



Ricerca di Sistema elettrico

Modellazione, calibrazione e simulazione
del funzionamento di una pompa di calore
trans-critica a CO₂ operante con un sistema
di espansione a multi-eiettore

Alfonso William Mauro, Rita Mastrullo

MODELLAZIONE, CALIBRAZIONE E SIMULAZIONE DEL FUNZIONAMENTO DI UNA POMPA DI CALORE TRANS-CRITICA A CO₂ OPERANTE CON UN SISTEMA DI ESPANSIONE A MULTI-EIETTORE

Alfonso William Mauro e Rita Mastrullo, Università degli studi di Napoli Federico II, Dipartimento di Ingegneria Industriale,

Aprile 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - II annualità

Obiettivo: Tecnologie

Progetto: Tecnologie per la penetrazione efficiente del vettore elettrico negli usi finali

Work package: Pompe di calore

Linea di attività: Miglioramento delle prestazioni delle PdC (eiettori): Definizione modello eietttore e simulazione dinamica dell'intero sistema.

Responsabile del Progetto: Claudia Meloni, ENEA

Responsabile del Work package: Raniero Trinchieri, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *“Studio e sviluppo degli eiettori quali organi di laminazione per PdC utilizzando come fluido refrigerante sia la CO₂, sia altri fluidi”*

Responsabile scientifico ENEA: Raniero Trinchieri

Responsabile scientifico Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università degli Studi Federico II di Napoli: Prof. Alfonso William Mauro

Indice

1	INTRODUZIONE	4
2	DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	6
2.1	SCHEMA DI IMPIANTO OGGETTO DI STUDIO.....	6
2.2	MODELLAZIONE E CALIBRAZIONE DEI SINGOLI COMPONENTI.....	8
2.2.1	<i>Modellazione e calibrazione del compressore Dorin CD1300H.....</i>	9
2.2.2	<i>Scambiatore di calore a piastre caldo (gas cooler modalità invernale).....</i>	11
2.2.3	<i>Scambiatore di calore a piastre freddo (evaporatore modalità estiva).....</i>	15
2.2.4	<i>Batteria alettata fredda (evaporatore modalità invernale).....</i>	20
2.2.5	<i>Batteria alettata calda (gas cooler modalità estiva).....</i>	24
2.2.6	<i>Scambiatore di calore a tubi e mantello rigenerativo.....</i>	29
2.2.7	<i>Sistema di espansione con multi-eiettore.....</i>	30
2.3	ALGORITMO RISOLUTIVO DEL SISTEMA.....	35
2.3.1	<i>Pompa di calore con sistema di espansione a multi-eiettore.....</i>	35
2.3.2	<i>Pompa di calore con sistema di espansione classico.....</i>	36
2.4	SIMULAZIONI E RISULTATI – MODALITÀ DI FUNZIONAMENTO INVERNALE.....	37
2.4.1	<i>Mappe di funzionamento per la condizione: $m_w, g_c=0.4$ kg/s e $f_{cp}=50$ Hz.....</i>	38
2.4.2	<i>Mappe di funzionamento per ulteriori condizioni operative.....</i>	40
2.4.3	<i>Confronto prestazionale con impianto provvisto di organo di espansione tradizionale.....</i>	42
2.4.4	<i>Calcolo delle prestazioni stagionali (SCOP) in modalità riscaldamento.....</i>	47
2.4.5	<i>Calcolo dell'efficienza della pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria.....</i>	50
2.5	SIMULAZIONI E RISULTATI – MODALITÀ DI FUNZIONAMENTO ESTIVA.....	52
2.5.1	<i>Mappe di funzionamento per la condizione: $m_w, ev=0.4$ kg/s e $f_{cp}=50$ Hz.....</i>	52
2.5.2	<i>Mappe di funzionamento per ulteriori condizioni operative.....</i>	54
2.5.3	<i>Confronto prestazionale con impianto provvisto di organo di espansione tradizionale.....</i>	56
2.5.4	<i>Calcolo delle prestazioni stagionali (SEER) in modalità raffrescamento.....</i>	60
3	CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI.....	64
4	RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	65

1 Introduzione

L'attività svolta dall'Università degli Studi di Napoli Federico II ha riguardato, nel periodo di riferimento, la modellazione e la simulazione di una pompa di calore reversibile a CO₂ con ciclo transcritico ed organo di espansione innovativo con sistema a multi-eiettore, e del confronto a parità di condizioni con una soluzione standard utilizzata in commercio.

