



Ricerca di Sistema elettrico

Produzione di acqua calda sanitaria (ACS) in modalità istantanea a mezzo di una pompa di calore a CO₂ (R744)

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)

N. Calabrese, R. Trinchieri, L. Saraceno, M. Pieve, G. Boccardi (ENEA)

Settembre 2013

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2012

Area: RAZIONALIZZAZIONE E RISPARMIO NELL'USO DELL'ENERGIA ELETTRICA

Progetto: Utilizzo del calore solare e ambientale per la climatizzazione

Obiettivo C: Sviluppo e sperimentazione di pompe di calore elettriche di nuova generazione

Responsabile del Progetto: Nicolandrea Calabrese, ENEA

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE	5
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	7
2.1 IMPIANTO SPERIMENTALE E MODALITÀ DI ESECUZIONE DELLE PROVE	7
2.2 RISULTATI SPERIMENTALI	13
2.2.1 <i>Test con temperatura dell'aria e dell'acqua ingresso gas cooler costanti</i>	14
2.2.2 <i>Test con temperatura ambiente variabile e acqua di alimento costante</i>	17
2.2.3 <i>Test con temperatura ambiente e acqua di alimento gas cooler variabili</i>	19
3 CONCLUSIONI.....	25
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	26
5 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	26

Sommario

Numerosi studi hanno dimostrato che le prestazioni di una pompa di calore ad anidride carbonica dipendono fortemente dal tipo di applicazione richiesta e dalle condizioni ambientali in cui essa si trova a operare. In particolare, la pompa di calore a CO₂ diviene competitiva rispetto alle pompe di calore tradizionali che utilizzano generalmente refrigeranti alogenati in applicazioni caratterizzate da una grande richiesta di acqua calda sanitaria (ospedali, centri sportivi, etc.), o nel caso di elevato rapporto tra l'energia richiesta per produzione di acqua calda sanitaria e per il riscaldamento ambientale (ad esempio edifici di nuova costruzione a basso consumo energetico con riscaldamento a pavimento). I sistemi trascritici ad anidride carbonica consentono, infatti, di portare a temperature relativamente alte l'acqua in un flusso in controcorrente con il refrigerante caldo in uscita dal compressore con efficienze di scambio termico molto elevate.

D'altra parte, l'efficienza globale della macchina è anche fortemente influenzata dalla temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore caldo (gas cooler), per cui è utile abbinare dei sistemi di accumulo a elevata stratificazione alle pompe di calore a CO₂ in modo che tali serbatoi consentano di alimentare la macchina con acqua a temperatura tale da ottimizzarne le prestazioni.

Con l'intento di valutare le prestazioni globali della macchina al variare delle condizioni al contorno (temperatura dell'acqua in ingresso gas cooler, portata dell'acqua, temperatura dell'ambiente esterno alla pompa di calore), è stato realizzato un impianto di prova in grado sia di mantenere la temperatura ambiente a un valore desiderato (in un range compreso tra -10 e 20°C), che di gestire il flusso dell'acqua di alimento della macchina in termini di portata e temperatura (quest'ultima nell'intervallo 15 - 45 °C).

Le prove sono state eseguite a diverse temperature ambiente variando la portata e la temperatura dell'acqua in entrata al gas cooler della pompa di calore; è stato possibile inoltre gestire la portata di refrigerante nei limiti di prestazione del compressore intervenendo sui setpoints di riferimento della macchina e, in alcuni test, sul sistema di controllo e gestione della valvola elettronica di laminazione.

Una prima serie di prove è stata condotta mantenendo costanti sia la temperatura ambiente sia quella dell'acqua di alimento; in seguito si è proceduto all'esecuzione di prove caratterizzate da temperature ambiente variabili e infine sono state eseguite prove variando sia la temperatura ambientale sia quella dell'acqua.

La prima serie di prove ha consentito di evidenziare l'influenza delle prestazioni del compressore e del gas cooler sul rendimento globale; la seconda serie di prove ha messo in luce come le condizioni di lavoro all'evaporatore condizionino le prestazioni e infine, la terza serie di prove ha consentito di quantificare la caduta di prestazioni connessa con un incremento della temperatura dell'acqua di alimento.

I risultati ottenuti mostrano le notevoli potenzialità delle pompe di calore a CO₂ per la produzione istantanea di ACS, coniugando alte prestazioni con consistenti risparmi energetici, ma evidenziano che, per un loro ottimale utilizzo, è necessario abbinarle a sistemi di accumulo ad alta stratificazione in grado di garantire un'ottimale temperatura dell'acqua di alimento.

1 Introduzione

Nel settore della climatizzazione (estiva e invernale) le pompe di calore che utilizzano l'anidride carbonica (R744) si stanno sempre più affermando come sistemi efficienti e pienamente compatibili con le recenti politiche energetiche e di salvaguardia dell'ambiente.

Tra i fluidi cosiddetti naturali l'anidride carbonica rappresenta, infatti, una delle più valide alternative all'utilizzo dei refrigeranti di sintesi attualmente in commercio (principalmente idrofluorocarburi, HFC) che, sebbene caratterizzati da ODP (Ozone Depletion Potential) molto bassi o nulli, presentano sovente potenziali di riscaldamento globale (GWP) ancora troppo elevati ai fini dell'effetto serra (tabella 1). La CO₂ è inoltre uno dei pochi fluidi naturali che non è né infiammabile né tossico; è compatibile con i più comuni oli minerali e non aggredisce i metalli, né i materiali elastomerici.

Per ciò che concerne invece l'aspetto prettamente energetico, è possibile sfruttare le elevate temperature di compressione e le condizioni di funzionamento al gas cooler realizzate da un ciclo transcritico per ottenere notevoli prestazioni di scambio termico per la produzione di acqua calda sanitaria anche con temperature dell'ambiente esterno molto basse (fino ai -25 °C) [1,2].

Tabella 1 - Caratteristiche ambientali di alcuni fluidi frigoriferi

	CFC	HCFC	HFC	NH₃	C₃H₈	CO₂
	R-12	R-22	R-134a	R-717	R290	R-744
Naturale	NO	NO	NO	SI	SI	SI
Vita media	102.0	12.0	14.6	1.0	3.0	100.0
ODP	0.9	0.05	0	0	0	0
GWP (100 anni)	8100	1500	1300	<1	20	1
Infiammabilità	NO	NO	NO	SI	SI	NO
Tossicità	NO	NO	NO	SI	NO	NO
Prezzo relativo	5	1	0.6	0.2	0.1	0.1

In Figura 1 è mostrato un esempio dell'ottimo accordo tra i profili di temperatura dell'anidride carbonica ad una pressione di 120 bar (raffreddamento da 100 a 20 °C circa.) e di una portata di acqua da riscaldare in controcorrente a partire da una temperatura di 15 °C fino a 90 °C circa. Nella stessa figura è riportato anche il profilo di temperatura, decisamente meno favorevole, tipico di un condensatore di una pompa di calore con HFC che dovesse compiere la stessa operazione. In questo caso, infatti, le differenze di temperatura tra i fluidi nelle varie sezioni dello scambiatore variano considerevolmente causando perdite exergetiche elevate, conseguenti basse efficienze di scambio termico e temperature dell'acqua in uscita considerevolmente più basse.

Gli elevati livelli di temperatura raggiungibili consentono un abbinamento ottimale con i serbatoi di accumulo a stratificazione (figura 2). Infatti, le alte temperature consentono di stoccare grandi quantità di energia, producendo in questo modo l'acqua calda durante le ore notturne quando sono in vigore tariffe energetiche più vantaggiose. D'altra parte il serbatoio di accumulo ad alta stratificazione può assolvere il compito di alimentare il gas cooler della pompa di calore con acqua a temperatura relativamente bassa e stabile, garantendo in questo modo il funzionamento della pompa di calore con efficienze molto elevate.

Per queste caratteristiche e giacché, a temperatura elevata, è naturalmente eliminato l'accumulo batterico (come la legionella, per esempio), l'uso ideale delle pompe di calore a CO₂ può essere indicato in particolare in strutture che consumano una grande quantità di acqua calda, come ristoranti, hotel, mense, lavanderie, centri sportivi, ospedali, ecc..

Dal punto di vista strettamente termodinamico si deve evidenziare che, con un sistema di accumulo ad elevata stratificazione è possibile ottenere elevate efficienze di funzionamento della pompa di calore a CO₂. Questo avviene perché, come noto [3-5], l'efficienza energetica di un ciclo transcritico a CO₂ è fortemente correlata alla temperatura dell'acqua in ingresso gas cooler e aumenta al decrescere di questa.

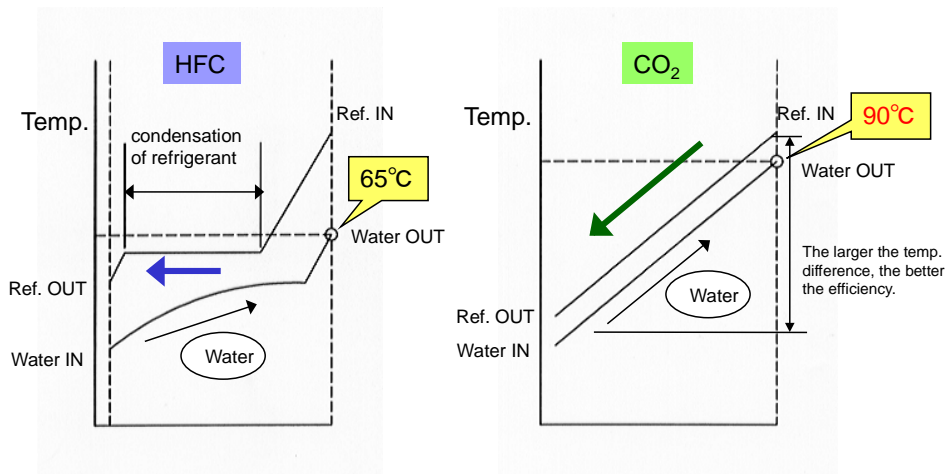


Figura 1 – Differenza tra i profili di temperatura in un condensatore a HFC e in un gas cooler a CO₂ in una pompa di calore per il riscaldamento di acqua.

Il ciclo transcritico ad anidride carbonica si presta quindi in maniera ottimale al riscaldamento di un fluido [4,6], con risparmi energetici fino al 75% rispetto ai riscaldatori elettrici e rendimenti migliori rispetto a quelli realizzati da impianti operanti con fluidi tradizionali in cicli subcritici. L’elevata efficienza di tale sistema è in definitiva da ascrivere all’ottima adattabilità delle caratteristiche del ciclo all’applicazione, all’efficiente processo di compressione (bassi rapporti di compressione rispetto ai tradizionali fluidi frigoriferi), alle buone caratteristiche di scambio termico della CO₂ e all’utilizzo di scambiatori ad alta efficienza. Le macchine che realizzano tale ciclo, inoltre, per le caratteristiche proprie della CO₂, possono essere molto compatte permettendo una riduzione considerevole degli ingombri necessari.

