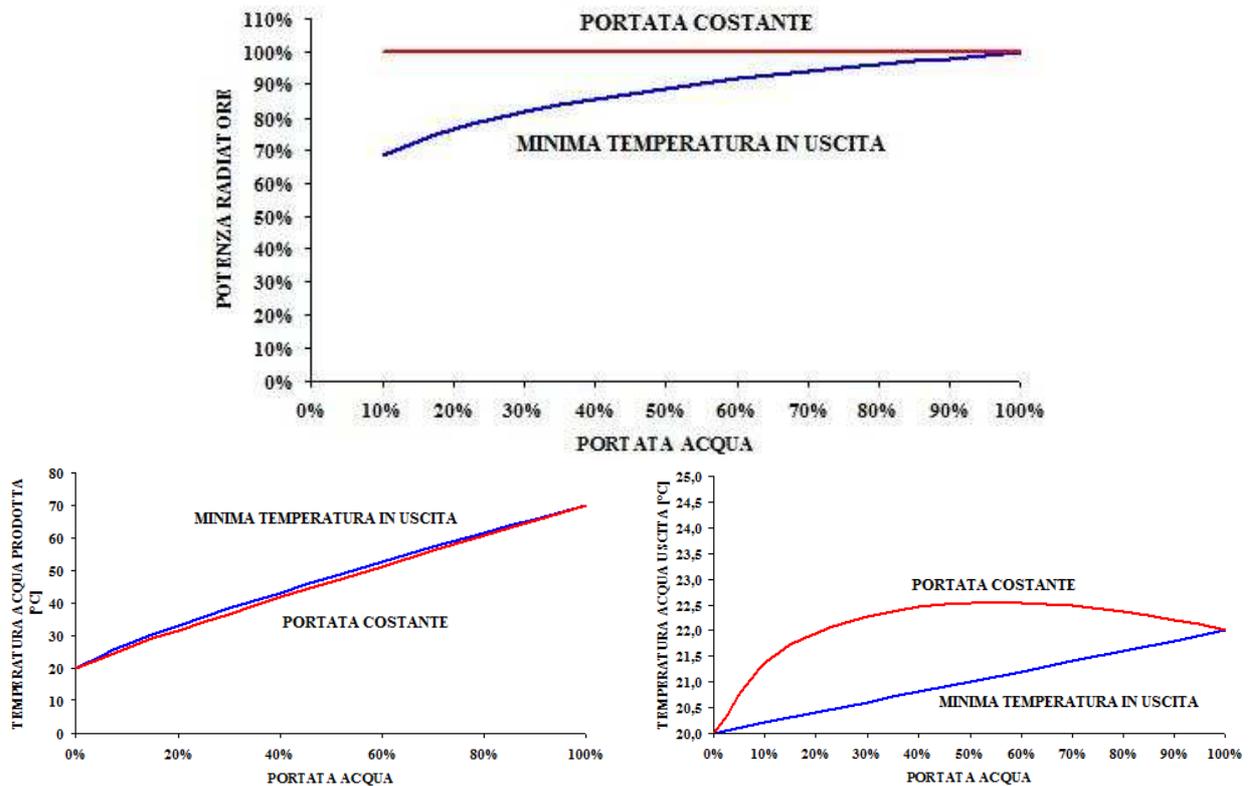


Figura 54a, 54b, 54c. Conseguenze di diverse logiche di regolazione del radiatore.

Se si utilizza la logica a minima temperatura in uscita si ha una variazione di portata d'acqua contenuta in un 30%, un valore ottimo per poter dimensionare correttamente il gas cooler. La temperatura di uscita non è costante, ma varia circa linearmente con la portata d'acqua e solo quando la portata è pari allo 0% del valore nominale raggiunge la temperatura dell'aria in ambiente (20°C).

Se si utilizza il criterio a portata costante, le valvole vanno mantenute sostanzialmente aperte, con il rischio di perdere il controllo della temperatura. La temperatura di uscita è leggermente superiore e, quindi, comporta un peggioramento del COP.

Da queste considerazioni deriva la logica di regolazione utilizzata nelle simulazioni descritte nel paragrafo 2.5.2, con particolare riferimento alla figura 70. Secondo la logica adotta nelle simulazioni, il sistema di supervisione delle valvole elettroniche wireless dialoga anche con un misuratore di portata d'acqua posto all'ingresso della pompa di calore e del relativo gas cooler. La logica di funzionamento deve essere tale per cui la temperatura dell'acqua prodotta deve essere fissata in base sia all'apertura delle valvole, sia alla portata complessiva nel gas cooler, in modo da ottimizzare il COP di funzionamento.

Fatta questa premessa fondamentale su come devono essere usate le valvole elettroniche nel caso di pompe di calore a CO₂, si descrive la logica con cui sono state effettuate le prove.

Il gas cooler della pompa di calore utilizzata per il test è ottimizzato per una portata ben superiore a quella richiesta per il corretto dimensionamento di un impianto (di questo ci si è accorti durante lo svolgimento delle prove, anche se si aspettava una conferma in tal senso). Pertanto, è stato ritenuto del tutto inutile ripetere le prove con le stesse modalità di quelle effettuate con le valvole termostatiche, perché avrebbero dato risultati simili. Invece si è preferito verificare la possibilità di mantenere costante la portata in ingresso al gas cooler, pur variando il set point delle valvole (quindi il carico in ambiente) e la temperatura di produzione.

La figura 55a mostra l'andamento della portata d'acqua (lettura asse principale o sinistro), della temperatura di uscita dalla pompa di calore (settata a TuW=60°C) e della temperatura d'ingresso (entrambe lettura asse secondario); nel digramma di figura 55b vengono riportati l'andamento della portata d'acqua (lettura asse sinistro), l'efficienza del gas cooler e la differenza tra la temperatura di uscita del gas e la temperatura di ingresso dell'acqua (definito ΔT cool gc). Entrambe queste grandezze hanno una lettura sull'asse secondario a destra.

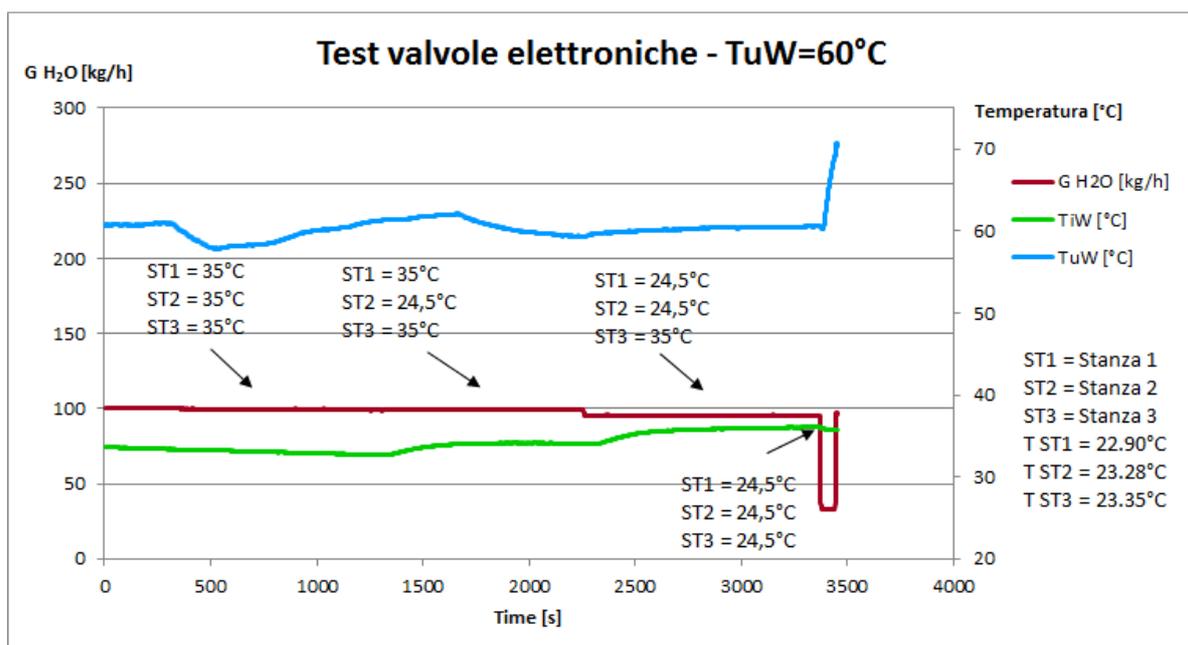


Figura 55a. Valvole elettroniche: prova a 60°C.

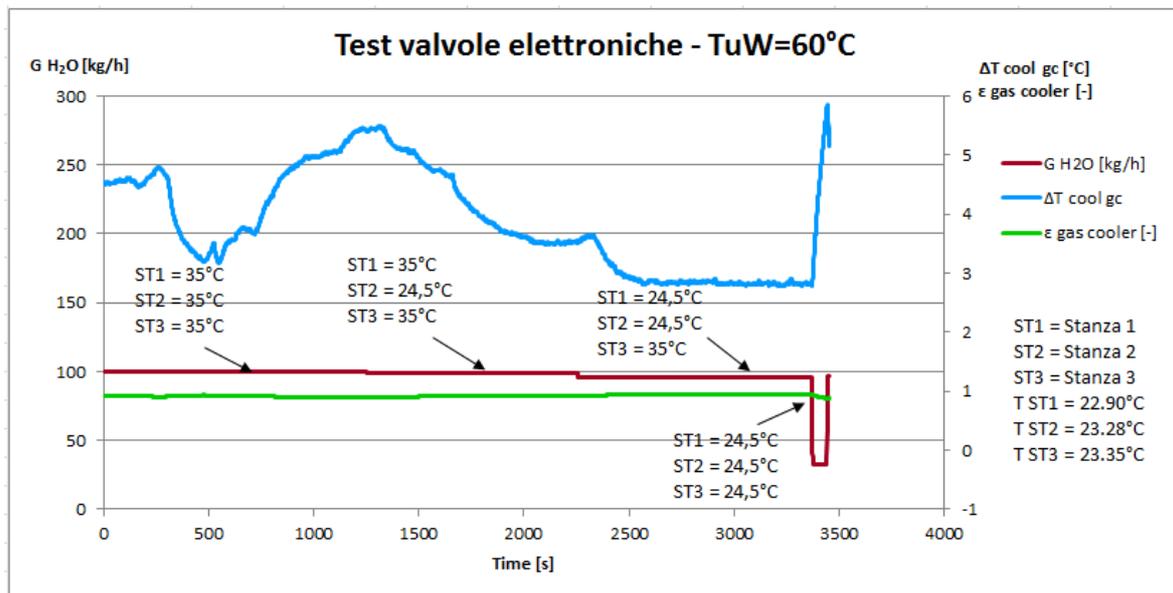


Figura 55b. Valvole elettroniche: prova a 60°C.

Con le frecce si mostrano i momenti in cui sono stati variati i set point della temperatura ambiente della stanza associata a ciascun radiatore (ST1, ST2 e ST3). Come si vede, la portata d'acqua e l'efficienza del gas cooler sono sostanzialmente stabili, mentre il ΔT cool gc non è né costante e né tantomeno basso. Tuttavia si ritiene che questa condizione dipenda dal fatto che il gas cooler è ottimizzato per un funzionamento del tutto diverso da quello a cui è stato sottoposto.

La figura 56 mostra le prove a 50°C e la figura 57 quelle a 40°C.