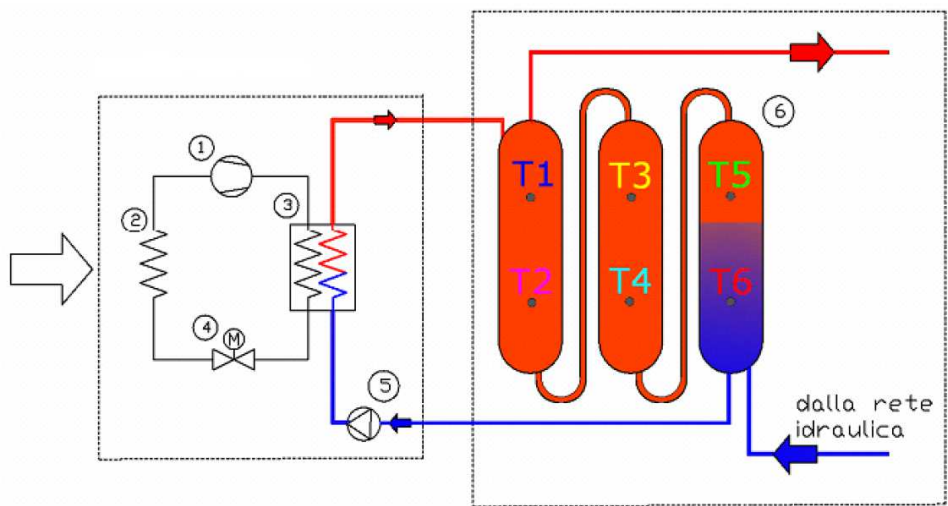


Figura 2 – Pompa di calore abbinata ad un sistema di accumulo ad alta stratificazione

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

Al fine di individuare il setpoint di condizioni al contorno più favorevoli per il funzionamento di una pompa di calore a CO₂ e le corrispondenti prestazioni sono state condotte le campagne sperimentali i cui risultati sono oggetto di questo rapporto tecnico. Riguardo le condizioni al contorno, mentre solitamente la temperatura dell'ambiente circostante la macchina non è controllabile, in quanto essa è solitamente installata all'esterno dei fabbricati, occorre ancora evidenziare che può essere possibile controllare la temperatura dell'acqua di ritorno, adottando i sistemi di accumulo ad alta stratificazione. In questa maniera migliorano le prestazioni di scambio termico al gas cooler e quelle complessive della macchina.

2.1 Impianto sperimentale e modalità di esecuzione delle prove

Per la campagna sperimentale è stata utilizzata una pompa di calore commerciale ad anidride carbonica da 4,5 kW per la produzione di acqua calda sanitaria. Nel suo impiego standard, l'acqua calda prodotta dall'unità esterna (Figura 3) viene stoccata in un serbatoio di accumulo, per poi essere successivamente utilizzata sia ai fini del riscaldamento degli ambienti che per la fornitura su richiesta di acqua calda sanitaria.



Figura 3 – Pompa di calore commerciale a CO₂.

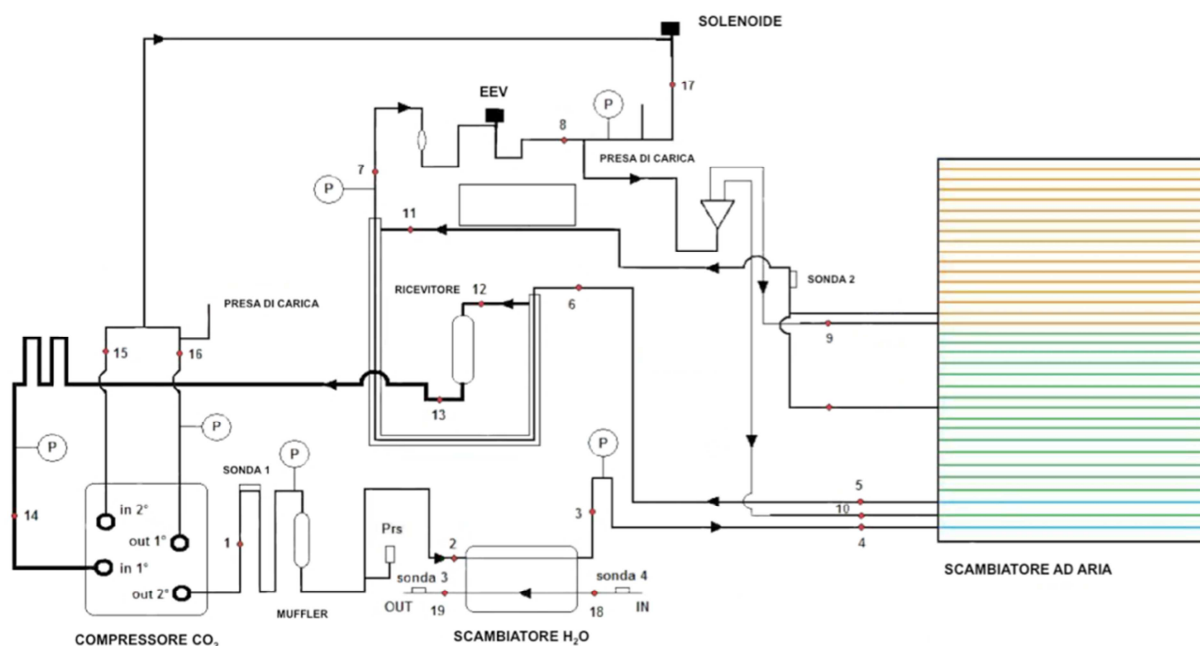


Figura 4 – Schema d'impianto della pompa di calore strumentata.

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, evidenziati nello schema d’impianto di Figura 4 e di seguito elencati:

- Compressore bistadio
- Silenziatore (Muffler)
- Pressostato (Psr)
- Scambiatore ad acqua (Gas Cooler)
- Valvola elettronica di espansione (EEV)
- Scambiatore ad aria (Evaporatore)
- Ricevitore

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.

Terminate le operazioni d’inserimento delle prese di pressione e del misuratore di portata si è provveduto a ripristinare la carica di refrigerante iniziale della macchina, pari a 860 g, incrementata di una quantità in peso corrispondente ai volumi aggiuntivi introdotti a seguito delle modifiche operate sul circuito della pompa di calore. La nuova carica totale è stata quindi stimata in 880 g.

Il “cuore” della pompa di calore è senza dubbio l’innovativo compressore rotativo bistadio a CO₂, realizzato da SANYO con una tecnologia che ancora oggi rappresenta un’esclusiva mondiale nel campo della progettazione dei compressori per CO₂ (figura 5). Il compressore rotativo bi-stadio 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.

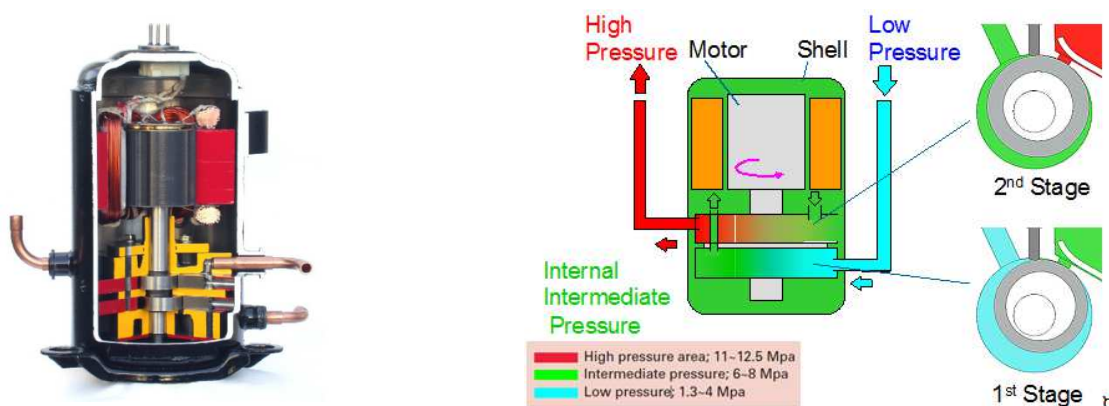


Figura 5 - compressore SANYO montato sulla pompa di calore e principio di funzionamento

Lo scambiatore ad acqua (figura 6), che assolve la funzione di gas cooler, è del tipo tubo in tubo e presenta anch’esso delle soluzioni realizzative particolari sviluppate ad hoc da SANYO, che garantiscono incrementi in termini di efficienza dello scambio termico stimati nell’ordine del 60% rispetto alle soluzioni più tradizionali.

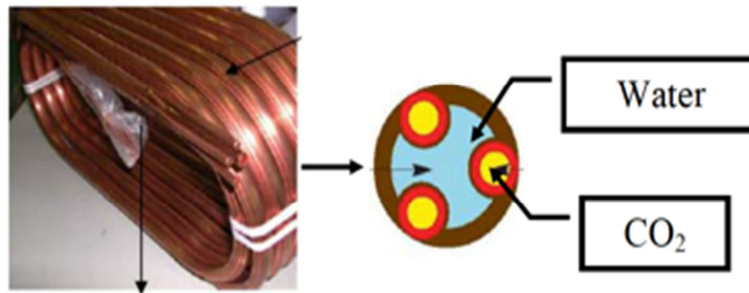


Figura 6 - Scambiatore ad acqua e sezione trasversale

Il dispositivo di espansione è di tipo elettronico (EEV, electronic expansion valve). Il modello applicato sulla macchina è il modello JKV14 della Saginomiya, prodotto specifico per le applicazioni con anidride carbonica (figura 7). 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.

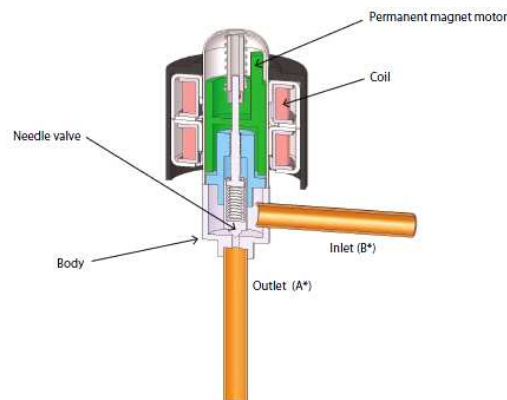


Figura 7 - Sezione trasversale di una valvola elettronica di espansione (EEV) Saginomiya serie KV

L'evaporatore (figura 8) è uno scambiatore ad aria 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. 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. Quest'accorgimento determina anche un vantaggio termodinamico quando la temperatura dell'aria che investe l'evaporatore è minore della temperatura della CO₂ in uscita dal gas cooler, perché in questo caso aumenta il sottoraffreddamento della CO₂. Il contrario avviene quando la temperatura dell'aria è maggiore di quella della CO₂. In ogni caso questi effetti sono poi in qualche misura mitigati dalla presenza nel circuito dello scambiatore recuperatore mostrato schematicamente in figura 4.



Figura 8 - Scambiatore ad aria (evaporatore)

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 come evidenziato dal grafico in Figura 9.

Per il mantenimento delle condizioni di temperatura desiderate nell’ambiente circostante la pompa di calore, si è fatto uso di una camera climatica: questa, anche avvalendosi dei flussi freddi uscenti dalla macchina stessa, ha consentito l’esecuzione di prove a temperature ambientali fino a circa -10°C.

I principali valori di temperatura, di pressione, le portate e l’assorbimento elettrico registrati durante l’esecuzione di tutte le prove sono riportati in tabella 2. La posizione dei sensori inclusi in tabella può essere rintracciata in figura 4.

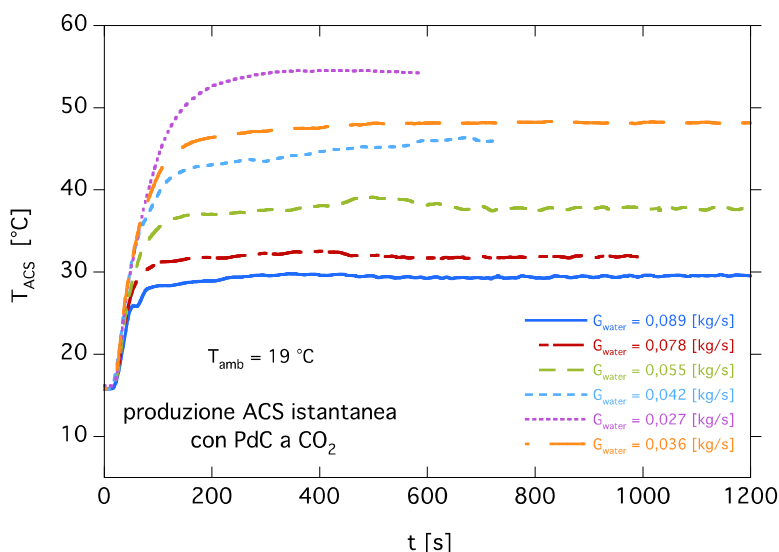


Figura 9 – Andamento nel tempo della temperatura dell’acqua in uscita della PdC al variare della portata.

La tabella 2 riporta anche i valori calcolati del COP della macchina, calcolato con la relazione:

$$COP = [G_{CO2} \cdot (h_{inGC} - h_{outGC})] / W_{el} \tag{1}$$

nella quale h_{inGC} e h_{outGC} sono le entalpie della CO₂ rispettivamente all’ingresso e all’uscita del gas cooler, G_{CO2} la portata di anidride carbonica e W_{el} l’assorbimento elettrico. Si precisa che in alcuni dei test condotti, comunque riportati per completezza, realizzati agendo con il controllore esterno sul grado di chiusura dell’organo di laminazione, le prestazioni della macchina non sono risultate in linea con quelle degli altri test. Per questo motivo, tali prove non sono state incluse nell’analisi dei risultati sperimentali di seguito presentata.

Tabella 2 - principali valori delle grandezze acquisite nei test eseguiti

Test	Temperature (°C)			Portata acqua (kg/h)	Potenza elettrica (kW)	Pressioni (bar)		Temp. ambiente (°C)	Portata CO ₂ (kg/h)	COP (-)
	2	18	8			1	14			
posiz	2	18	8	-	-	1	14		-	-
1	79.51	15.61	-11.96	279.71	1.39	79.78	23.00	-5.85	57.64	2.97
2	70.96	16.09	-11.41	100.99	1.39	88.11	35.24	-5.83	90.42	3.46
3	82.15	15.78	-11.28	319.99	1.43	82.69	23.34	-4.58	57.91	2.91
4	79.26	15.54	-9.37	266.00	1.40	80.31	23.47	-4.63	58.61	3.00
5	79.78	16.35	3.85	275.45	1.46	85.43	24.66	18.84	62.84	3.00
6	112.50	16.43	-2.07	187.46	1.62	120.38	36.63	17.73	63.54	3.01
7	79.17	16.55	3.69	215.50	1.12	84.19	31.25	18.67	63.73	3.93
8	109.59	16.39	4.27	239.67	1.63	120.78	36.42	18.76	63.73	2.95
9	115.66	16.56	0.23	92.50	1.64	121.65	37.11	17.27	63.80	3.02
10	78.79	16.46	-3.27	215.82	1.06	84.76	33.29	17.80	63.97	4.15
11	82.63	16.50	-2.79	215.62	1.24	86.28	30.03	17.59	65.55	3.73
12	83.47	16.50	4.11	215.27	1.25	87.65	30.45	18.86	65.97	3.72
13	105.68	16.35	-3.91	239.67	1.50	112.68	36.76	-0.10	66.50	3.33
14	77.03	16.44	2.15	277.60	1.31	83.40	29.12	18.02	67.35	3.53
15	71.27	16.70	-4.46	204.15	1.24	78.58	32.22	4.92	78.38	1.48
16	73.31	16.52	-1.52	216.44	1.01	80.81	34.94	9.53	68.78	4.57
17	72.34	16.27	-1.71	334.00	1.26	75.49	28.51	8.02	71.06	3.86
18	74.03	15.18	3.89	280.43	1.19	79.23	31.29	18.83	71.38	4.16
19	72.17	15.52	3.73	312.23	1.19	80.56	30.94	18.70	71.61	4.08
20	100.63	16.34	2.27	239.98	1.59	112.15	36.23	18.04	72.20	3.32
21	96.25	16.34	-7.15	239.67	1.58	112.16	36.06	0.16	72.22	3.24
22	68.45	16.52	-17.45	216.88	0.99	76.51	35.03	-9.51	72.95	4.85
23	74.40	15.52	-0.64	337.47	1.47	75.88	25.98	8.98	73.23	3.47
24	62.41	15.34	0.02	282.14	1.27	71.19	26.64	11.40	73.37	3.98
25	84.21	16.33	-0.15	277.34	2.27	92.64	18.06	11.24	73.48	2.27
26	73.01	15.11	-8.03	201.28	1.19	79.80	32.03	-3.72	73.90	4.26
27	68.87	16.30	-3.97	282.05	1.17	76.68	32.38	2.07	76.60	4.36
28	64.97	15.22	1.53	321.16	1.15	75.14	32.32	11.20	76.92	4.43
29	77.97	16.17	-3.30	317.83	1.70	78.99	25.10	0.89	77.04	3.19
30	56.54	15.35	-4.72	321.58	1.16	69.18	29.01	1.32	77.46	3.23
31	67.12	16.01	3.21	318.35	1.16	80.16	33.90	19.73	77.93	4.37
32	75.34	16.02	2.33	318.68	1.49	80.88	29.20	14.66	78.21	3.63
33	57.24	15.35	1.89	321.53	1.17	69.38	28.73	11.89	75.84	4.27
34	59.78	15.32	-0.57	282.32	1.27	71.68	28.26	8.87	78.46	3.70
35	67.98	16.22	2.26	320.97	1.13	81.41	35.55	14.58	78.54	4.51
36	67.88	16.01	2.48	280.04	1.14	80.65	34.64	18.56	78.67	4.49
37	72.25	16.79	0.34	278.34	1.22	82.63	34.11	12.43	79.16	4.30
38	74.82	15.52	3.25	337.42	1.45	75.18	25.59	19.46	72.25	3.66
39	73.43	15.13	2.56	149.67	1.30	82.05	32.14	14.62	79.22	4.06
40	72.41	16.28	-6.24	334.06	1.26	75.41	28.54	-2.28	71.08	4.03
41	67.85	16.02	0.60	203.04	1.17	82.34	34.64	9.04	79.91	4.41
42	70.09	16.29	-1.34	202.51	1.21	83.74	34.84	4.61	80.11	4.31
43	68.87	16.77	-1.22	204.31	1.23	78.00	32.64	4.12	80.20	4.23
44	69.66	16.21	0.98	279.37	1.18	82.20	35.52	12.11	80.47	4.48
45	61.85	16.01	3.47	317.42	1.08	76.93	34.91	14.87	80.58	4.71
46	75.84	16.08	2.86	318.26	1.72	80.06	26.34	14.78	81.28	3.28
47	73.98	15.20	1.80	128.74	1.32	83.89	33.29	12.47	82.08	3.85
48	74.54	16.10	4.57	319.57	1.42	80.24	30.89	18.98	82.14	3.95
49	74.76	16.42	4.99	279.81	1.46	81.14	31.01	18.69	82.77	3.86
50	70.48	16.41	4.60	151.73	1.28	81.55	33.39	17.89	82.84	3.96
51	69.04	16.06	2.39	151.80	1.21	85.16	35.91	9.36	84.15	4.37
52	71.58	15.95	2.92	130.76	1.31	88.40	35.16	11.98	84.98	4.07
53	71.25	16.11	7.10	131.21	1.32	84.04	34.23	19.08	85.37	3.77
54	68.15	16.00	-0.10	149.83	1.23	85.98	37.12	1.49	86.37	4.27
55	70.09	15.92	-4.93	130.79	1.23	86.52	37.54	-0.39	86.67	4.08
56	62.44	15.91	-9.44	131.13	1.19	82.62	36.83	0.62	87.77	3.96
57	74.06	15.23	0.29	99.02	1.39	88.34	34.96	1.32	88.03	3.38
58	70.68	16.11	1.58	100.96	1.39	87.89	35.22	2.24	90.15	3.26
59	71.75	16.22	1.18	102.77	1.30	90.82	39.74	4.16	92.37	3.62
60	80.78	44.79	9.31	196.76	1.54	101.40	32.48	10.20	79.54	1.57
61	77.47	20.35	8.75	212.78	1.25	83.85	28.33	9.85	61.36	3.23

Test	Temperature (°C)			Portata acqua (kg/h)	Potenza elettrica (kW)	Pressioni (bar)		Temp. ambiente (°C)	Portata CO ₂ (kg/h)	COP (-)
	posiz	2	18			8	-			
62	76.30	27.96	9.94	307.27	1.71	85.48	23.93	11.10	75.10	2.54
63	81.36	44.24	11.36	98.91	1.79	104.70	32.36	14.45	90.42	1.40
64	76.43	47.37	17.61	148.47	1.85	101.95	33.00	20.43	98.46	1.05
65	76.41	43.42	-0.05	275.86	1.57	99.11	33.27	3.36	88.50	1.53
66	73.05	44.25	-0.95	104.15	1.48	102.43	41.59	2.53	104.00	1.37
67	71.50	44.20	21.33	147.79	1.50	101.53	40.89	22.64	104.73	1.40
68	75.38	44.02	21.56	203.43	1.14	98.97	43.16	23.32	83.06	1.83
69	74.20	47.04	-3.31	274.25	1.49	104.07	43.88	0.95	106.98	1.39
70	67.31	43.35	-5.13	189.21	1.08	97.88	52.12	0.44	108.02	1.56
71	72.90	37.81	0.82	263.82	1.60	95.61	31.89	4.00	89.70	2.02
72	76.28	37.24	-3.98	263.28	1.25	91.75	32.02	2.37	68.40	2.20
73	64.33	47.90	-5.64	145.61	1.05	99.48	56.64	0.08	118.88	0.76
74	66.33	48.07	-0.47	256.52	0.98	99.95	57.34	4.11	110.89	0.98
75	59.71	20.42	4.91	212.55	1.35	77.60	29.23	6.39	83.16	2.58
76	74.00	20.43	7.87	213.56	1.23	83.07	28.21	10.43	61.31	3.21
77	76.30	44.35	7.20	264.95	1.33	97.35	33.63	8.67	73.17	1.43
78	74.86	21.06	-8.03	301.95	1.15	81.10	29.30	-3.17	60.46	3.40
79	67.38	25.46	-11.74	307.05	1.59	81.18	27.00	-3.55	81.48	2.82
80	76.29	35.96	-8.78	208.43	1.18	91.36	32.63	-4.33	65.42	2.38
81	76.29	44.93	-5.94	202.29	1.85	103.11	36.25	-1.71	107.49	1.35
82	75.21	39.50	-2.30	289.27	1.23	95.96	40.68	0.99	85.09	2.31
83	73.89	44.84	-2.86	200.05	1.85	104.09	38.33	0.03	117.32	1.32
84	71.20	20.31	-4.02	334.51	1.33	79.35	25.68	-1.08	62.54	3.03
85	78.74	20.81	-6.08	203.35	1.85	92.74	22.13	0.58	73.73	2.55
86	77.66	24.04	-0.55	196.30	1.34	83.30	25.29	2.02	60.21	2.83
87	75.17	28.84	-5.67	271.41	1.17	83.09	27.89	1.20	59.27	2.88
88	75.24	35.04	-7.10	201.32	1.16	89.46	31.05	-1.98	62.62	2.36
89	78.45	35.50	-10.85	101.23	1.71	100.37	29.55	-3.79	83.91	1.89
90	78.88	36.44	-8.77	147.84	1.92	101.43	28.15	-4.27	88.23	1.98
91	76.72	34.72	-13.06	149.15	2.16	95.49	25.83	-5.44	92.61	1.60
92	76.22	38.81	-8.23	275.75	1.14	92.50	32.71	-3.72	62.82	2.06
93	80.26	39.97	-4.04	276.30	1.94	96.68	26.68	-0.50	83.40	1.59
94	74.07	20.67	-7.80	324.15	1.05	78.03	26.99	-2.70	53.03	3.32
95	76.16	27.00	-2.85	155.86	2.01	88.98	22.52	0.52	80.85	2.13
96	75.36	20.25	6.87	207.21	1.30	81.15	25.31	10.61	58.96	2.99
97	76.50	20.34	5.23	306.18	1.66	83.08	21.53	10.12	67.09	2.66
98	78.87	24.76	3.60	148.21	1.77	89.00	24.96	9.82	75.76	2.60
99	75.23	25.38	4.00	102.60	1.79	89.94	28.13	9.56	88.95	2.06
100	76.73	24.77	2.82	199.78	1.56	84.17	25.61	10.05	71.36	2.79
101	75.49	25.57	7.52	203.92	1.42	83.48	29.83	10.12	77.88	3.05
102	70.05	25.84	7.70	102.87	1.44	92.84	38.94	10.87	101.53	2.43
103	70.78	25.54	6.93	155.41	1.37	88.32	37.42	10.31	94.86	3.06
104	70.85	25.13	5.59	205.01	1.34	84.95	35.84	10.06	90.33	3.34
105	70.49	24.63	12.84	250.84	1.32	83.76	36.20	19.69	90.63	3.66
106	69.78	24.69	12.42	272.81	1.27	82.04	35.14	19.75	86.70	3.66
107	73.30	35.63	11.84	101.10	1.42	97.51	39.86	20.46	96.44	2.03
108	72.65	35.26	10.62	148.88	1.51	96.79	39.75	19.23	103.70	2.16
109	71.73	34.92	15.45	208.37	1.46	93.93	38.96	19.49	101.30	2.29
110	73.75	34.84	14.28	269.93	1.45	92.81	37.69	19.91	95.99	2.52
111	69.17	25.33	12.89	104.40	1.17	92.26	46.14	18.67	102.59	2.78
112	67.61	25.54	13.53	150.78	1.11	88.39	45.55	19.03	100.11	2.87
113	68.17	25.49	19.51	200.85	1.16	87.53	44.66	20.94	101.68	3.77
114	68.43	25.46	19.13	275.31	1.16	85.68	43.14	20.68	98.85	4.30
115	66.77	35.47	17.36	99.76	1.19	96.66	49.14	19.79	110.87	1.88
116	72.17	35.22	17.40	148.05	1.33	97.50	47.57	19.56	112.17	2.36
117	72.66	35.20	-11.96	203.34	1.18	94.21	46.25	-5.85	98.40	2.76
118	69.78	34.99	-11.41	275.30	1.27	93.49	46.60	-5.83	109.96	2.49
119	66.43	45.54	-11.28	101.65	1.13	100.48	54.33	-4.58	117.16	1.09
120	66.57	45.45	-9.37	148.10	1.12	99.78	53.85	-4.63	115.55	1.20
121	70.82	46.06	3.85	201.00	1.34	102.86	51.18	18.84	119.77	1.36
122	67.50	44.64	-2.07	276.31	1.11	98.79	51.76	17.73	107.87	1.40