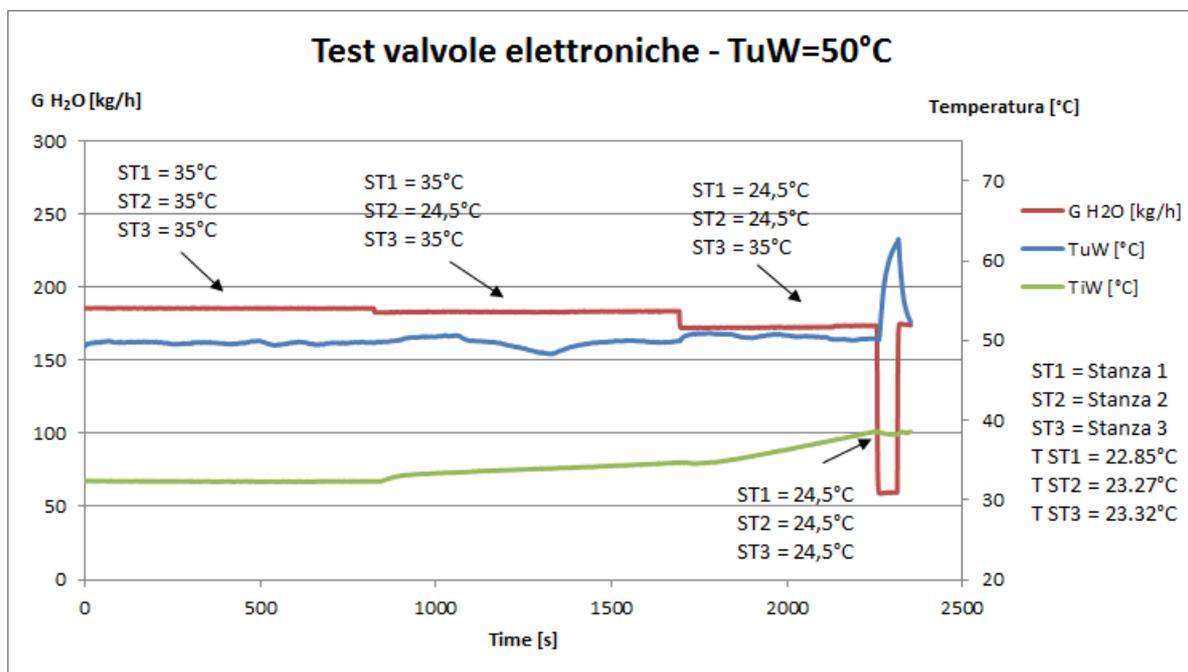


Figura 56a. Valvole elettroniche: prova a 50°C.

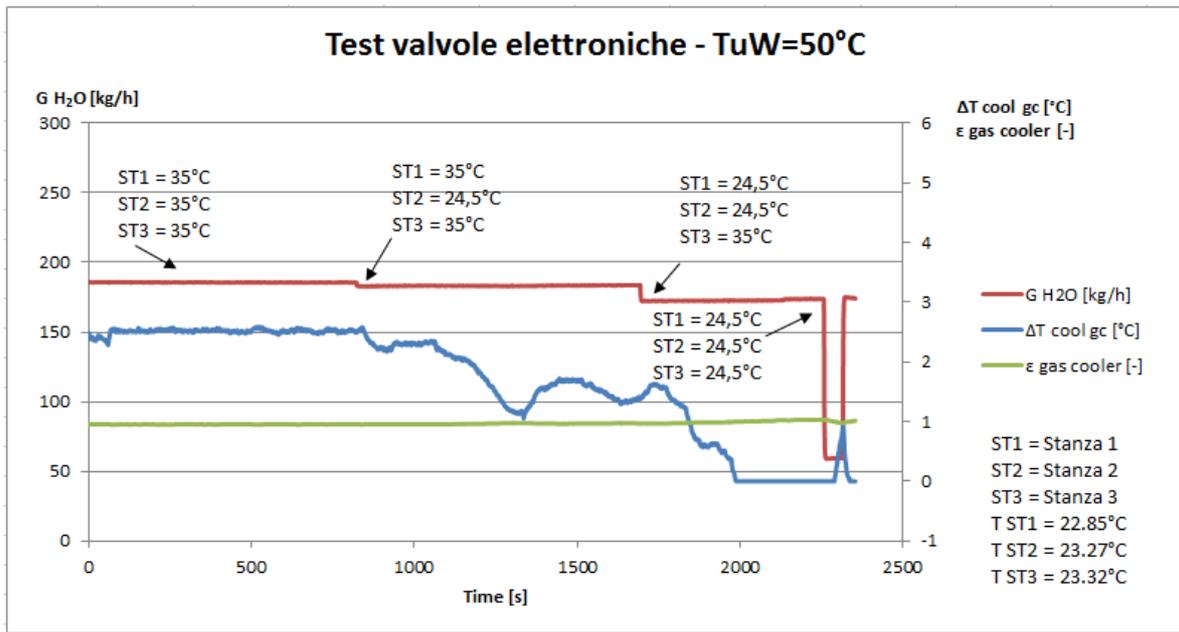


Figura 56b. Valvole elettroniche: prova a 50°C.

Come si può notare, a 50°C il ΔT cool gc si mantiene costante almeno in condizione statiche, mentre varia al variare del set point impostato sulle valvole. Ciò avviene perché la portata d’acqua ottimale nel gas cooler è superiore, più vicina alle condizioni di ottimo.

Ciò è confermato anche nella prima parte della prova a 40°C, con portata dell’acqua ottimale ancora superiore: la perdita del controllo si ha solamente quando tutte le valvole lavorano con un set point molto basso e la potenza richiesta tende a 0 kW.

Le prove confermano quanto detto in precedenza: la pompa di calore testata non è adatta a lavorare con una variazione di portata troppo elevata, perché il suo gas cooler non è ottimizzato per questo tipo di funzionamento. Da notare, anche, che le prove sono state effettuate a carico costante, a meno della variazione minima prodotta dal cambiamento di set point: le prove a 50°C ed a 40°C erano quelle più corrette, mentre per quella a 60°C vi era una difformità tra la potenza richiesta e la temperatura di produzione. La scelta è stata fatta di proposito, proprio per vedere le conseguenza di un accoppiamento non perfetto tra temperatura di produzione e portata dell’acqua nel gas cooler.

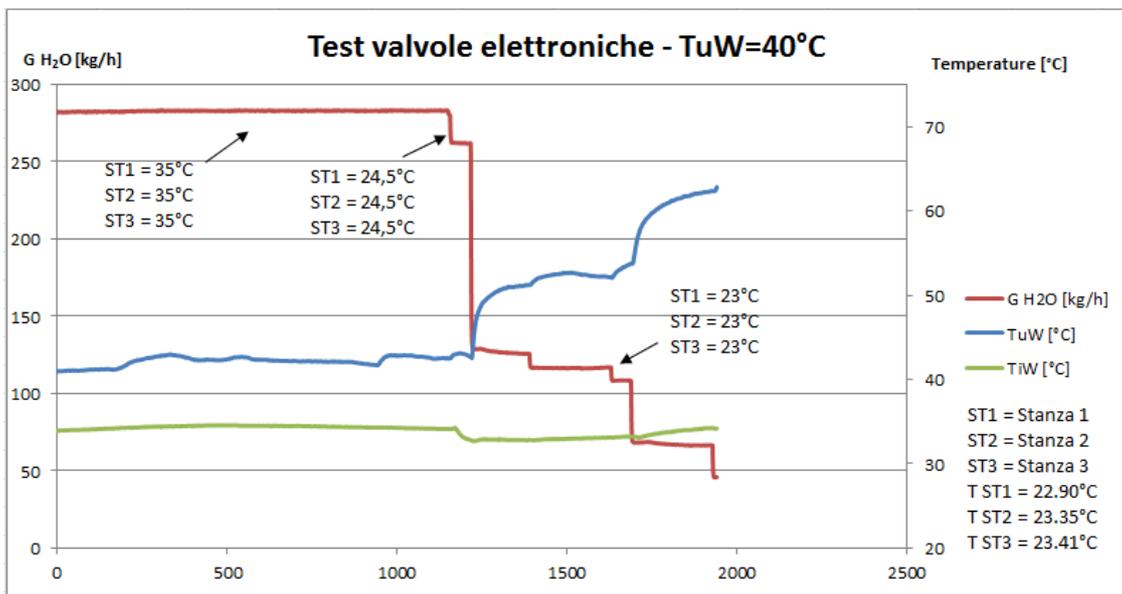


Figura 57a. Valvole elettroniche: prova a 40°C.

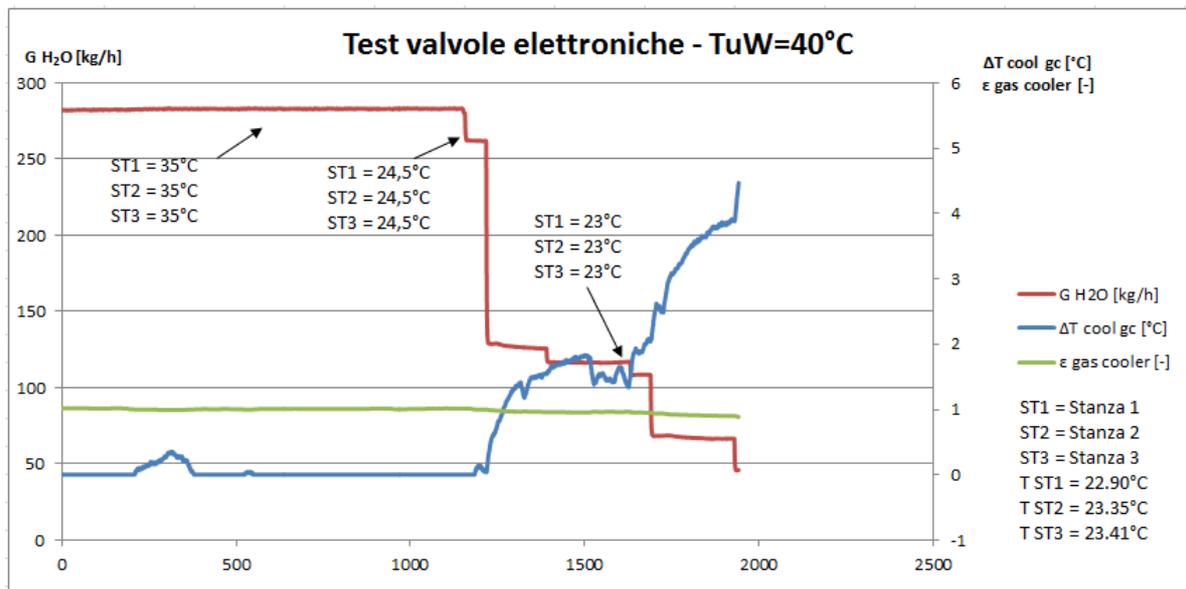


Figura 57b. Valvole elettroniche: prova a 40°C.

Con una pompa di calore opportunamente dimensionata i valori sarebbero risultati ottimali in ogni condizione di funzionamento. Infatti, la cosa più importante è stata la verifica della possibilità di ottenere una curva di portata complessiva poco variabile, in modo da lavorare sempre nelle condizioni di massima stabilità della macchina.

Questo non può avvenire con le valvole termostatiche tradizionali, a causa dei cicli di funzionamento in continua apertura e chiusura, mentre le valvole termostatiche elettroniche sono in grado di modulare continuamente la portata d'acqua nel modo più corretto.

2.5 Potenzialità ed evoluzione della tecnologia nell'abbinamento tra radiatori e pompe di calore

L'utilizzo di pompe di calore in abbinamento a radiatori è fondamentale per ridurre i consumi energetici in Italia. Gli impianti a radiatori esistenti sono molti e difficilmente possono essere sostituiti se non con ristrutturazioni costose e di difficile realizzazione. La soluzione migliore in assoluto è quindi riuscire ad adattare le pompe di calore ai radiatori e ottenere da loro le massime prestazioni. Per far questo, devono necessariamente evolvere i sistemi di regolazioni elettronica come quello testato durante il presente studio.

Per comprendere come si debba evolvere il sistema di regolazione è necessario effettuare delle simulazioni di impianti poi effettivamente installati. In questo caso si utilizza una simulazione effettuata con il software Energy Plus. Si utilizza come base un appartamento di 100 m² con caratteristiche descritte nell'Allegato 1 sito in una città del nord Italia, al cui interno sono stati installati cinque radiatori. L'appartamento ha le stesse dimensioni del laboratorio di prova dell'Irsap, in quanto Irsap ha già compiuto uno studio simile con l'università di Bergamo per stimare il risparmio energetico delle valvole elettroniche con caldaie a condensazione.

La figura 58 mostra la potenza totale richiesta nell'appartamento e la temperatura dell'aria esterna.

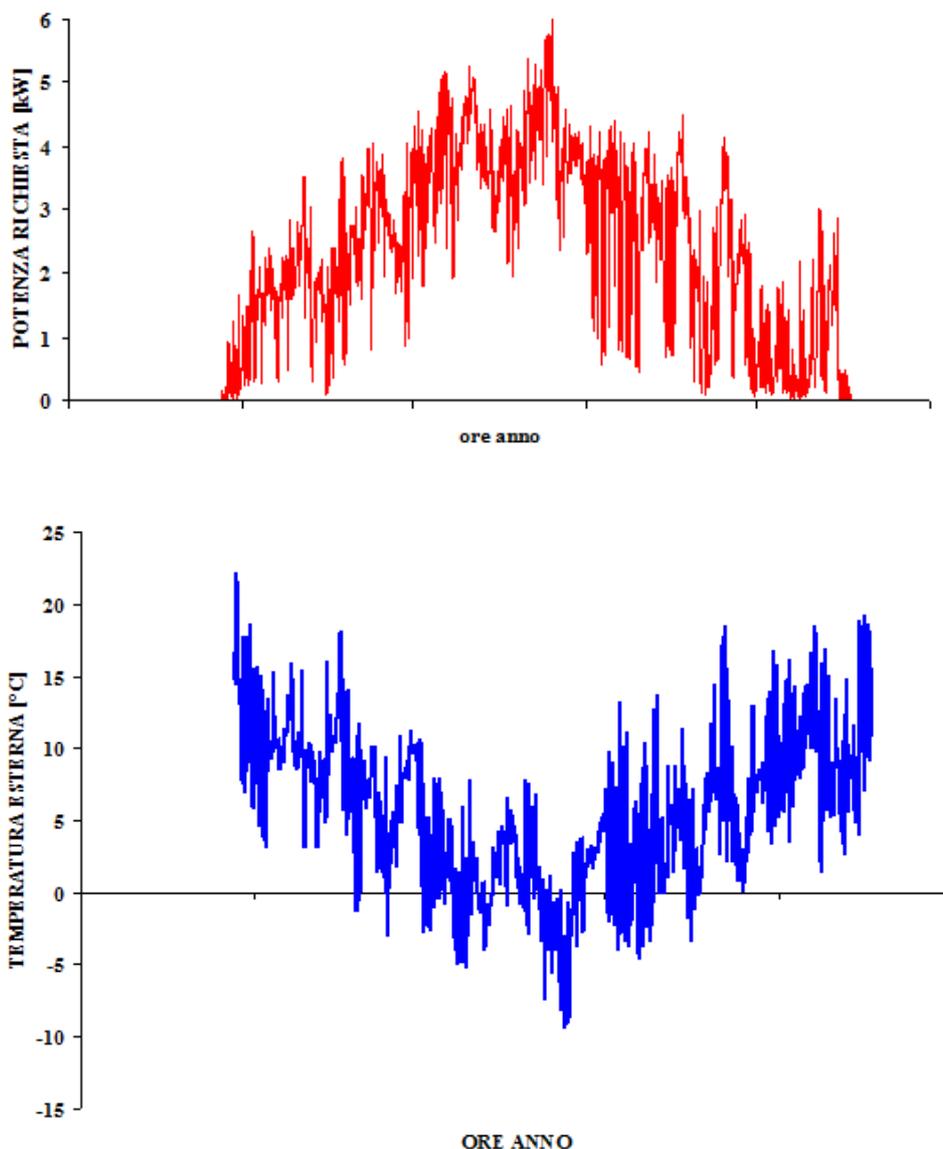


Figura 58. Potenza richiesta e temperatura dell'aria esterna.

Si effettua un doppio confronto, prima con pompe di calore tradizionali, poi con pompe di calore a CO₂. Le valvole elettroniche attualmente non riescono a dialogare con il generatore, nel senso che non possono dare informazioni di feed-back come la temperatura ideale di produzione del generatore. La cosa, invece, sarebbe molto importante perché con una corretta temperatura di produzione la pompa di calore potrebbe produrre alla più bassa temperatura possibile, con un vantaggio in termini di COP da una parte e migliorando la modulazione della portata dall'altra.

Ai fini del miglioramento dell'efficienza energetica, per le pompe di calore tradizionali è più importante la temperatura di produzione mentre per le pompe di calore a CO₂ è più importante la temperatura dell'acqua in uscita dal radiatore.

Il problema di tutte le pompe di calore è che la potenza aumenta all'aumentare dell'aria esterna e al diminuire della temperatura di produzione. Ciò fa sì che il generatore, scelto alla temperatura minima di progetto, abbia per gran parte dell'anno una potenza di molto superiore a quella richiesta dall'impianto. La tecnologia dell'inverter non può granché contro questa condizione: il numero di giri del compressore deve sempre essere mantenuto superiore al 45% del valore massimo, pena un forte decadimento energetico e problemi di ritorno dell'olio [12].

Il comportamento è diverso tra pompe di calore tradizionali e pompe di calore a CO₂. I grafici e i dati seguenti si rifanno alle simulazioni effettuate. Per maggiori dettagli si veda l'allegato 2.

2.5.1 Pompe di calore tradizionali

La potenza fornita e l'efficienza delle pompe di calore aeruliche tradizionali sono molto sensibili sia alla temperatura dell'aria esterna che alla temperatura di produzione dell'acqua prodotta. E' sempre conveniente produrre l'acqua calda per il riscaldamento alla temperatura più bassa possibile, anche se così facendo si aumenta la potenza fornita dalla macchina.

Si ipotizzi di utilizzare una pompa di calore in grado di fornire 6 kW con temperatura dell'aria esterna di -10°C e temperatura di produzione di 55°C. La macchina lavora a temperatura scorrevole, basata su una curva climatica lineare che fa produrre acqua a 55°C quando la temperatura dell'aria è uguale a -10°C e a 35°C, quando la temperatura dell'aria esterna è uguale o superiore a 15°C. La figura 59 mostra il confronto tra la potenza richiesta e la potenza fornita minima della pompa di calore, ovvero quella fornita con l'inverter al 50% del numero di giri, mentre nel grafico di figura 59 è mostrato il surplus di potenza.

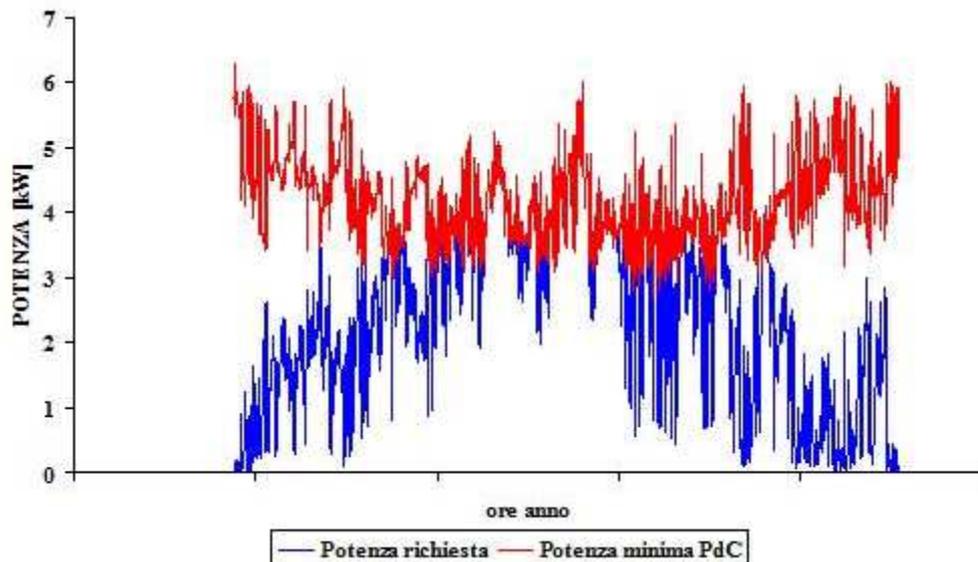


Figura 59. Confronto tra la potenza richiesta e la potenza fornita minima della pompa di calore (inverter al 50% del numero di giri).

Quando il surplus di energia è uguale a 0 il compressore lavora di continuo con l'inverter in regolazione tra il 100% e il 50% del numero di giri. Viceversa, quando il surplus di energia è superiore a 0, il compressore lavora al 50% del numero di giri e si avvia in on-off.

Il numero di avviamenti dipende dal contenuto d'acqua dell'impianto: qui si nota la prima importante differenza tra le valvole termostatiche tradizionali e le valvole elettroniche. Le prime, infatti, lavorano a cicli per cui non sono mai tutte aperte, come ricordato nel paragrafo 2.2.4, mentre le seconde riescono a modulare perfettamente, grazie anche ai particolari algoritmi in grado di conoscere e prevedere il comportamento di ogni tipologia di radiatore a cui sono collegate.

La figura 61 mostra un confronto tra il contenuto d'acqua utile sempre a disposizione della pompa di calore nel caso di valvole termostatiche tradizionali e di valvole elettroniche. Come si può notare, per larga parte dell'anno, le valvole elettroniche si mantengono aperte in regolazione e il contenuto d'acqua è il massimo disponibile (circa 96 litri, nel caso dell'esempio). Con le valvole termostatiche, invece, a causa del loro funzionamento pendolante, alcune valvole sono aperte altre tutte chiuse, per cui il contenuto d'acqua è necessariamente inferiore. Per inciso, nel caso di impianto con termostati ambiente senza valvole, il contenuto d'acqua sarebbe massimo per tutte le ore di funzionamento, perché i radiatori non sarebbero mai intercettati.

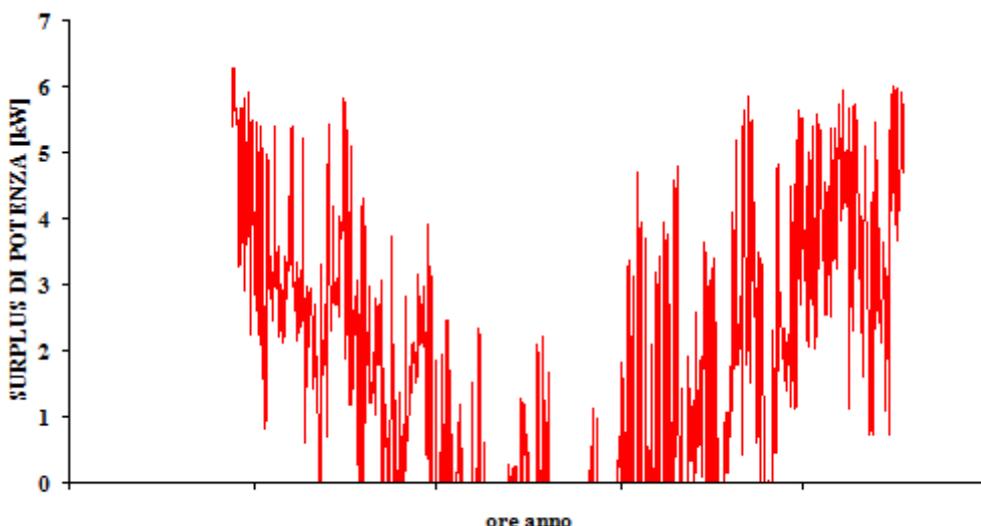


Figura 60. Surplus di energia fornito dalla pompa di calore.

Le valvole elettroniche permettono quindi di avere maggior contenuto d’acqua soprattutto quando il surplus di potenza fornito dalla pompa di calore è maggiore di 0: di conseguenza contribuiscono a limitare il numero di avviamenti orari del compressore, fonte sempre di perdita di efficienza.

Tuttavia, il loro utilizzo sarebbe in questo caso limitato. Ecco allora che si suggerisce la prima innovazione al sistema valvole elettroniche: bisogna farle dialogare con la pompa di calore in modo che diano un feedback per impostare la temperatura di produzione.