2.2 Risultati sperimentali

L'analisi dei dati sperimentali ha inteso valutare le prestazioni complessive della macchina e gli effetti delle diverse condizioni al contorno sulle efficienze di funzionamento dei singoli componenti, in particolare del gas-cooler e del compressore; nel seguito, per ciascuna prova, sono presentate le correlazioni tra i parametri caratteristici mediati sui periodi di funzionamento stazionari della pompa di calore.

Per ciò che concerne le prestazioni del compressore, i risultati sperimentali hanno mostrato che l'unità installata sulla pompa di calore in prova garantisce prestazioni elevate in ogni condizione di funzionamento. La Figura 10 riporta l'efficienza globale del compressore, definita secondo la relazione seguente, in funzione del rapporto tra le pressioni estreme di lavoro β :

$$\eta_g = [G_{CO_2} \cdot (h_{outCPis} - h_{inCP})] / W_{el} \quad (2)$$

dove G_{CO_2} è la portata di anidride carbonica, $h_{outCPis}$ è l'entalpia in uscita compressore valutata con la condizione di isentropicità rispetto all'ingresso, h_{inCP} è l'entalpia in ingresso e W_{el} la potenza elettrica assorbita dal compressore. Si può notare come il rendimento si attesti su valori compresi tra 0.67 e 0.75, rimanendo ampiamente accettabile anche con condizioni al contorno sfavorevoli (temperature ambiente molto basse).

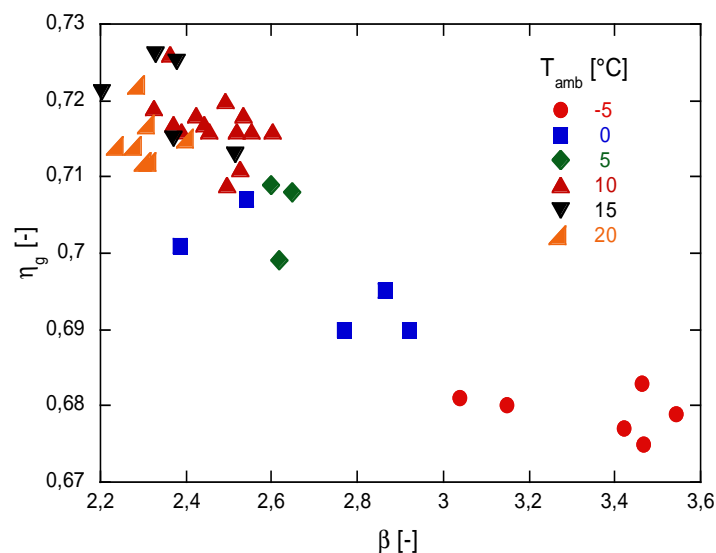


Figura 10 – Rendimento globale del compressore η_g in funzione del rapporto di compressione β

Per quanto riguarda l'analisi delle prestazioni degli altri componenti, il totale dei test sperimentali è stato ripartito in tre gruppi: il primo riguarda le prove effettuate in assenza del box di condizionamento, con temperatura dell'aria all'evaporatore costante e pari a 19 °C e temperatura dell'acqua di alimentazione costante a 16 °C; il secondo gruppo comprende i test eseguiti con la pompa di calore all'interno del box (T_{amb} compresa nel range -9 ÷ 14 °C) e temperatura dell'acqua ancora fissata a 16 °C. Nella terza serie di prove sono state variate sia la temperatura dell'aria all'evaporatore che quella dell'acqua di alimento. Quest'ultima è stata impostata a valori compresi tra 16°C e 50°C per valutare proprio l'andamento delle prestazioni con questo parametro e l'opportunità di utilizzare serbatoi ad alta stratificazione in abbinamento alla pompa di calore.

2.2.1 Test con temperatura dell'aria e dell'acqua ingresso gas cooler costanti

Le prove sono state effettuate variando la portata di acqua di rete in entrata al gas cooler della macchina, G_{water} , e cercando di operare nelle medesime condizioni di temperatura ambiente ($T_{amb} \approx 19\text{ }^\circ\text{C}$) e di portata di refrigerante. Per questa serie di prove si possono assumere sostanzialmente costanti le condizioni di lavoro all'evaporatore.

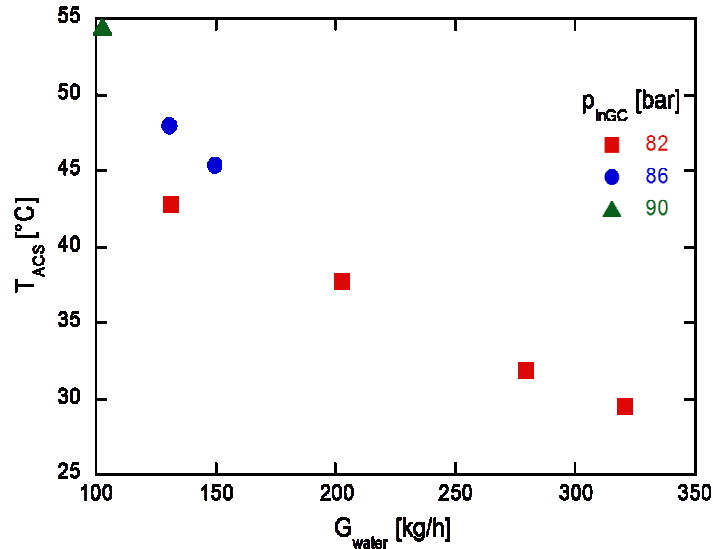


Figura 11 - Temperatura dell'acqua in uscita dalla PdC al variare della portata erogata.

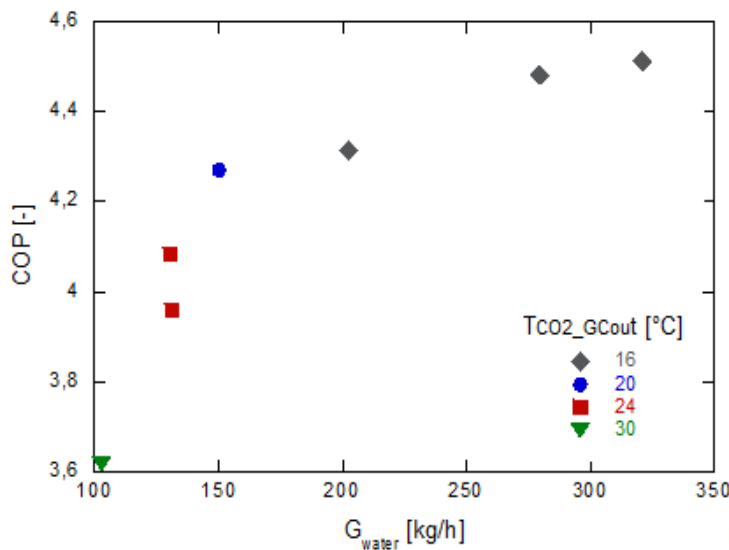


Figura 12 - COP della PdC in funzione della portata erogata

Sono riportati i grafici relativi ai dati sperimentali ottenuti in termini di temperatura d'uscita dell'acqua T_{ACS} e delle relative prestazioni, in termini di COP , della pompa di calore. La figura 11 mostra le temperature raggiunte dall'acqua in uscita dal gas-cooler in funzione della portata di acqua trattata. Come atteso, la temperatura decresce all'aumentare della portata di acqua. Si nota una certa influenza della pressione superiore del ciclo sulla temperatura ottenuta a parità di portata (ad esempio 130 kg/h).

Per ciò che concerne le prestazioni della macchina (Figura 12), il COP cresce con la portata, fino a valori intorno a 4.5, con un incremento globale di circa il 25%.

I valori più bassi di COP misurati sono da ascrivere principalmente alla diminuita efficienza del gas cooler in corrispondenza di minori portate d'acqua trattata (Figura 13).

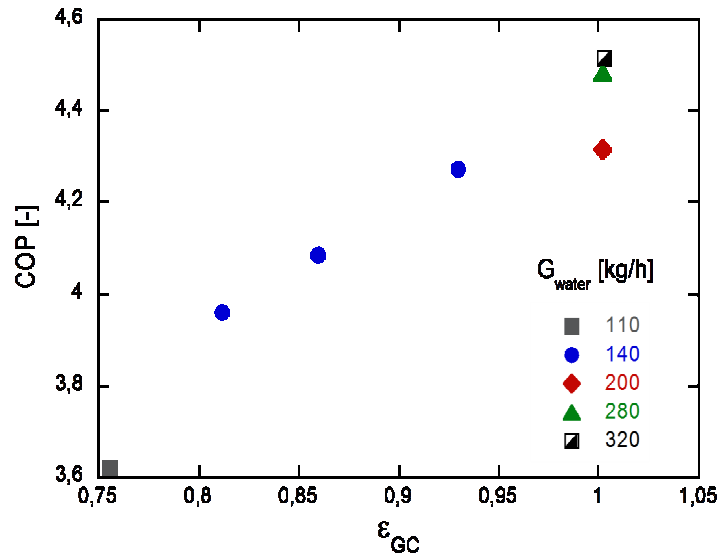


Figura 13 - COP della PdC in funzione dell'efficienza del gas cooler

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

$$\epsilon_{GC} = (T_{inGC} - T_{outGC}) / (T_{inGC} - T_{water}) \quad (3)$$

La Figura 13 mostra come, con portate di acqua minori di 200 kg/h, l'efficienza decresce con la portata; per portate superiori a 200 kg/h l'efficienza approssima la massima possibile e il COP aumenta (a parità di efficienza) con la portata d'acqua.