Le valvole termostatiche meccaniche non sono in grado di dialogare con il generatore.

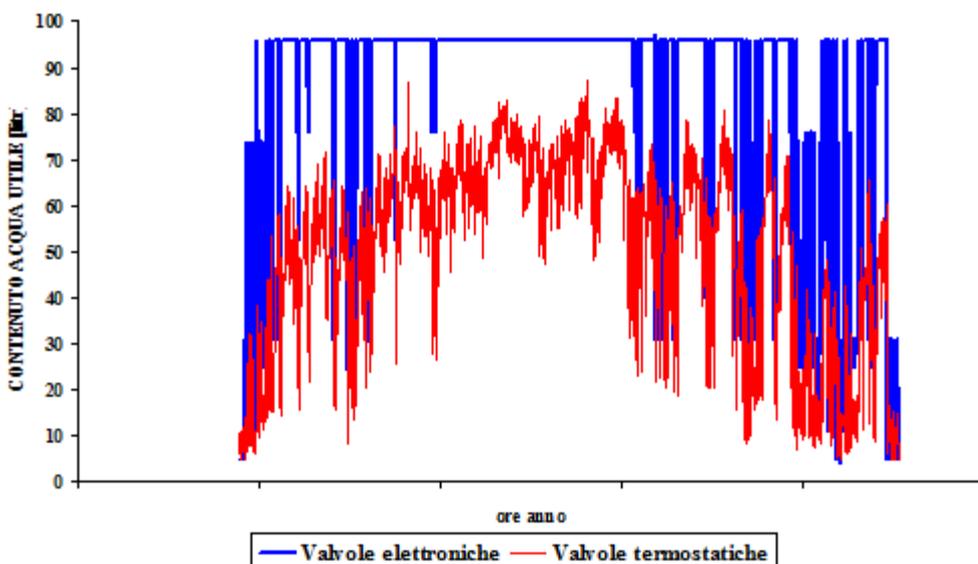


Figura 61. Contenuto d’acqua a disposizione della pompa di calore.

Le pompe di calore tradizionali lavorano con un circuito primario a portata d’acqua costante ed un circuito secondario a portata d’acqua variabile (figura 62). La regolazione della temperatura di produzione dell’acqua è effettuata mediante un segnale inviato da una sonda dell’aria esterna direttamente al controllore della pompa di calore. Il segnale è lineare, nel senso che la temperatura di produzione varia linearmente con la temperatura dell’aria esterna: a -10°C si produce acqua a 55°C, a 15°C si produce acqua

a 35°C. Le valvole meccaniche chiudono (con cicli continui, come spiegato in precedenza) in modo da adattare la potenza dei radiatori alle reali richieste degli ambienti.

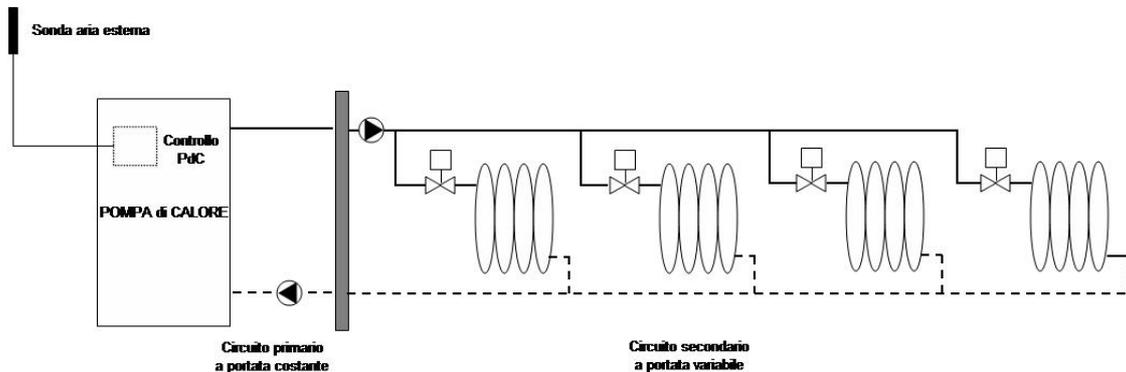


Figura 62. Collegamento tra una pompa di calore tradizionale con regolazione climatica e un impianto a radiatori con valvole termostatiche meccaniche.

Questa impostazione non è efficace dal punto di vista energetico, perché si potrebbe produrre ad una temperatura ancora troppo elevata per la potenza richiesta ai radiatori. Per esempio, ad una temperatura di 0°C dell'aria esterna si produce acqua a 48,75°C, ma la potenza richiesta dagli ambienti non dipende dalla sola temperatura, ma anche dai carichi endogeni e dagli apporti solari. Di notte i carichi endogeni sono bassi (le persone dormono, le luci sono spente) e non ci sono apporti solari gratuiti, mentre di giorno i carichi endogeni sono più elevati e gli apporti solari potrebbero essere molto consistenti. Di conseguenza, non è possibile utilizzare un'unica curva climatica per definire l'esatta temperatura di produzione della pompa di calore: a parità di temperatura dell'aria esterna, l'impostazione della curva climatica può essere eccessivamente alta di giorno rispetto alla notte, con conseguente perdita di efficienza energetica.

Il sistema con valvole elettroniche, invece, può essere messo in grado di scegliere la temperatura più adatta, con una logica semplice: la discriminante è il grado di apertura delle valvole. Se queste chiudono, vuol dire che la temperatura di produzione è troppo alta per il fabbisogno degli ambienti. Il funzionamento è mostrato in figura 63.

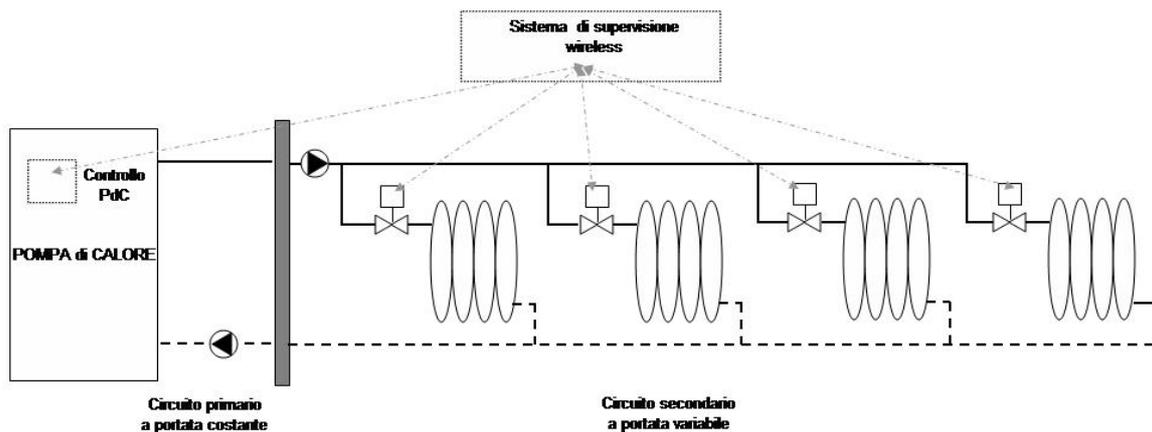


Figura 63. Collegamento tra una pompa di calore tradizionale collegata a un impianto a radiatori con valvole elettroniche.

La temperatura di produzione della pompa di calore non è più controllata dalla temperatura dell'aria esterna, ma semplicemente dall'apertura delle valvole, che sono in grado di dialogare via wireless con il sistema di supervisione e quindi con la pompa di calore.

L'efficienza della pompa di calore è tanto più elevata quanto più è bassa la temperatura di produzione che pertanto viene diminuita fino ad un valore tale per cui la valvola del radiatore che chiede maggiore potenza non si porti in prossimità dell'apertura totale. In questo modo si è certi di far lavorare la pompa di calore nel miglior modo possibile.

Tale logica permette di produrre per molto tempo ad una temperatura inferiore rispetto a quella prodotta con le valvole termostatiche tradizionali ed una curva climatica di tipo lineare (figura 64).

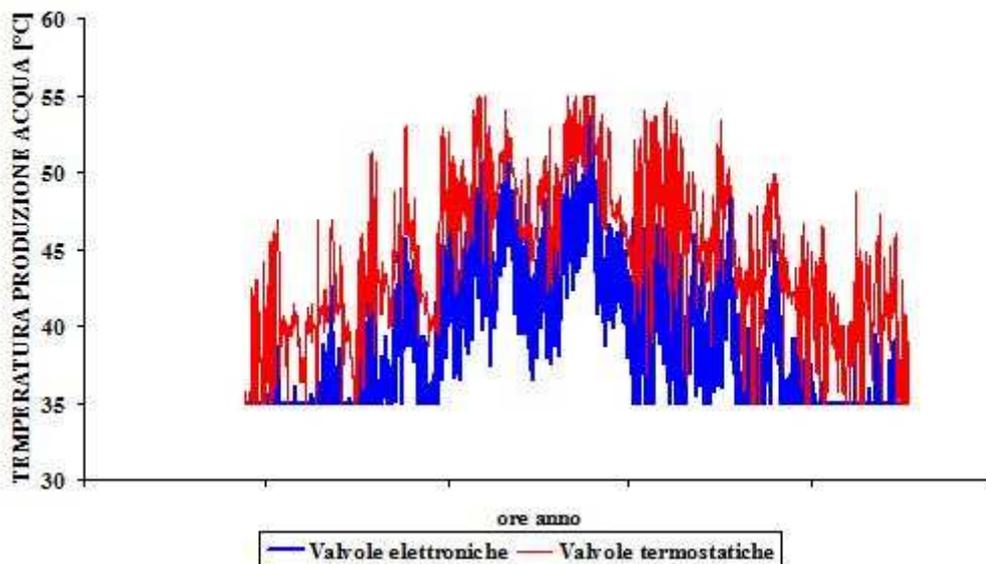


Figura 64. Temperatura di produzione in funzione del tipo di valvola.

La figura 65 mostra il numero di avviamenti per ora effettuati dalla pompa di calore nel corso dell'anno, in funzione del tipo di valvola. Si noti che la minore temperatura di produzione concessa dalle valvole elettroniche aumenta la potenza della pompa di calore rispetto a quella che si avrebbe con la curva climatica richiesta dalle valvole termostatiche, per cui si limita un po' il vantaggio del maggior contenuto d'acqua disponibile con le valvole elettroniche. Si noti come il numero di avviamenti va raramente a 0 e nelle migliore delle ipotesi si ferma a 1. Questo accade sostanzialmente perché comunque la pompa di calore è di tipo aerotermico e tende sempre ad effettuare dei cicli di sbrinamento, soprattutto con temperature dell'aria inferiori a 5°C.

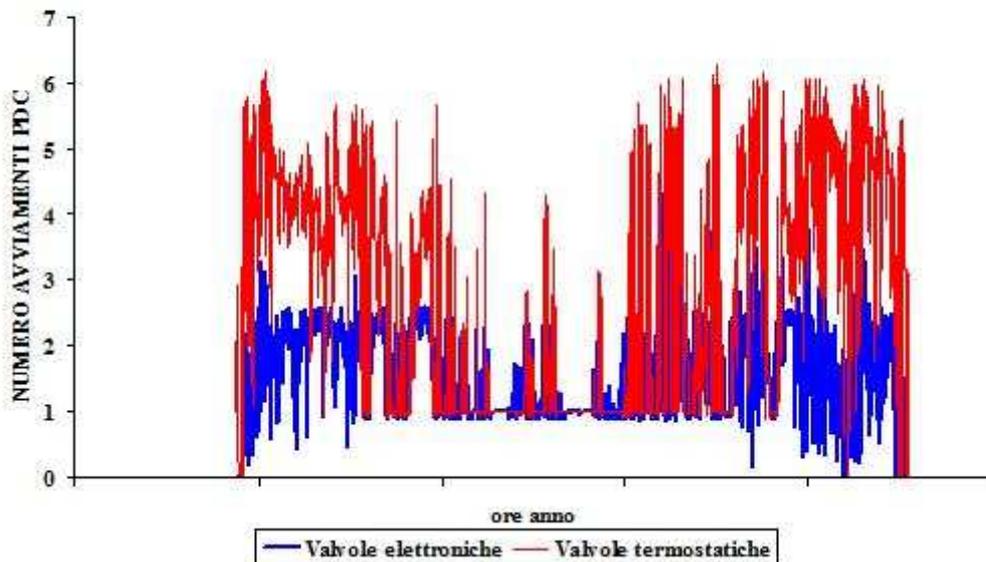


Figura 65. Numero di avviamenti per ora della pompa di calore.

La figura 66 mostra il COP risultante utilizzando valvole termostatiche tradizionali e valvole elettroniche. Come si può notare, il COP è sempre superiore con le valvole elettroniche, grazie alla minor temperatura di produzione ed al minor numero di avviamenti orari.

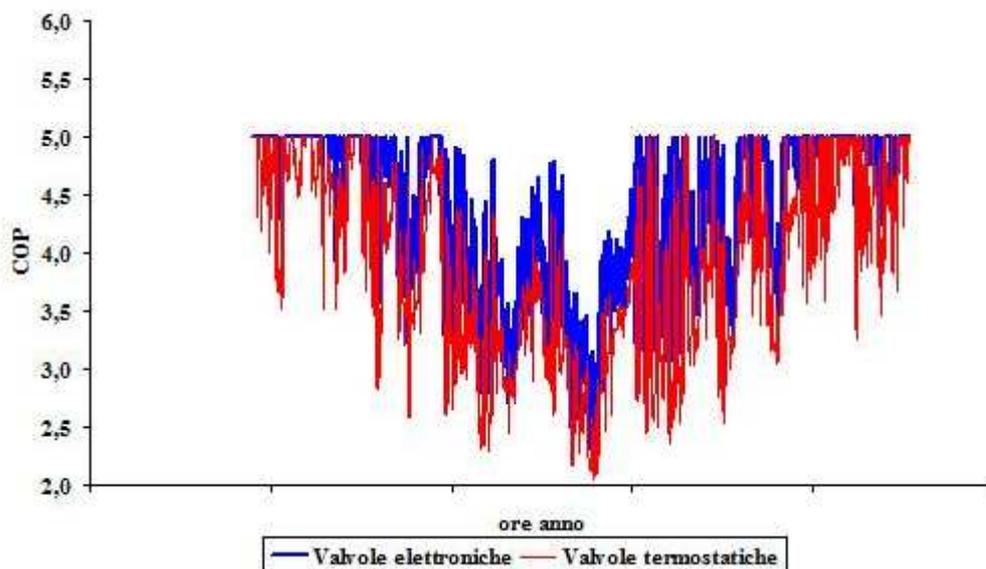


Figura 66. COP orario.

La figura 67 riporta un confronto finale sul consumo di energia elettrica della pompa di calore, nel caso di valvole elettroniche, valvole termostatiche tradizionali e impianto senza valvole comandato da un unico termostato. Quest'ultimo ha i consumi nettamente maggiori perché il fabbisogno a monte è superiore, in quanto la temperatura non viene regolata per singolo ambiente.

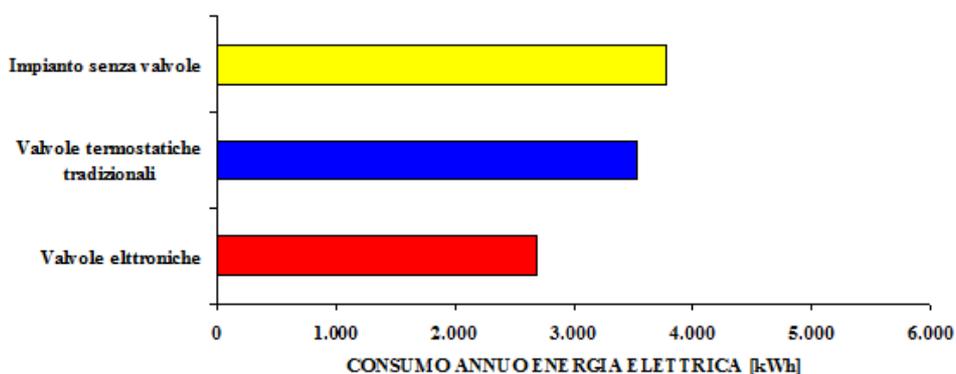


Figura 67. Consumo energia elettrica annuale (radiatori ad elevato contenuto d’acqua).

Per completezza, l’analisi è stata condotta utilizzando anche radiatori a basso contenuto d’acqua (alluminio) nei sistemi con valvole termostatiche tradizionali e con solo termostato ambiente e confrontando il loro consumo con il caso dei radiatori ad alto contenuto d’acqua (acciaio) con le valvole elettroniche. I risultati riguardano impianti senza alcuna aggiunta di accumuli inerziali tra pompe di calore e terminali. Ovviamente, l’aggiunta di tali accumuli migliora le prestazioni energetiche ottenibili.

Va detto che l’elevato contenuto d’acqua è fondamentale per il corretto funzionamento delle valvole elettroniche. La figura 68 riporta i risultati: come si può notare, il basso contenuto d’acqua è assolutamente deleterio per le pompe di calore, benché fornite di inverter, perché il numero di avviamenti orari è estremamente elevato.

L’ultimo confronto è con i sistemi a pavimento radiante: questi sono favoriti da una temperatura di produzione inferiore a quella dei radiatori per gran parte dell’anno, ma rispetto ai radiatori in acciaio con valvole elettroniche, hanno un contenuto d’acqua utile alla pompa di calore sempre inferiore (figura 69), perché le valvole lavorano On-Off. Ciò porta a un consumo energetico superiore. Pertanto i radiatori in acciaio forniti di valvole elettroniche opportunamente gestite si dimostrano l’impianto migliore dal punto di vista energetico.

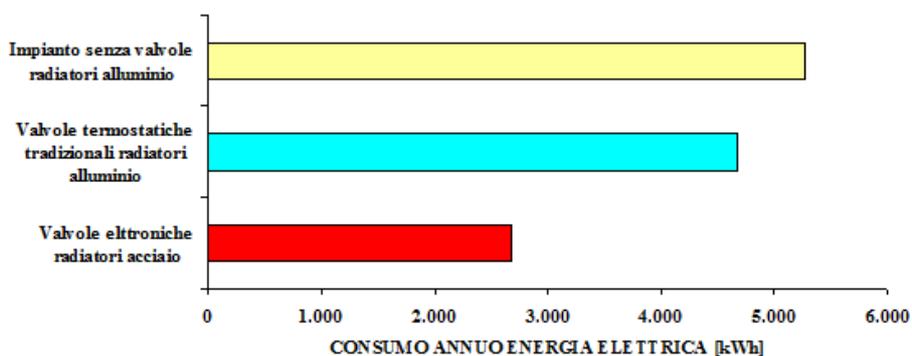


Figura 68. Consumo energia elettrica annuale (radiatori a basso contenuto d’acqua).

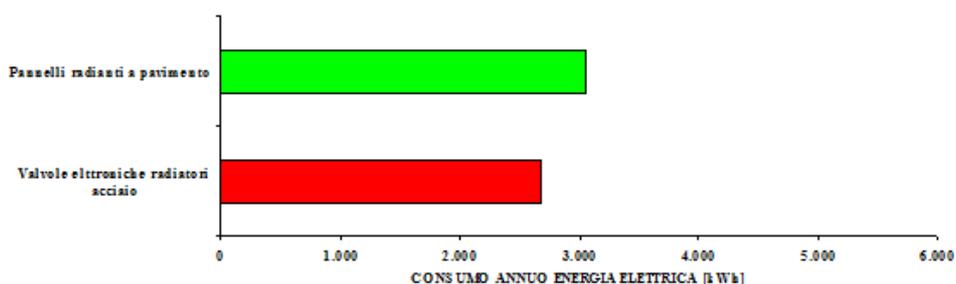


Figura 69. Consumo energia elettrica annuale: confronto radiatori – pavimento radiante.

2.5.2 Pompe di calore a CO₂

Le pompe di calore tradizionali non sono influenzate dalla temperatura dell'acqua in ingresso, ma solo da quella dell'acqua prodotta: pertanto possono essere connesse ad un circuito primario a portata costante, in modo da ottimizzare il dimensionamento degli scambiatori.

Le pompe di calore a CO₂, invece, sono fortemente influenzate dalla temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler (cfr. paragrafo 2.2.1) e quindi non possono essere connesse ad un circuito a portata costante, perché altrimenti la temperatura di ingresso aumenta al diminuire del carico. E' quanto accade se si utilizza una pompa di calore a CO₂ in un impianto a radiatori senza valvole, regolato solamente da termostati ambiente: la portata d'acqua rimane costante, per cui il salto termico diminuisce al diminuire della potenza richiesta. Di conseguenza si alza la temperatura d'ingresso al gas cooler.

Per aumentare l'efficienza energetica, bisogna necessariamente collegarle ad un circuito a portata variabile (figura 70). Questa scelta comporta ulteriori problemi perché, come si è visto, l'efficienza di scambio del gas-cooler è ottimale solamente in un certo campo di portate. La macchina testata nei laboratori Enea è studiata per la produzione di acqua calda sanitaria e pertanto il suo campo di funzionamento è ben delimitato, con portate d'acqua predefinite. E' possibile pensare a macchine studiate appositamente per gli impianti di riscaldamento, con soluzioni idonee ad allargare il campo di portate d'acqua ottimali (ad esempio utilizzando più gas cooler in parallelo, intercettabili sia dal lato frigorifero che idraulico): tuttavia le oscillazioni di portata devono essere abbastanza limitate, se si vogliono ottenere delle prestazioni elevate. Da questo punto di vista le valvole termostatiche tradizionali si comportano molto male, perché lavorano con cicli continui di apertura e chiusura (cfr. paragrafo 2.2.4) e quindi ampie e continue variazioni di portata d'acqua.

Molto meglio si comportano le valvole elettroniche, soprattutto se la logica di controllo viene opportunamente modificata. Agli algoritmi personalizzati per singolo radiatore ed alla capacità di dialogare con il generatore in modo da indicare la temperatura di produzione più idonea, devono essere aggiunte ulteriori funzioni come la capacità di controllare anche la temperatura di uscita, mentre l'intero sistema deve calcolare la portata di ritorno ed adattare la temperatura di mandata in modo che il campo di variazione di portata sia limitato.

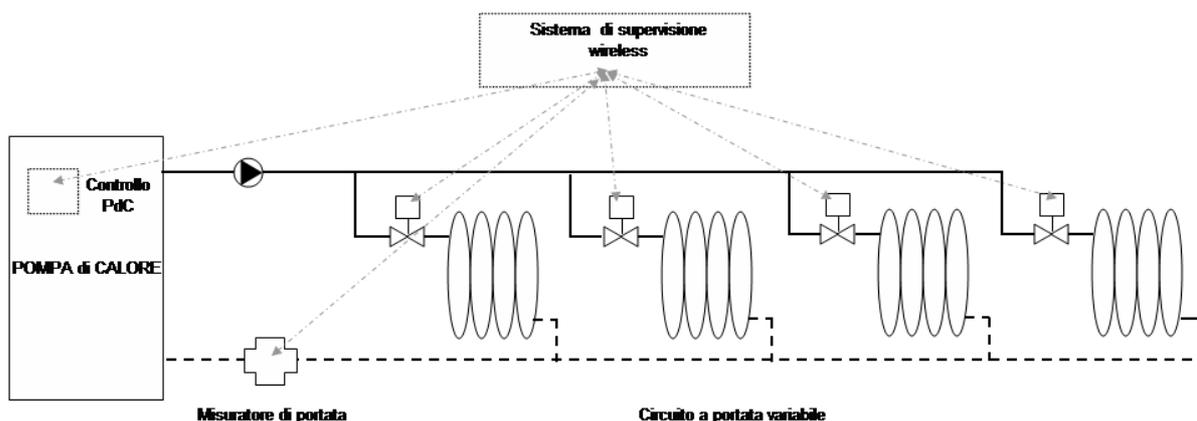


Figura 70. Collegamento tra una pompa di calore a CO₂ collegata ad un impianto a radiatori con valvole elettroniche.