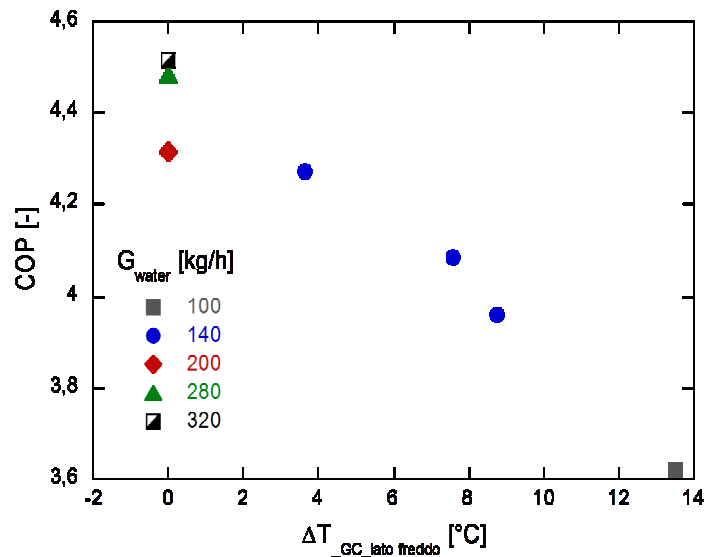


Figura 14 - COP della PdC in funzione del ΔT sul lato freddo del gas cooler

La riduzione di efficienza dello scambiatore implica che la temperatura d’uscita della CO₂ nel gas cooler tende ad aumentare al decrescere della portata. La Figura 14 mostra proprio questo effetto: ad esempio, per una portata di 100 kg/h, la differenza di temperatura tra CO₂ in uscita e acqua in entrata è dell’ordine di 14°C, mentre per portate maggiori la differenza in questione è praticamente nulla (efficienza prossima all’unità). La motivazione termodinamica della riduzione di efficienza dello scambiatore al variare della portata di acqua trattata può essere spiegata confrontando le Figure 15 e 16.

Ipotizzando di disporre di uno scambiatore in controcorrente puro, le linee rosse rappresentano l’andamento della temperatura della CO₂ in ogni sezione dello scambiatore, mentre le blu rappresentano i livelli di temperatura dell’acqua nelle stesse sezioni (per comodità, anche se impropriamente, mostrati sul diagramma T-S della CO₂).

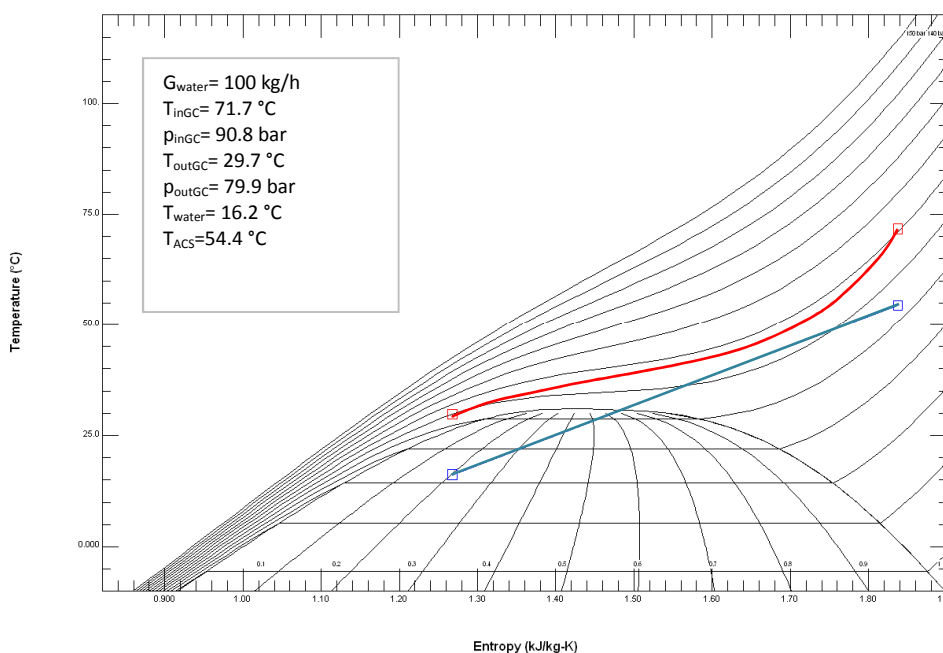


Figura 15 – Profili di temperatura qualitativi al gas cooler con G_{water}= 100 kg/h

Quando la portata d’acqua è minore, i ratei di crescita della temperatura sono maggiori (pendenza della linea blu in Figura 15 maggiore di quella corrispondente in Figura 16). Ciò determina un “pinch” di temperatura all’interno dello scambiatore molto minore rispetto all’estremità, rendendo quindi impossibile ottenere una differenza di temperatura piccola all’uscita (efficienza peggiore).

Le due Figure evidenziano anche le perdite di carico, dell’ordine dei 7-10 bar che si verificano nello scambiatore testato: ovviamente la presenza di perdite di carico così accentuate, qualora possano ritenersi distribuite su tutta la lunghezza dello scambiatore piuttosto che sui collettori di ingresso/uscita della CO₂, acuisce la problematica relativa all’eccessivo “avvicinamento” dei profili di temperatura all’interno dello scambiatore.

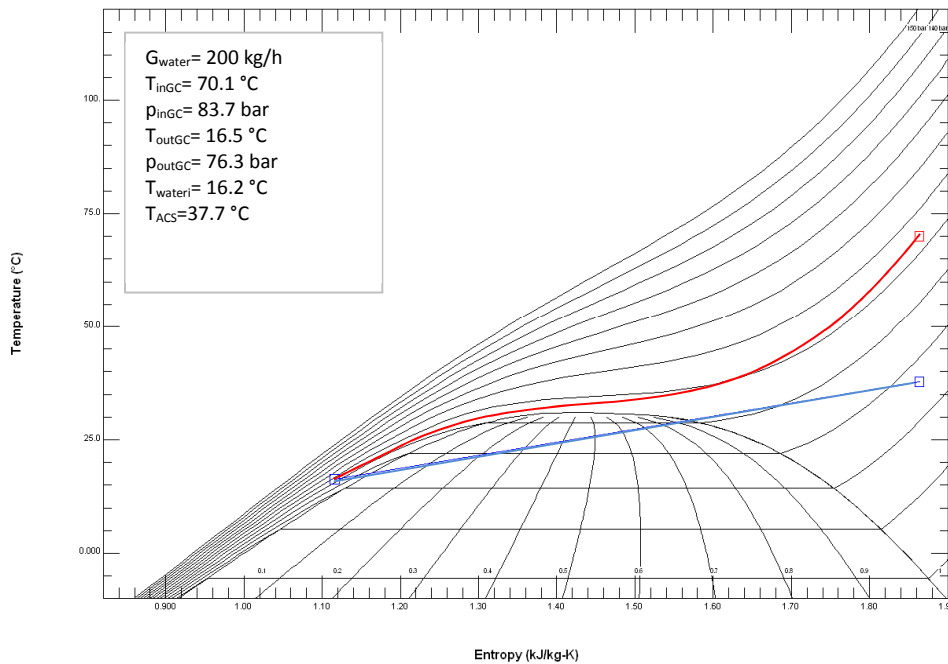


Figura 16 – Profili di temperatura qualitativi al gas cooler con $G_{water} = 200 \text{ kg/h}$

2.2.2 Test con temperatura ambiente variabile e acqua di alimento costante

La Figura 17 mostra i livelli di temperatura raggiunti in funzione delle portate di acqua elaborate. Con la macchina testata si ottengono temperature prossime ai 50 °C con portate dell'ordine di 100 ±150 kg/h (0.028 ±0.036 l/s). Per queste portate si ottengono efficienze al gas cooler ridotte, anche del 25%, rispetto all'ottimale, come desumibile dalla Figura 18.

La figura 18 mostra anche come l'efficienza, a parità di portata, sia funzione della pressione del gas cooler: questo avviene quando le pressioni di esercizio al gas cooler sono eccessivamente basse per un effetto termodinamico analogo a quello esposto in riferimento alle Figure 15 e 16 e già riportato in letteratura [7]. Rimane quindi confermata la notevole influenza della pressione superiore del ciclo sulla definizione del set di parametri ottimali per l'utilizzo delle pompe di calore a CO₂ [2,4,8].

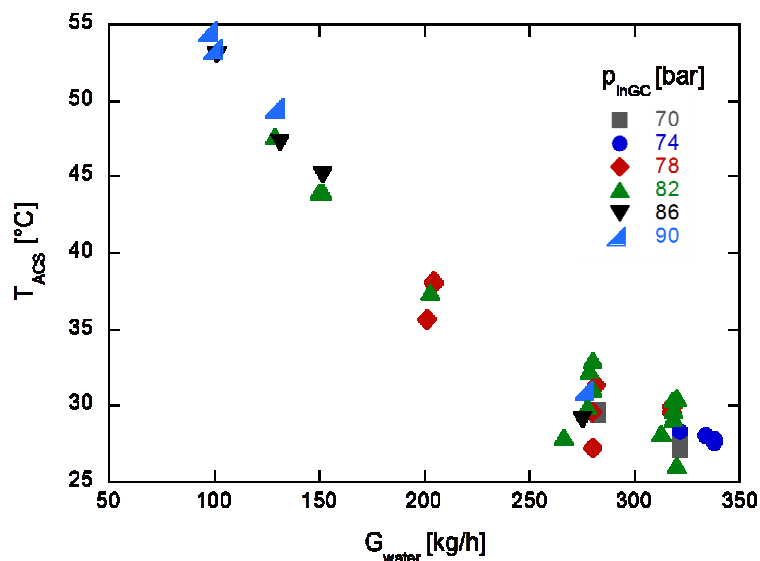


Figura 17 - Temperatura dell'acqua in uscita dalla PdC al variare della portata erogata

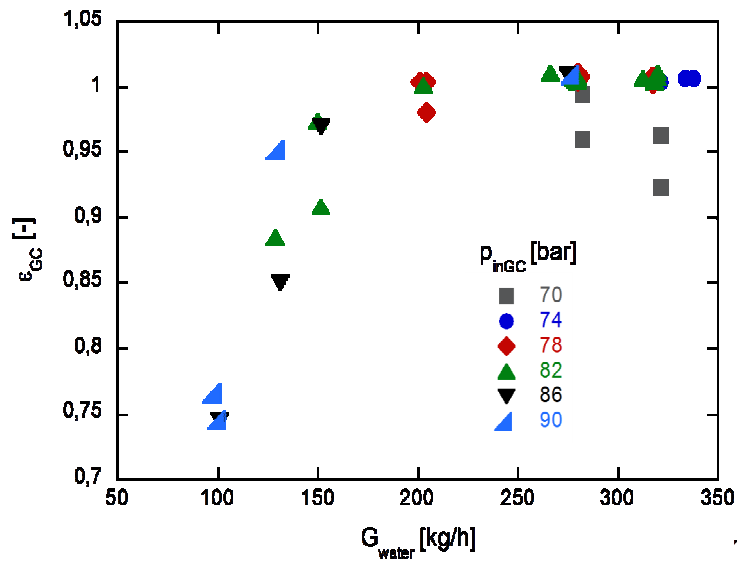


Figura 18 - Efficienza del gas cooler in funzione della portata di acqua elaborata

La fig. 19 mostra la netta dipendenza del COP sia da G_{H_2O} che da T_{amb} . Con portate basse i ridotti valori di COP ottenuti sono da addebitare anche alla già mostrata riduzione di efficienza di scambio termico nel gas cooler. Con portate maggiori di 200 kg/h, a parte le situazioni di bassa pressione corrispondenti a condizioni di efficienza non unitaria, il decremento di COP per temperature ambiente minori di 5°C può essere attribuito alla condizione di lavoro dell'evaporatore.

La Figura 20 mostra proprio come il COP sia sostanzialmente proporzionale alla temperatura di evaporazione nelle situazioni caratterizzate da efficienze del gas cooler elevate: questo avviene perché la temperatura di evaporazione, T_{ev} , e la corrispondente pressione di evaporazione, p_{ev} , diminuiscono al decrescere della temperatura ambiente con conseguente aumento del β e peggioramento delle prestazioni globali del compressore (Figura 10).