Come si può notare, il sistema di supervisione wireless dialoga anche con un misuratore di portata d'acqua posto all'ingresso della pompa di calore e del relativo gas cooler. La logica di funzionamento deve essere tale per cui la temperatura dell'acqua prodotta deve essere fissata in base sia all'apertura delle valvole sia alla portata complessiva nel gas cooler, in modo da ottimizzare il COP di funzionamento.

L'impianto va calcolato con un elevato salto termico (ad esempio 48°C, 70°C in ingresso ai radiatori e 22°C in uscita) così da linearizzare al massimo la potenza resa in funzione della portata, come mostrato in figura 53, per facilitare la regolazione da parte delle valvole elettroniche. Questa è stata l'impostazione data nelle valutazioni effettuate. La figura 71 mostra le temperature in ingresso al gas cooler durante tutto il periodo invernale.

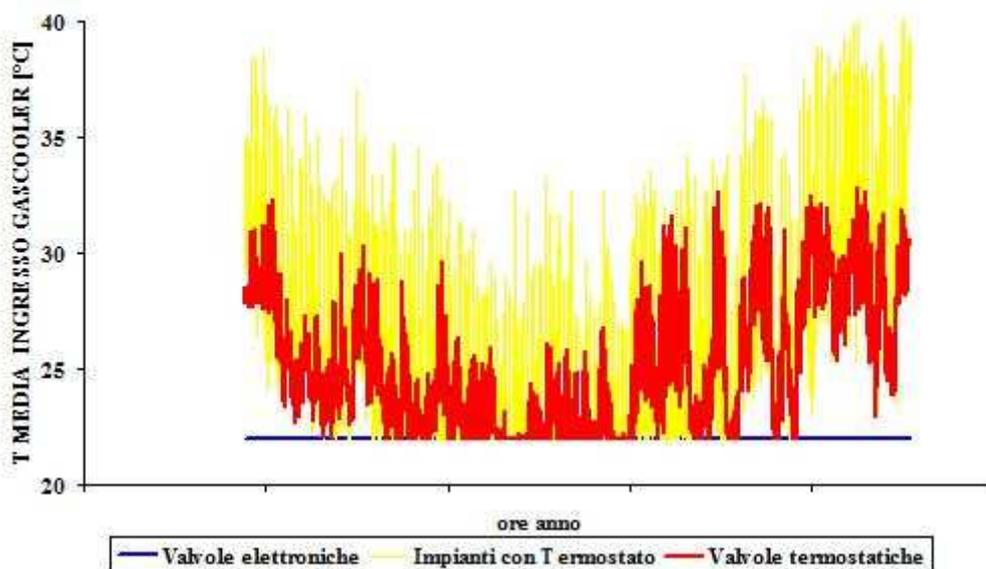


Figura 71. Temperature dell'acqua in ingresso al gas cooler.

Le valvole elettroniche sono in grado di mantenere costante a 22°C la temperatura media dell'acqua in ingresso al gas cooler, mentre con le valvole termostatiche la temperatura varia in continuazione mantenendosi a valori più elevati. Ancora più elevate sono le temperature nel caso di impianto senza valvole, regolato dai termostati ambiente, a causa del primario a portata costante.

Anche la temperatura dell'acqua prodotta dalla pompa di calore (figura 72) è più bassa nel caso di valvole elettroniche (a patto che la logica di gestione sia opportunamente studiata): infatti, per variare di poco la portata complessiva nel gas cooler, la temperatura deve abbassarsi maggiormente, rispetto a quella determinata dalla semplice climatica, impostabile invece nel caso di impianto regolato dai termostati ambiente o con le valvole termostatiche tradizionali, incapaci di dialogare con il generatore.

La temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler influenza anche la potenza resa dalla pompa di calore, perché fa diminuire l'effetto utile, così come mostrato in figura 3 nel paragrafo 2.2.1. Pertanto, il surplus di potenza è inferiore nel caso di valvole termostatiche rispetto al caso di valvole elettroniche (figura 73). Ancora minore è nel caso di radiatori senza valvole regolato da termostati ambiente.

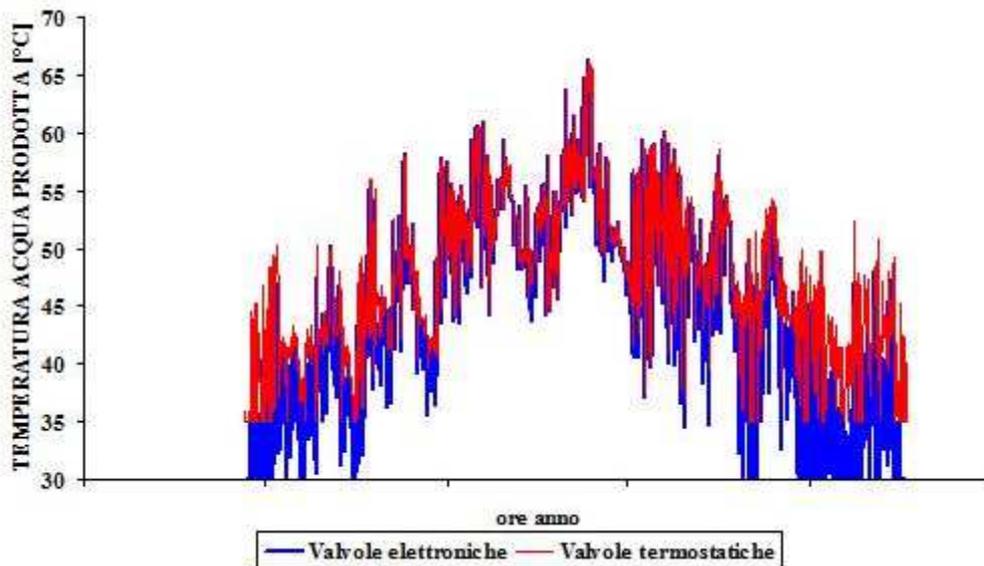


Figura 72. Temperature di produzione acqua.

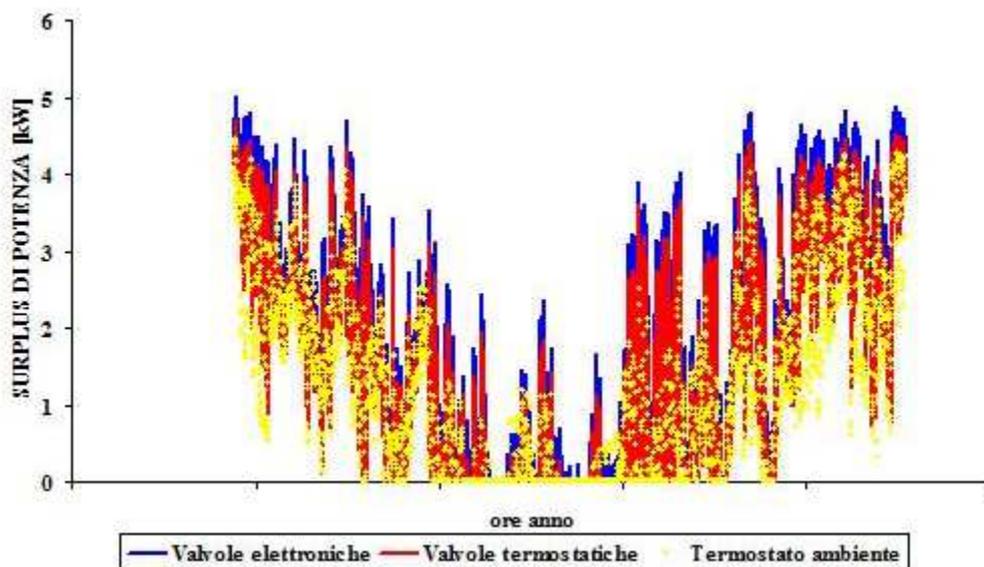


Figura 73. Surplus di potenza.

La figura 74 mostra il numero di avviamenti per ora effettuati dalla pompa di calore nel corso dell'anno, in funzione del tipo di valvola. Si noti come il numero di avviamenti va raramente a 0 e nelle migliori delle ipotesi si ferma a 1. Questo accade sostanzialmente perché comunque la pompa di calore è di tipo aerotermico e tende sempre ad effettuare dei cicli di sbrinamento, soprattutto con temperature dell'aria inferiore a 5°C.

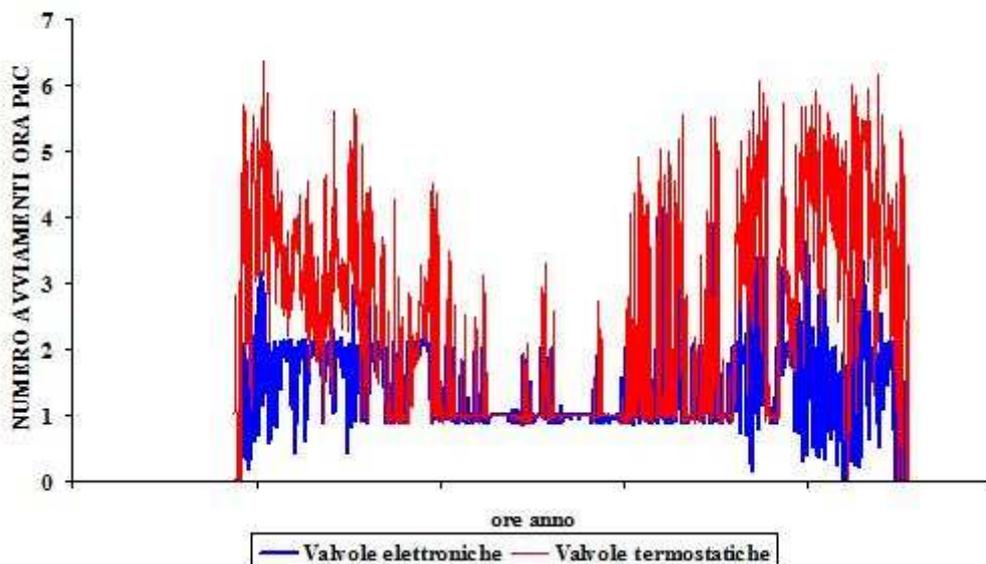


Figura 74. Numero di avviamenti per ora.

La figura 75 mostra il COP risultante utilizzando valvole termostatiche tradizionali e valvole elettriche. Come si può notare, il COP è sempre superiore con le valvole elettroniche, grazie alla minor temperatura di produzione, al minor numero di avviamenti orari e all’ottimizzazione delle portate d’acqua all’interno del gas cooler. Quest’ultimo aspetto è particolarmente importante, come dimostrato durante i test effettuati sulla macchina di prova. Per capirlo, basta osservare l’andamento del COP dell’impianto senza valvole, con termostato ambiente, quindi con portata d’acqua sul primario costante: benché sia penalizzato da una temperatura dell’acqua di ingresso al gas cooler superiore a quella dell’impianto con valvole termostatiche, la costanza di portata permette di ottimizzare l’efficienza del gas cooler, in modo da ottenere un COP sufficientemente elevato. Con le valvole elettroniche l’ottimizzazione delle portate d’acqua si ottiene grazie alla logica di regolazione. Con le valvole termostatiche, invece, la portata è tanto più lontana dall’ottimizzazione, quanto minore è il carico termico.

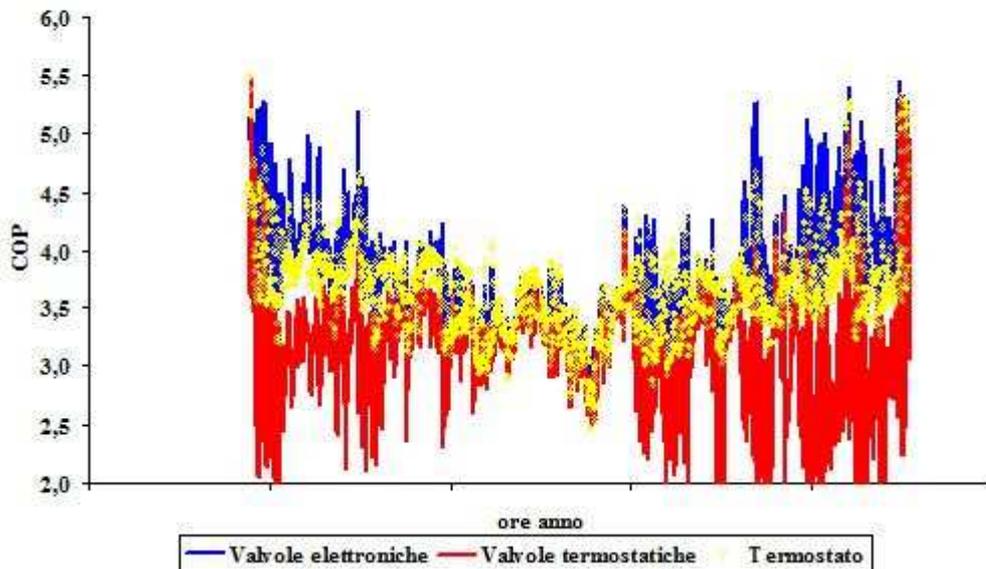


Figura 75. Andamento orario del COP.

Le valvole termostatiche sono dannose, nel caso di pompe di calore a CO₂, per quanto detto in precedenza. La simulazione dimostra che il consumo di energia elettrica complessivo è simile a quello ottenibile con una regolazione con termostato ambiente.

Non sono state effettuate delle simulazioni con radiatori a basso contenuto d'acqua perché le prestazioni sarebbero pessime nel caso di pompe di calore a CO₂. Analogamente non sono state effettuate simulazioni con sistemi a pannelli radianti perché non sono terminali adatti alle pompe di calore a CO₂. La loro regolazione deve essere necessariamente On-Off, quindi con importanti variazioni di portata poco adatte all'ottimizzazione dei gas cooler. Inoltre, la temperatura d'ingresso nel gas cooler difficilmente può essere inferiore ai 30°C, ben superiore a quella ottenibile con i radiatori.

2.5.3 Confronto tra pompe di calore tradizionali e pompe di calore a CO₂

La scelta dei generatori nelle simulazioni è stata fatta perché il consumo elettrico con le valvole elettroniche fosse simile per entrambi i sistemi. In questo modo è possibile confrontare tra di loro l'andamento dei COP di una pompa di calore tradizionale con una pompa di calore a CO₂. Come si può notare, le pompe di calore a CO₂ hanno un COP maggiore quando la temperatura dell'aria esterna è inferiore a circa 5°C. Sono particolarmente adatte ai climi freddi. Tuttavia, anche in climi più caldi hanno il vantaggio di lavorare con portate d'acqua molto inferiori, perché possono sfruttare un elevato salto termico: questo le favorisce nel caso di ristrutturazioni perché i diametri delle tubazioni sono molto inferiori a quelli richiesti da macchine tradizionali.

Anche nel nuovo, comunque, sfruttano il beneficio energetico di ridurre di molto le spese di pompaggio. I consumi elettrici sopra considerati riguardano solamente la spesa per muovere il compressore e i ventilatori delle pompe di calore, non quella per il pompeggio. Se si aggiungesse anche questa, il bilancio sarebbe favorevole alle macchine a CO₂.

3. Conclusioni

Le pompe di calore a CO₂ potrebbero essere dei generatori particolarmente adatti in abbinamento ad impianti di riscaldamento a radiatori con elevato salto termico.

Il condizionale è d'obbligo perché attualmente gli unici modelli presenti sul mercato sono quelli studiati per la produzione di acqua calda sanitaria. Il motivo è semplice: lavorando in un ciclo transcritico, le prestazioni delle pompe di calore a CO₂ sono sufficientemente elevate, dal punto di vista energetico, solamente se la temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler è sufficientemente bassa, inferiore a 30°C.

Attualmente si ritiene difficile che gli impianti di riscaldamento, soprattutto quelli a radiatori, possano lavorare con temperature dell'acqua di ritorno al generatore così basse.

La ricerca ha dimostrato che non è vero: un corretto dimensionamento dei radiatori e dell'impianto permette una temperatura dell'acqua di ritorno solo di un paio di gradi superiore alla temperatura dell'aria ambiente, anche nelle condizioni di pieno carico. Per la buona riuscita del progetto, però, bisogna porre particolare attenzione su diversi aspetti.

Innanzitutto i radiatori devono avere un elevato contenuto d'acqua, pari ad almeno 10 - 15 litri per kW di potenza nominale (alle condizioni di funzionamento massimo) in modo da permettere lente variazioni del profilo di temperatura al loro interno, assicurare all'impianto un'inerzia tale da permettere al compressore della pompa di calore pochi avviamenti, assicurare in tutte le condizioni una temperatura dell'acqua in uscita prossima a quella della temperatura dell'aria, permettere una buona regolazione mediante l'uso di valvole termostatiche elettroniche.

Da questo punto di vista si può affermare che i radiatori ad alto contenuto d'acqua sono i migliori terminali in assoluto per le pompe di calore a CO₂, nettamente migliori dei sistemi radianti che scontano anche il fatto di non lavorare sotto portata costante.

Quest'ultimo aspetto è fondamentale: una temperatura dell'acqua di ritorno dai terminali, quindi in ingresso al gas cooler, sufficientemente bassa si può ottenere solo con un circuito a portata d'acqua variabile, con una regolazione che permetta una modulazione continua.

Impianti con regolazione on off, come quelli dotati di termostato ambiente con qualunque terminale, oppure sistemi radianti necessariamente dotati di valvole di regolazione on off, fanno aumentare la temperatura di uscita dai terminali al diminuire del fabbisogno termico dei locali, penalizzando in questo modo l'efficienza energetica delle pompe di calore a CO₂.

Anche le tradizionali valvole termostatiche impiegate nei radiatori non sono per nulla adatte all'accoppiamento con pompe di calore a CO₂, a causa dei loro cicli continui di apertura e chiusura. Questi provocano due problematiche distinte: da un lato la portata d'acqua al gas cooler non è mai costante, dall'altro la temperatura dell'acqua in uscita ai terminali non è mai ottimale.

Le pompe di calore a CO₂ hanno pertanto bisogno di organi di regolazione appositamente studiati, dotati di assoluta precisione. Le valvole elettroniche utilizzate nei test hanno dimostrato le seguenti caratteristiche: la precisione nel controllo della temperatura ambiente è molto buona, con una regolazione continua che permette l'afflusso idoneo e costante della corretta portata d'acqua. Durante la ricerca, sono stati sviluppati nuovi algoritmi per migliorarne il controllo. Le valvole hanno la capacità di prevedere e anticipare le prestazioni dei radiatori, in quanto ciascuna conosce le curve prestazionali del modello di radiatore cui è collegata. Pertanto sono in grado di assicurare al generatore una temperatura dell'acqua di produzione ottimale. Questa funzione è sufficiente nel caso di pompe di calore tradizionali, ma non per le pompe di calore a CO₂ che sono molto influenzate sia dalla temperatura di ingresso che dalla portata d'acqua nel gas cooler.

Il sistema di regolazione con valvole elettroniche permette di controllare ed ottimizzare anche questi parametri, oltre alla temperatura dell'aria in ambiente ed alla temperatura di produzione

dell'acqua da inviare all'impianto. Questo aspetto è risultato fondamentale per il raggiungimento di una sufficiente efficienza energetica.

In ultimo è giusto segnalare come sia necessario studiare delle pompe di calore a CO₂ adatte all'utilizzo negli impianti di riscaldamento con radiatori ad elevato salto termico. La macchina testata non soddisfa queste caratteristiche, in quanto è pensata solo ed esclusivamente per la produzione dell'acqua calda sanitaria. In particolare, il gas cooler è dimensionato per tale scopo, con portate d'acqua ottimali troppo elevate per un impianto con elevato salto termico.

Una pompa di calore a CO₂ ottimizzata per un impianto di riscaldamento dovrebbe funzionare con portate d'acqua sufficientemente bassa, cosa che richiederebbe un sostanziale ripensamento del gas cooler e probabilmente l'adozione di soluzioni particolari, come due scambiatori in parallelo, per essere ottimizzata in ogni condizione di funzionamento. Questo garantirebbe di sicuro le prestazioni stimate nella simulazione dinamica.

L'utilizzo delle pompe di calore a CO₂ con radiatori ad elevato salto termico permetterebbe di ridurre al massimo le spese di pompaggio dell'acqua circolante nell'impianto, perché la portata sarebbe almeno 5 volte inferiore a quella di un normale impianto a radiatori. Inoltre, il diametro delle tubazioni sarebbe molto limitato, cosa decisamente utile nel caso di ristrutturazioni di edifici esistenti, il vero mercato del futuro. Quindi, sarebbero particolarmente adatte sia ai nuovi edifici a consumo energetico quasi zero (nZEB), sia alla ristrutturazione del patrimonio edilizio nazionale.

Inoltre, le prestazioni delle pompe di calore a CO₂ sono nettamente migliori di quelle delle pompe di calore tradizionali per temperature dell'aria esterna basse. Ciò significa un minor impegno di potenza ed un minor consumo di energia nelle condizioni più critiche, ovvero all'avviamento mattutino. E' un vantaggio notevole per la rete di distribuzione dell'energia elettrica del nostro paese, perché la massima riduzione di energia si avrebbe proprio nei momenti in cui le pompe di calore tradizionali richiederebbero consumi elevati, con maggiore stress per il nostro sistema elettrico.

4. Appendice

Allegato 1: DATI edificio Milano simulazione del 8_11_2013

L'edificio è immaginato come una cella compresa tra altre che si suppongono uguali, per cui due pareti di confine (quella dove si trova il bagno e quella opposta, dove è segnato l'ingresso) sono considerate adiabatiche. Sempre adiabatici sono considerati i due solai (pavimento e soffitto) simulando con ciò il fatto che l'edificio sia la cellula di un edificio multipiano.

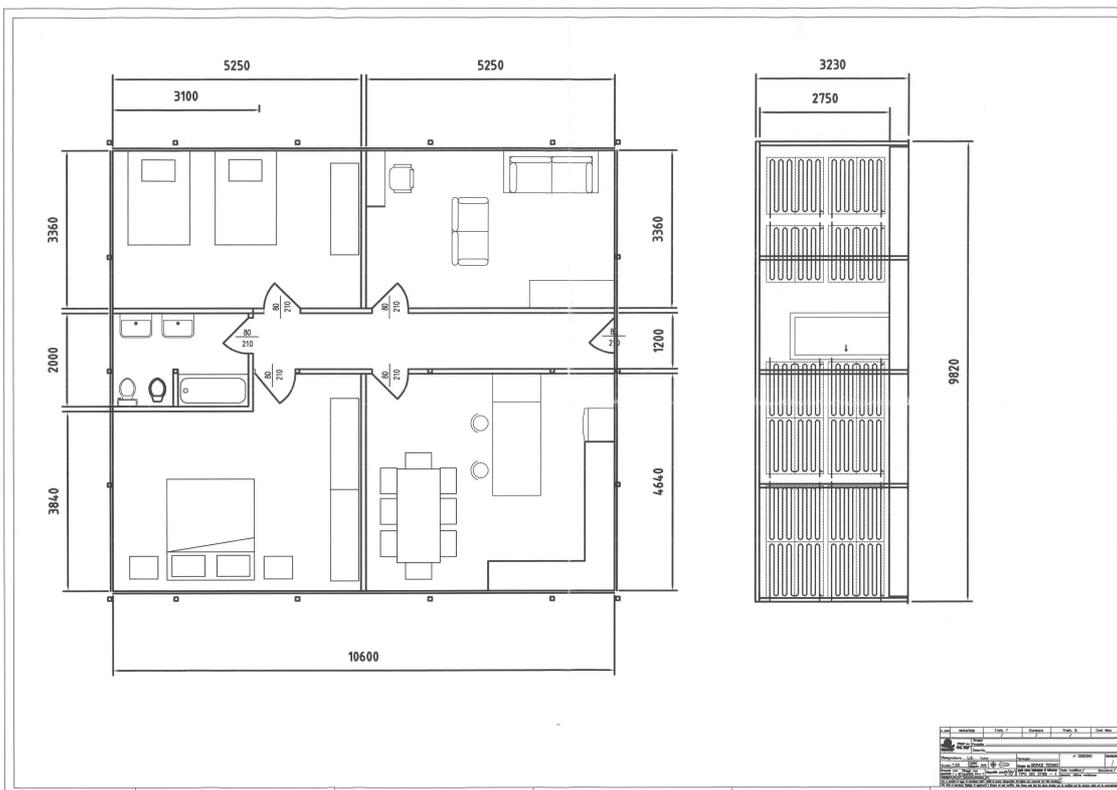


Figura 76. Pianta edificio.