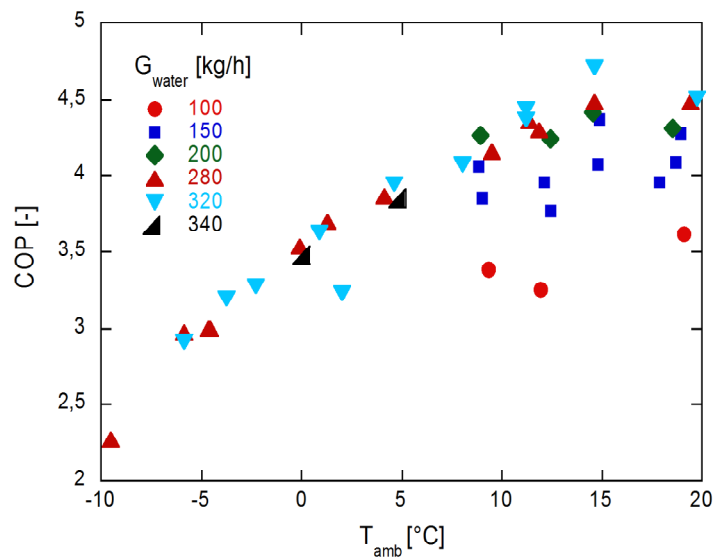


Figura 19 - COP della PdC in funzione della temperatura ambiente

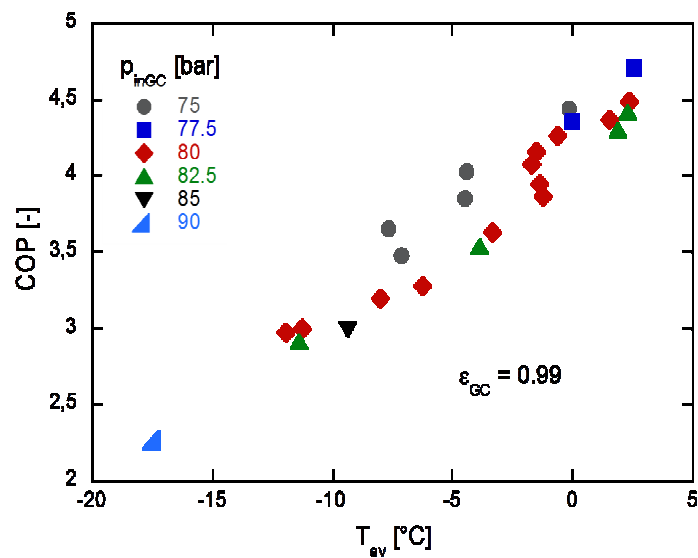


Figura 20 - COP della PdC in funzione della temperatura di evaporazione

2.2.3 Test con temperatura ambiente e acqua di alimento gas cooler variabili

Questa serie di prove ha consentito di quantificare l’impatto della variazione della temperatura dell’acqua in ingresso gas cooler (T_{water_inGC}) sulle prestazioni della macchina. Le figure 21 e 22 mostrano come un incremento di questa produca una considerevole riduzione del COP ottenuto, che raggiunge valori leggermente inferiori all’unità quando la temperatura dell’acqua arriva a 45°C. L’effetto delle variazioni della temperatura ambiente T_{amb} e della portata di acqua sembra essere poco rilevante soprattutto quando T_{water_inGC} raggiunge e supera i 35 °C.

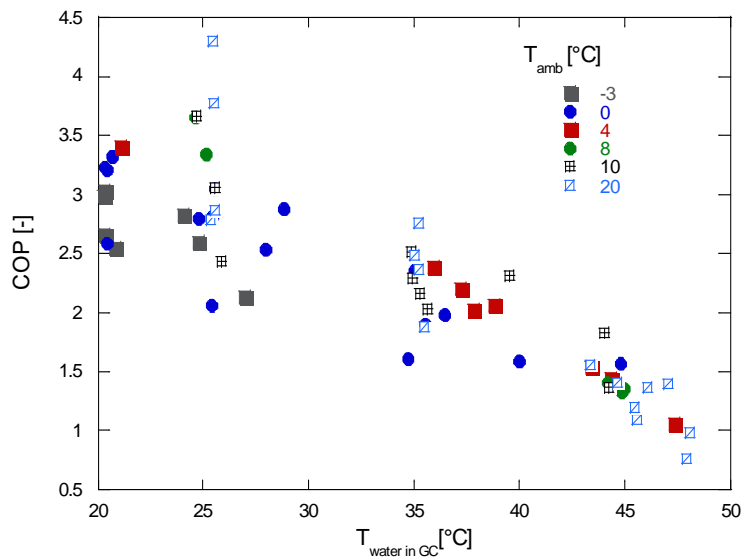


Figura 21 - COP della PdC in funzione della temperatura dell’acqua in ingresso gas cooler-parametro T_{amb}

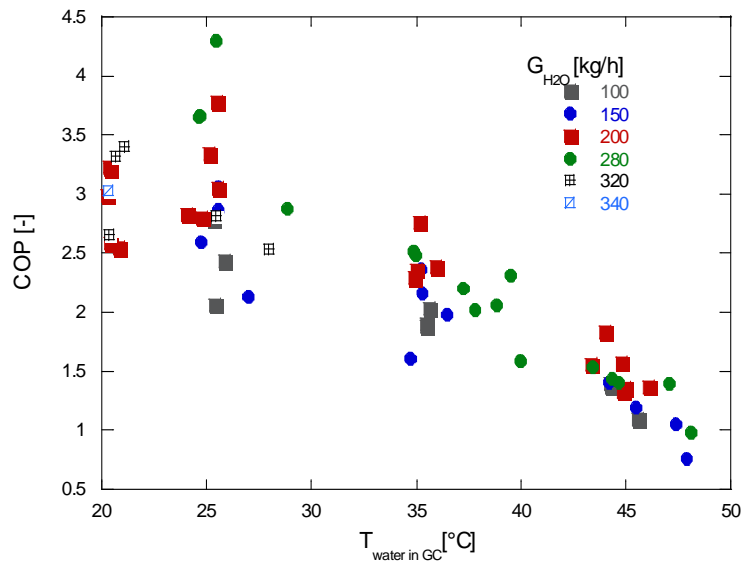


Figura 22 - COP della PdC in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso gas cooler-parametro G_{H2O}

La figura 23 consente di apprezzare come, per elevate T_{water_inGC} non vi siano sostanziali variazioni di COP al crescere di T_{amb} , mentre al ridursi di T_{water_inGC} (per esempio quando questa è dell'ordine di 20, 24°C), il COP aumenta con T_{amb} , in accordo con quanto già mostrato in figura 19 (che mostra soltanto le prove realizzate con T_{water_inGC} di 16°C).

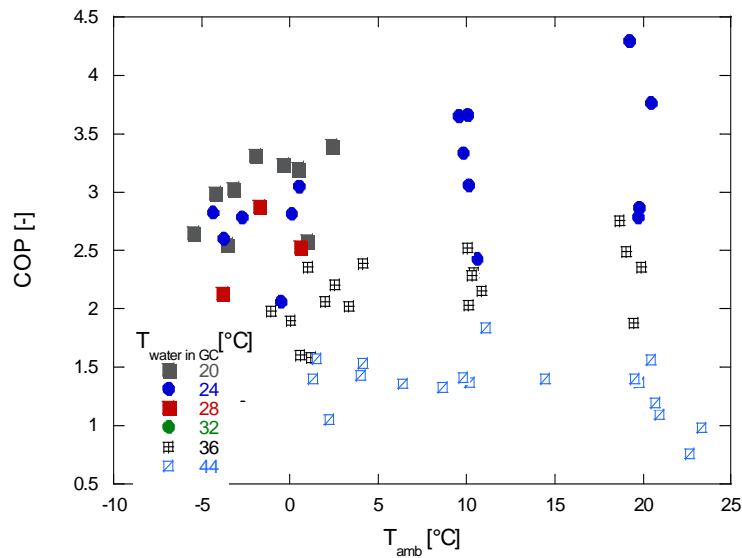


Figura 23 – COP della PdC in funzione della temperatura ambiente - parametro temperatura dell'acqua in ingresso gas cooler

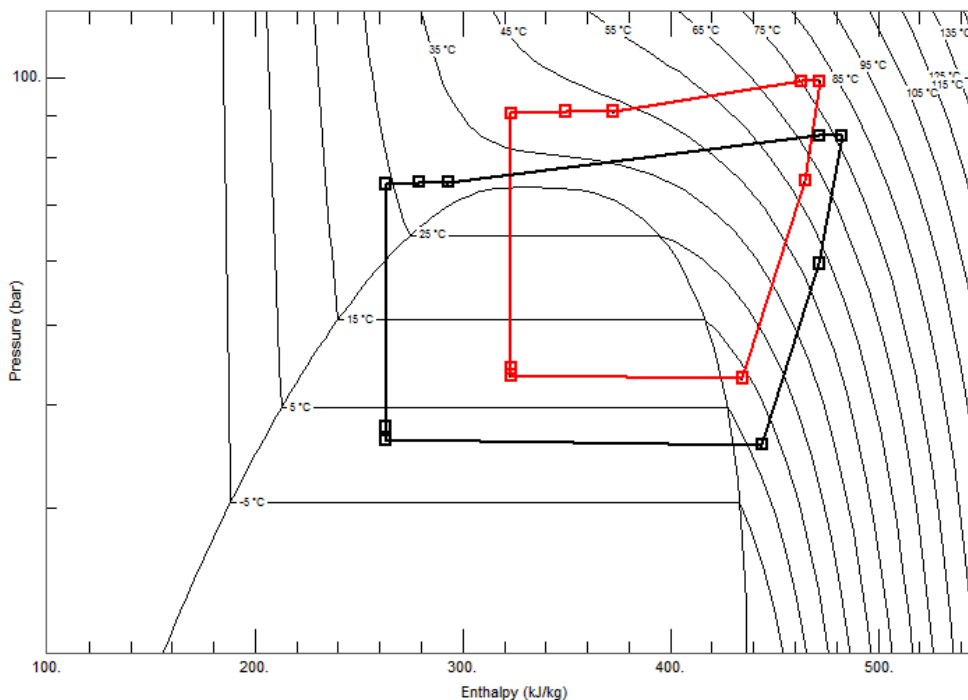


Figura 24 - Cicli CO₂ relativi alle prove 104 (in nero) e 68 (in rosso) della tabella 2

La figura 24 mostra il confronto tra i cicli termodinamici della CO₂ per i test 104 e 68 della tabella 2. Tali test sono caratterizzati da portate di acqua elaborate e da temperature ambientali molto simili (circa 200kg/h la prima e 10 °C la seconda). Le due prove differiscono per la $T_{\text{water_inGC}}$. Quando tale temperatura è dell'ordine di 25 °C, si ottiene il ciclo di colore nero in figura; se invece la temperatura dell'acqua è di circa 45°C si ottiene il ciclo in rosso. Nel primo caso, il raffreddamento della CO₂ al gas cooler è più cospicuo. Ciò consente un allargamento del ciclo con valori di entalpia, temperatura e titolo in ingresso evaporatore più bassi rispetto all'altro caso: in questo modo, l'evaporatore stesso può provvedere all'estrazione di maggiori quantità di calore dall'ambiente circostante, che poi può essere "riversato" all'acqua in circolazione al gas cooler. Si può notare che in queste condizioni (temperatura della CO₂ in uscita gas cooler di 25 °C), la possibilità di regolare la pressione superiore del ciclo assume meno importanza rispetto all'altro caso a causa dell'andamento pressoché verticale dell'isoterma corrispondente. Nell'altro caso, invece, un incremento della pressione al gas cooler potrebbe portare, a parità di temperatura, un notevole aumento della quantità di calore scambiate (all'evaporatore e al gas cooler) e con questa un miglioramento del COP (a parità di W_{el}): questo può avvenire perché le isoterme a temperature maggiori di 35 °C presentano una pendenza piuttosto marcata.

La figura 24 evidenzia inoltre, ancora una volta, come la caduta di pressione al gas cooler sia responsabile di un apprezzabile decadimento delle prestazioni, in maggior misura nel caso di temperature dell'acqua in uscita gas cooler elevate.

Per valutare l'importanza di lavorare alla pressione superiore (p_{GC}) del ciclo ottimale e i corrispondenti miglioramenti ottenibili in termini di COP è stata realizzata una semplice simulazione su foglio Excel del ciclo teorico inverso a CO₂ e sono state determinate le p_{GC} ottimali in funzione della temperatura dell'acqua in uscita gas cooler ($T_{\text{CO}_2\text{outGC}}$). In particolare, la figura 25 si riferisce alla simulazione condotta imponendo temperatura di vaporizzazione T_{ev} pari a 0 °C, ΔT di surriscaldamento ΔT_{sur} pari a 5 °C e rendimento isentropico η_{is} a 0.7: la figura è indicativa di come la scelta della corretta p_{GC} può consentire cospicui incrementi di COP, a parità di $T_{\text{CO}_2\text{outGC}}$.

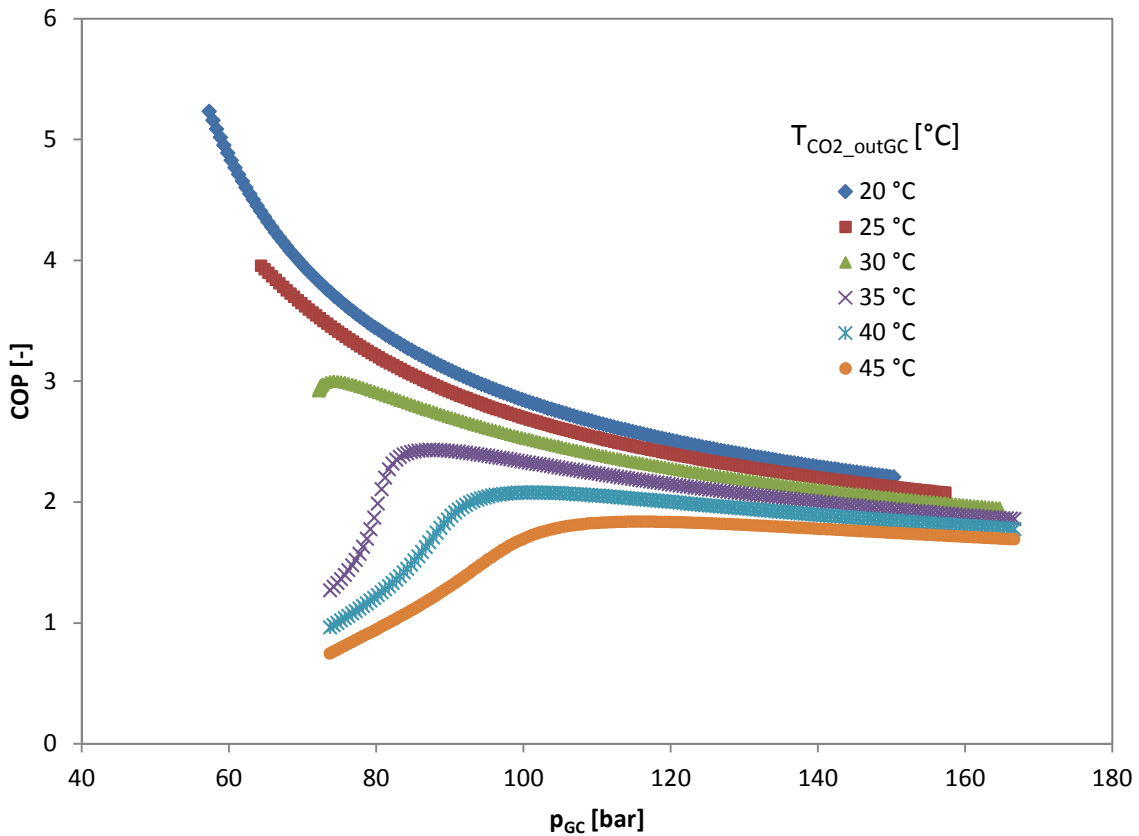


Figura 25 – COP in funzione della pressione al gas cooler – parametro temperatura della CO₂ in uscita gas cooler

Una simulazione condotta imponendo T_{ev} , ΔT_{sur} e η_{is} uguali ai valori sperimentali ha consentito di ricavare, per ogni prova, la pressione al gas cooler ottimale (p_{GC_ott}) e il corrispondente COP ideale ottenibile. Il COP idealmente ottenibile alla pressione ottimale (indicato con $COP_{p_{GC_ott}}$ nel seguito) è stato messo in relazione al COP sperimentale ottenuto alla pressione p_{GC} di ogni prova ($COP_{p_{GC}}$). Il ciclo di simulazione implementato non ha considerato il contributo dello scambiatore aria-CO₂ a valle del gas cooler. A seguito della simulazione è stato ricavato il parametro:

$$\Delta COP_{pc} = (COP_{p_{GC}} - COP_{p_{GC_ott}}) / COP_{p_{GC_ott}} \tag{4}$$

che fornisce, per ogni prova, lo scostamento percentuale tra il COP sperimentale rispetto al COP ottenibile imponendo nella simulazione i T_{ev} , ΔT_{sur} , η_{is} sperimentali ma la p_{GC_ott} .

La figura 26 presenta il confronto tra pressione sperimentale e pressione ottimale parametrizzato proprio con la grandezza appena definita. I test a sinistra della bisettrice sono caratterizzati da p_{GC} maggiori di p_{GC_ott} , mentre quelli a destra da valori minori.

Per i test a sinistra della bisettrice si può dire che con p_{GC} maggiori del 10% di p_{GC_ott} si ottengono COP minori del 15-65% rispetto ai massimi ottenibili.

Invece, per questi stessi test a sinistra della bisettrice, con p_{GC} diversa da p_{GC_ott} per massimo il 10%, si nota un valore di $COP_{p_{GC}}$ molto prossimo a $COP_{p_{GC_ott}}$ (scostamento massimo del 15%, indicato dal parametro ΔCOP_{pc} in figura), secondo le attese. Soltanto per una prova di questo gruppo è stato registrato uno scostamento tra COP sperimentale e ottimale dell'ordine del 25%: questo probabilmente è dovuto all'elevata perdita di carico al gas cooler misurata per questa prova, riconducibile all'elevata portata di CO₂ circolante nel circuito.

Per i test a destra della bisettrice, invece si evidenziano numerose prove per le quali, pur con p_{GC} prossima a p_{GC_ott} (si vedano in figura le prove con scostamento compreso tra 0 e -10%), si ottengono valori di $COP_{p_{GC}}$ molto minori di $COP_{p_{GC_ott}}$, con differenze percentuali anche del 35-45%.

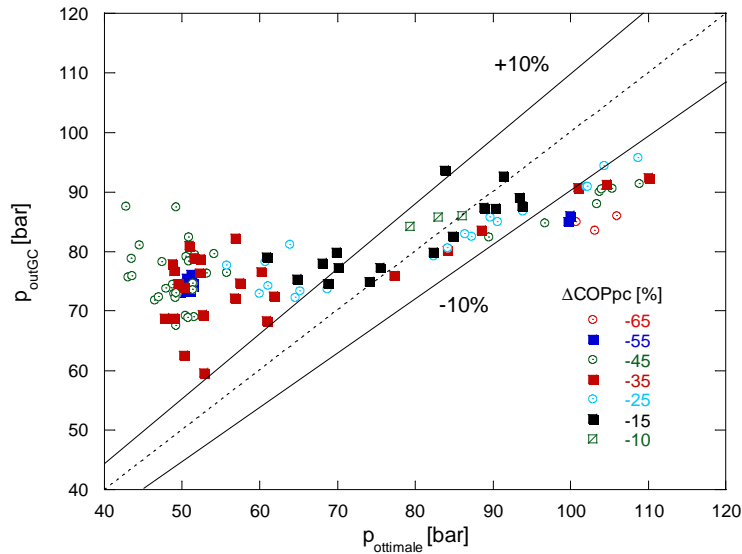


Figura 26 – p_{outGC} vs $p_{ottimale}$ – parametro ΔCOP_{pc} definito dall'equazione 4

La motivazione di tale comportamento va ricercata nell'analisi della figura 27. Questa evidenza come la maggior parte delle prove presenti in questa fascia è caratterizzata da T_{CO2_outGC} comprese tra 30 e 40 °C. In questi casi (si vedano le curve corrispondenti in figura 25) valori anche leggermente minori dell'ottimale conducono senz'altro a decrementi considerevoli di COP. Per questo motivo in questi casi è consigliabile lavorare a pressioni maggiori dell'ottimale.

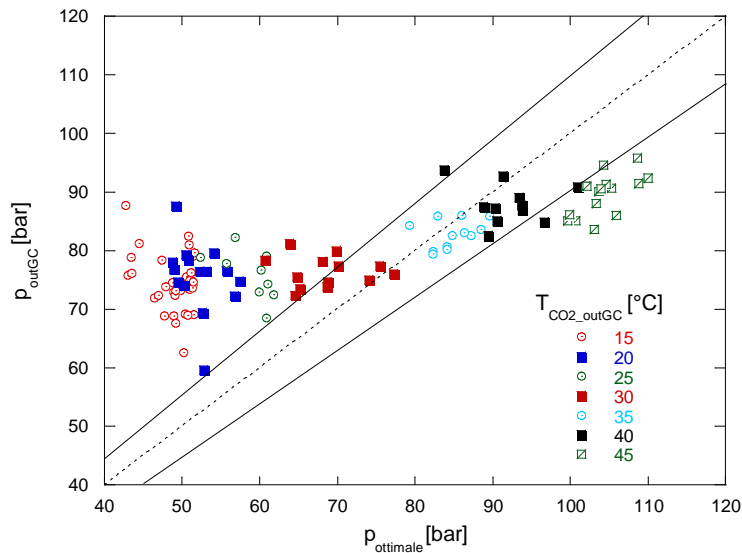


Figura 27 – p_{outGC} vs $p_{ottimale}$ – parametro T_{CO2_outGC}

La figura 27 mostra inoltre come la macchina testata presenti una regolazione di p_{GC} abbastanza "piatta" al variare di T_{CO2_outGC} con oscillazione compresa tra circa 65 e 95 bar. Al contrario, l'oscillazione ottimale della pressione dovrebbe essere compresa tra 40 e 110 bar. Come desumibile dal confronto delle figure 26 e 27 con il grafico qualitativo di figura 25, quando la macchina lavora con T_{CO2_outGC} comprese tra 15 e 25, se la p_{GC} è troppo elevata si ottiene una riduzione di COP considerevole a causa dell'elevata pendenza della curva COP- p_{GC} . D'altra parte, bisogna sottolineare che, per il livello di T_{CO2_outGC} in parola, non è sempre desiderabile o possibile impostare la pressione al valore ottimale. Infatti, come mostra la figura 28, relativa alla prova 35 della tabella 2, lavorare alla pressione stimata come ottimale provocherebbe un livello di

temperatura della CO₂ all'ingresso del gas cooler troppo basso e non adatto alla produzione di acqua calda sanitaria. Inoltre, la pressione al gas cooler peraltro dipende, oltre che dalla T_{CO2_outGC}, anche dalla taglia del compressore e dalla quantità di carica immessa nel circuito frigorifero e quindi, una volta fissati questi, potrebbe non essere possibile ridurre la pressione ai valori ottimali.