Figura 77. Pianta suddivisione in zone dell'edificio.

Le stanze sono numerate nel seguente modo:

- 1 camera a due letti;
- 2 bagno;
- 3 corridoio
- 4 camera matrimoniale
- 5 salotto
- 6 cucina pranzo

L'altezza del blocchetto (considerata comprensiva delle parti a lui attribuibili un solai: $h_{\text{netta}} = 3 \text{ m} + 2h_{\text{mezzo solaio}} = 0.5$) è pari a 3.5 m.

Le proprietà delle superfici di involucro sono le seguenti:

- trasmittanza pareti esterne: $0.35 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$;
- tetto piano: $0.25 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$;
- partizioni interne: $0.31 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$;
- solaio di pavimento: $0.25 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

Le caratteristiche del sistema vetrato utilizzato sono riportate in figura 78:

Trasmissione solare totale (SHG...	0.687
Trasmissione solare diretta	0.624
Trasmissione luce	0.744
U-value (EN 673) (W/mq-K)	1.978
Valore U (W/mq-K)	1.978

Figura 78. Caratteristiche del sistema vetrato utilizzato.

Per ogni ambiente (denominato con il numero suddetto) le superfici considerate sono riportate nelle figure 79-84. Nelle partizioni, tra parentesi, è indicato l'ambiente da cui la partizione divide quello considerato.

Per esempio per l'ambiente 1 la scritta: partizione 11,746 mq (block 1, Zone 5) significa che la partizione di 11,746 mq divide l'ambiente 1 dall'ambiente 5.

Con parete si intendono le pareti esterne ed i gradi ne definiscono l'orientamento verso nord. Per esempio per l'ambiente 1 la scritta: parete 18.480 mq – 0.0° significa che la parete, complessivamente di 18.480 mq, è orientata di 0.0° verso nord. Sotto ci sono le due parti opache (superficie opaca, esterno 12.936 mq) e vetrate (finestra 5.544 mq).



Figura 79. Partizione locale 1.

- [-] **Zone 2**
 - [+] Pavimento - 5.806 mq (Adiabatico)
 - [+] Soffitto - 5.806 mq (Adiabatico)
 - [+] Partizione - 2.788 mq (Block 1, Zone 4)
 - [+] Partizione - 4.233 mq (Block 1, Zone 3)
 - [+] Partizione - 10.130 mq (Block 1, Zone 1)
 - [+] Partizione - 7.021 mq (Adiabatico)
 - [+] Partizione - 10.130 mq (Block 1, Zone 4)

Figura 80. Partizione locale 2.

- [-] **Zone 3**
 - [+] Pavimento - 9.272 mq (Adiabatico)
 - [+] Soffitto - 9.272 mq (Adiabatico)
 - [+] Partizione - 4.233 mq (Adiabatico)
 - [+] Partizione - 18.480 mq (Block 1, Zone 5)
 - [+] Partizione - 8.350 mq (Block 1, Zone 1)
 - [+] Partizione - 4.233 mq (Block 1, Zone 2)
 - [+] Partizione - 8.350 mq (Block 1, Zone 4)
 - [+] Partizione - 18.480 mq (Block 1, Zone 6)

Figura 81. Partizione locale 3.

- [-] **Zone 4**
 - [+] Pavimento - 22.444 mq (Adiabatico)
 - [+] Soffitto - 22.444 mq (Adiabatico)
 - [+] Partizione - 16.406 mq (Block 1, Zone 6)
 - [+] Partizione - 8.350 mq (Block 1, Zone 3)
 - [+] Partizione - 2.788 mq (Block 1, Zone 2)
 - [+] Partizione - 10.130 mq (Block 1, Zone 2)
 - [+] Partizione - 13.618 mq (Adiabatico)
 - [-] Parete - 18.480 mq - 180.0°
 - [+] Esterno - 12.936 mq
 - [+] Finestra (Esterno) 5.544 mq

Figura 82. Partizione locale 4.

- [-] **Zone 5**
 - [+] Pavimento - 17.720 mq (Adiabatico)
 - [+] Soffitto - 17.720 mq (Adiabatico)
 - [+] Partizione - 11.746 mq (Adiabatico)
 - [-] Parete - 18.480 mq - 0.0°
 - [+] Esterno - 12.936 mq
 - [+] Finestra (Esterno) 5.544 mq
 - [+] Partizione - 11.746 mq (Block 1, Zone 1)
 - [+] Partizione - 18.480 mq (Block 1, Zone 3)

Figura 83. Partizione locale 5.

- [-] **Zone 6**
 - [+] Pavimento - 24.750 mq (Adiabatico)
 - [+] Soffitto - 24.750 mq (Adiabatico)
 - [+] Partizione - 16.406 mq (Adiabatico)
 - [+] Partizione - 18.480 mq (Block 1, Zone 3)
 - [+] Partizione - 16.406 mq (Block 1, Zone 4)
 - [-] Parete - 18.480 mq - 180.0°
 - [+] Esterno - 12.936 mq
 - [+] Finestra (Esterno) 5.544 mq

Figura 84. Partizione locale 6.

Allegato 2: Simulazioni con pompe di calore a CO₂

In tabella 14 vengono illustrati i dati ed i risultati utilizzati nelle simulazioni effettuate sull'uso di pompe di calore a CO₂ abbinata a radiatori in acciaio ad alto contenuto d'acqua per l'utenza riportata nell'Allegato 1. Sono state effettuate tre simulazioni in base al sistema di regolazione utilizzato:

- termostato;
- valvole termostatiche;
- valvole elettroniche modulanti.

Per motivi di spazio non si riportano le tabelle relative ai risultati ottenuti durante le simulazioni. Per ulteriori info è possibile richiedere i file di calcolo.

Tabella 14. Organizzazione dati e risultati relativi alle simulazioni effettuate con pompe di calore a CO₂.

VOCE	UNITA' MISURA	DESCRIZIONE
Date/Time		data e ora della simulazione
Test	°C	Temperatura aria esterna
Zona 1	kW	Fabbisogno termico richiesto dal singolo ambiente e dal totale dell'abitazione
Zona 3		
Zona 4		
Zona 5		
Zona 6		
Totale		
tw im	°C	Temperatura acqua prodotta dalla pompa di calore e immessa nei radiatori
Zona 1	adimensionale percentuale	Rapporto tra potenza richiesta dall'ambiente e massima potenza fornita al radiatore alimentato alla temperatura tw im
Zona 3		
Zona 4		
Zona 5		
Zona 6		
Totale		
Zona 1	Litri	Contenuto d'acqua disponibile all'impianto (considera il contenuto d'acqua di tutti i radiatori con la valvola in apertura)
Zona 3		
Zona 4		
Zona 5		
Zona 6		
Totale		
Pot PdC	kW	Potenza pompa di calore alle condizioni Te tw im di funzionamento (inverter al massimo numero di giri)
P min PdC	kW	Potenza pompa di calore alle condizioni Te tw im di funzionamento (inverter al minimo numero di giri)
Surplus P	kW	Differenza tra P min PdC (colonna AA) e fabbisogno termico totale (colonna I)
T funz	minuti	Tempo funzionamento compressore PdC
Avviam	1/h	Numero avviamenti per ora del compressore
tw in GC	°C	Temperatura ingresso al Gas Cooler
COP	adimensionale	COP della pompa di calore nelle condizioni di funzionamento al netto delle perdite per avviamenti
EE	kWh	Energia elettrica consumata

5. Riferimenti bibliografici

1. N. Calabrese, R. Trinchieri, L. Saraceno, M. Pieve, G. Boccardi, “Produzione di acqua calda sanitaria (ACS) in modalità istantanea a mezzo di una pompa di calore a CO₂ (R744)”, Report RdS/2013/097, (2013).
2. T. E. Watson (ASHRAE), D. McQuay, “AHRI Low-GWP Alternative Refrigerant Evaluation Program”, Aicarr Vicenza, (2012).
3. N. Masson, M. Chasserot, J. T. Lira, “GUIDE 2012: Natural Refrigerants - Market Growth for Europe”, shecco publications (2012).
4. Ministero dello Sviluppo Economico, “Sintesi piano di azione nazionale per le energie rinnovabili (direttiva 2009/28/CE)”, (11 giugno 2010).
5. M. Vio, “La pompa di calore nel retrofit di edifici esistenti con impianti a radiatori”, Aicarr Padova, (2013).
6. C. Calabrese, “Pompe di calore e impianti a radiatori”, Aicarr Journal, 12 (2012), pp 36-43.
7. Autori vari, “Progettazione e Comfort” AiCARR JOURNAL N°20, Giugno 2013.
8. “Riscaldamento a radiatori: la modernità nella tradizione”, La Termotecnica (Luglio – Agosto 2010).
9. Autori vari, “I circuiti idronici”, Manuale Aicarr, in fase di stampa.
10. F. Paoletti (Airal), “Impianti di riscaldamento a confronto”.
11. G. Boccardi, N. Calabrese, L. Saraceno, R. Trinchieri, “Realizzazione di un prototipo di macchina frigorifera caldo freddo dedicata al settore alimentare” RdS/2012/128 (2012).
12. M. Vio, Matteo Rigo: “Impianti idronici e sistemi VRV – VRF”, Capitolo 4, Editoriale Delfino 2010.

6. Abbreviazioni ed acronimi

<i>COP</i>	Coefficiente di prestazione, adim.
<i>c_p</i>	Calore specifico medio a pressione costante, J/(kg K)
<i>G_{CO2}</i>	Portata massica CO ₂ , kg/s
<i>G_{H2O}</i>	Portata massica acqua, kg/h
<i>h</i>	Entalpia specifica, kJ/kg
<i>m</i>	Portata massica, kg/h
<i>Q_{GC}</i>	Carico termico al gas cooler, W
<i>T_{outdoor}</i>	Temperatura aria in ingresso all’evaporatore, °C
<i>T_{iW}</i>	Temperatura acqua in ingresso alla macchina, °C
<i>T_{uW}</i>	Temperatura acqua in uscita dalla macchina, °C
<i>ΔT_{cool gc}</i>	Differenza di temperatura tra CO ₂ ed acqua lato freddo al gas cooler, °C
<i>T_{iSC_W}</i>	Temperatura CO ₂ in ingresso al gas cooler, °C
<i>T_{uEEV}</i>	Temperatura CO ₂ in uscita dalla valvola di laminazione, °C
<i>Whp</i>	Potenza elettrica assorbita dalla macchina, kW
<i>p₁</i>	Pressione ingresso al gas cooler, bar
<i>p₁₄</i>	Pressione ingresso al compressore, bar
<i>T_{room1,2,3}</i>	Temperature sonde installate davanti ciascun radiatore, °C

Simboli greci

<i>E_{gc}</i>	Efficienza gas cooler, adim.
-----------------------	------------------------------