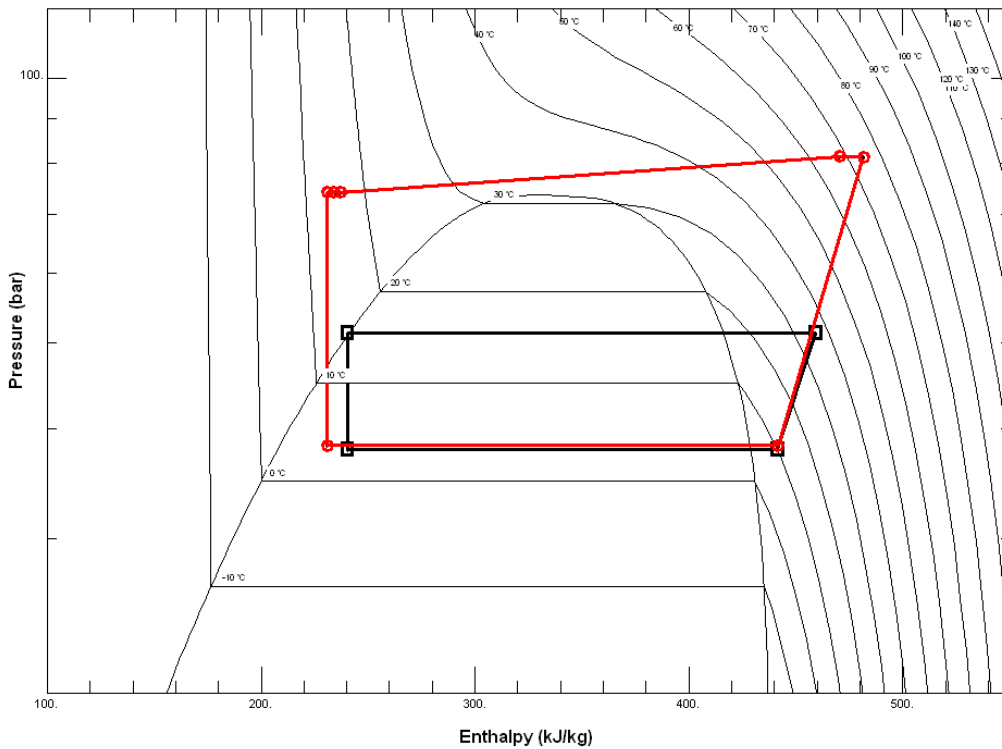


Figura 28 - Cicli CO₂ reale e simulato alla p_{GCottimale} relativi alle prove 35 della tabella 2

Per quanto riguarda invece le prove con p_{GC} di lavoro minore del 10% rispetto all'ottimale (ossia sostanzialmente per le prove con T_{CO2_outGC} maggiore di 40 °C, figura 27) , occorre rilevare che il valore della pressione ottimale supera nettamente i 100 bar e, in questo caso, potrebbero essere motivazioni legate all'affidabilità della macchina a consigliare l'adozione di pressioni minori. Si deve peraltro rilevare che la macchina testata lavora a questi livelli di pressione nella fase di sbrinamento dell'evaporatore.

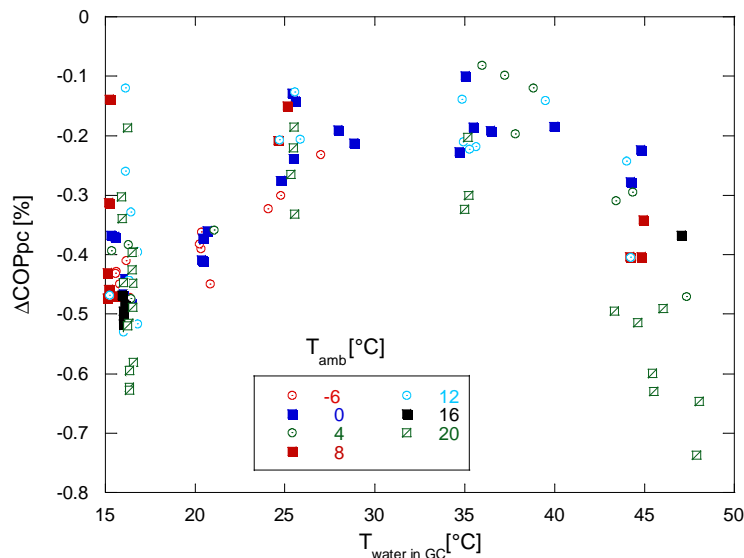


Figura 29 – ΔCOPpc vs T_{water_in_GC} – parametro T_{amb}

La figura 29 mostra come la macchina testata tende a lavorare con COP prossimi agli ottimali soprattutto quando $T_{\text{water_in_GC}}$ è dell'ordine dei 30-35°C, indipendente dalla temperatura ambiente. Questo avviene perché la pressione di lavoro della macchina (mediamente 80 bar, come visto nelle figure 26 e 27) si mantiene intorno al valore ottimale per questa temperatura, in virtù della taglia del compressore, della carica di refrigerante immagazzinata e del sistema di controllo e regolazione della posizione dell'organo di espansione.

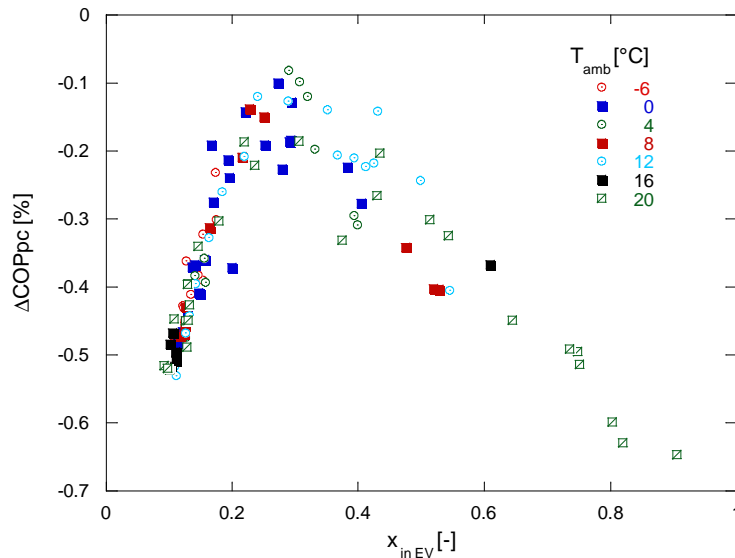


Figura 30 – $\Delta\text{COP}_{\text{pc}}$ vs $x_{\text{in EV}}$ – parametro T_{amb}

La figura 30 conferma in maniera ancora più evidente come, sempre per la macchina testata, esista una condizione di funzionamento che approssima quella ottimale.

Queste ultime considerazioni consentono di concludere che, potendo disporre di una sorgente termica fredda a temperatura costante per raffreddare la CO_2 nel gas cooler e dimensionando di conseguenza il circuito frigorifero ed i suoi componenti, può essere possibile far funzionare la pompa di calore sempre con COP prossimi agli ottimali, a prescindere dalle altre condizioni al contorno, come la temperatura ambiente. Per questo motivo si ritiene di fondamentale importanza abbinare ad una pompa di calore a CO_2 un sistema di serbatoi ad accumulo ad alta stratificazione che sia in grado di stabilizzare la temperatura dell'acqua di raffreddamento garantendo con ciò il funzionamento della pompa di calore sempre con prestazioni elevate.

3 Conclusioni

La campagna di prove condotta sull'impianto sperimentale ha avuto come scopo una prima valutazione sulla possibilità di produrre ACS in modalità istantanea a mezzo di una pompa di calore a CO_2 . Pur essendo la macchina testata di potenzialità piuttosto bassa (4.5 kW termici) e quindi non in grado di produrre il quantitativo di acqua calda sanitaria richiesto dalle vigenti normative (UNI EN 806-4:2010), le prove sperimentali hanno consentito di evidenziare i seguenti aspetti:

- Il processo di compressione della CO_2 può essere condotto con efficienze elevate grazie all'utilizzo di compressori bistadio di ultima generazione.
- Un altro componente importante per l'ottenimento di COP elevati è il gas cooler. Fissate la portata di ACS da produrre e la sua temperatura finale, deve essere correttamente valutata la pressione di lavoro della CO_2 per ottenere efficienze elevate di scambio termico; a tale scopo è fondamentale progettare uno scambiatore che consenta perdite di carico il più possibile ridotte, oltre a garantire alte prestazioni di scambio.

- Da quanto sopra esposto e in linea generale segue l'importanza del sistema di controllo e gestione della macchina (ad esempio, per ottimizzare tramite l'inverter del compressore la pressione al gas cooler al variare delle condizioni al contorno).
- La necessità di disporre di un evaporatore il più possibile efficiente per migliorare le condizioni di lavoro del compressore.

La valutazione della pressione ottimale al gas cooler, realizzata con una semplice simulazione numerica ha consentito di evidenziare che la pompa di calore testata è stata progettata per lavorare con COP prossimi agli ottimali se la temperatura dell'acqua di raffreddamento è prossima ai 30-35 °C, a prescindere dalla temperatura ambientale.

Questa constatazione porta a concludere che l'abbinamento della pompa di calore a CO₂ a un sistema di accumulo ad alta stratificazione in grado di alimentarla a temperatura pressoché costante può consentire il funzionamento della pompa sempre con COP elevati. Infatti, conoscendo la temperatura della sorgente fredda, può essere possibile dimensionare tutti i componenti della macchina per la corrispondente pressione ottimale in modo da farla lavorare intorno ai COP massimi possibili, compatibilmente con l'applicazione da compiere.

In conclusione, il presente lavoro, nonostante i noti limiti di potenza della macchina testata, ha dimostrato l'esistenza di buone prospettive per lo sviluppo di pompe di calore a CO₂ dedicate alla produzione istantanea di ACS, in particolare quando queste siano abbinate a sistemi di accumulo ad alta stratificazione.

4 Riferimenti bibliografici

1. Cavallini A., "Properties of CO₂ as refrigerant", European Seminar Carbon dioxide as a refrigerant, Centro Studi Galileo Milano, 2004.
2. Kim M., Pettersen J., Bullard C. W., "Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems", Progress in Energy and Combustion Science, 30 (2004), 2, 119-174
3. Rieberer R., Kasper G., Halozan J. "CO₂ - A Chance For Once Through Heat Pump Heaters". CO₂ Technology in Refrigeration, Heat Pumps and Air Conditioning Systems, IEA Heat Pump Centre Trondheim Norway, 1997.
4. Neksa P., "CO₂ heap pump systems", International Journal of Refrigeration, 25 (2002), pp421-427
5. Cecchinato L., Corradi M., Fornasieri E., Zamboni L. "Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: a comparison with the traditional solution", International Journal of Refrigeration, 28 (2005), 1250-1258
6. Lorentzen G., "Revival of carbon dioxide as refrigerant", International Journal of Refrigeration, 17 (1994), 5, pp. 292-301
7. Neksa P., Rekstad H., Reza Zakeri G., Schiefloe P.A.. "CO₂ - heap pump water heater: characteristics, system design and experimental results", International Journal of Refrigeration, 21 (1998), 3, pp 172-179
8. Casson V., Cecchinato L., Corradi M., Fornasieri E., Girotto S., Minetto S., Zamboni L., Zilio C., "Optimisation of the throttling system in a CO₂ refrigerating machine", International Journal of Refrigeration, 26 (2003), 926-935

5 Abbreviazioni ed acronimi

C	Capacità termica oraria, J/(s K)
COP	Coefficiente di prestazione, adim.
c_p	Calore specifico medio a pressione costante, J/(kg K)
G_{CO_2}	Portata massica CO ₂ , kg/s
G_{water}	Portata massica acqua, kg/s
h	Entalpia specifica, kJ/kg
m	Portata massica, kg/h

p_{inGC}	Pressione CO ₂ ingresso gas cooler, bar
p_{outGC}	Pressione CO ₂ uscita gas cooler, bar
Q_{GC}	Carico termico al gas cooler, W
T_{ACS}	Temperatura Acqua Calda Sanitaria (uscita gas cooler), °C
T_{amb}	Temperatura ambiente, °C
T_{ev}	Temperatura evaporazione CO ₂ , °C
T_{inGC}	Temperatura CO ₂ ingresso gas cooler, °C
$T_{outGC}/T_{CO_2_outGC}$	Temperatura CO ₂ uscita gas cooler, °C
T_{water}/T_{water_inGC}	Temperatura acqua di rete (ingresso gas cooler), °C
W_{el}	Potenza elettrica assorbita, W
X_{inEV}	Titolo in ingresso evaporatore, adim.
ΔT_{sur}	Surriscaldamento uscita evaporatore, °C
ΔCOP_{pc}	Parametro definito da equazione 4, adim.

Simboli greci

β	Rapporto di compressione, adim.
ε_{GC}	Efficienza gas cooler, adim.
η_g	Rendimento globale di compressione, adim.
η_{is}	Rendimento isentropico, adim