Le attività rendicontate sono riassumibili nel seguente punto elenco:

- **Modellazione e simulazione dei singoli componenti:**

sono state acquisite dal committente Enea le informazioni relative ai dati geometrici dei componenti in esame (compressore, scambiatori di calore e sistema di espansione multi-eiettore), utili al funzionamento della macchina nella modalità invernale ed estiva. Sono stati quindi definiti i modelli di calcolo per i singoli componenti, calibrati grazie ai dati sperimentali di funzionamento del prototipo forniti dal committente.

- **Algoritmo risolutivo:**

è stato definito l'algoritmo risolutivo del sistema, utile per il suo funzionamento nelle modalità estiva ed invernale. Tale algoritmo è stato implementato con l'ausilio del software MATLAB.

- **Simulazioni, mappe prestazionali e confronto con sistema tradizionale in varie condizioni climatiche:**

il codice di calcolo è stato utilizzato per effettuare numerose simulazioni in un vasto range di condizioni operative, fornendo mappe prestazionali in funzione della temperatura ambiente e della temperatura del fluido secondario (acqua) in ingresso al gas cooler (modalità invernale) o all'evaporatore (modalità estiva).

Mappe di prestazione in condizioni analoghe sono state prodotte in altri due casi: un impianto che operi in una configurazione commerciale standard (ciclo monostadio transcritico con valvola di laminazione del tipo back-pressure e accumulo carica all'aspirazione del compressore) e un impianto con organo di laminazione ideale (soluzione non realizzabile, ma che fornisce il massimo miglioramento rispetto a quella standard. Tale soluzione prevede l'impiego di una turbina iso-entropica e il recupero del lavoro prodotto dall'espansione).

Dal confronto tra le mappe del sistema ad eiettore e la configurazione standard è stato possibile determinare il vantaggio in termini di incremento percentuale del COP attualmente ottenibile, in relazione alla soluzione tecnologica adottata. Al tempo stesso il confronto tra le mappe del sistema ideale e la configurazione standard è stato stimato il massimo vantaggio ottenibile.

Risulta che allo stato attuale il miglioramento percentuale del COP passando da una configurazione standard ad una con sistema a multi-eiettore è al massimo: del 4% per la configurazione invernale e del 5% per quella estiva. Questo incremento per quanto non trascurabile è lontano dal massimo vantaggio ottenibile che si assesta tra il 15% e il 25% a seconda delle condizioni operative.

Simili considerazioni si possono fare in termini di prestazioni medie stagionali. Infatti, il sistema a multi-eiettore fornisce prestazioni comparabili (in termini di SCOP, efficienza del water heater per la produzione di ACS e SEER) rispetto a quelle ottenibili da un sistema standard.

Come dettagliato nelle conclusioni, per quanto le prestazioni ideali del sistema di espansione siano irraggiungibili esistono delle azioni che possono essere intraprese, in termini di miglioramento di progetto del componente e di bilanciamento tra i componenti l'intero sistema, per ottenere degli ulteriori miglioramenti nelle prestazioni.

Si precisa che a seguito di una variazione del budget (azzeramento dei costi di missione per la seconda annualità e corrispondente aumento dei costi del personale) è stata aggiunta la modellazione e simulazione del funzionamento in modalità estiva non inizialmente prevista nell'allegato tecnico dell'accordo.

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

2.1 Schema di impianto oggetto di studio

Lo schema di impianto della pompa di calore a CO₂ oggetto di studio è rappresentato in Figura 1. Il piano termodinamico temperatura-entropia relativo alle trasformazioni effettuate dal refrigerante è invece mostrato in Figura 2. Il percorso del refrigerante è evidenziato dai colori in legenda e fa riferimento alla modalità di funzionamento invernale. In questo caso, l’anidride carbonica viene compressa (compressore Dorin CD1300H) ed inviata al gas-cooler (scambiatore di calore a piastre Alfa-Laval AXP52-110H-F), riscaldando il circuito dell’acqua (evidenziato in celeste in figura). Il fluido viene deviato in uno scambiatore di calore a tubi e mantello rigenerativo, prima di entrare nel gruppo multi-eiettore. La CO₂ in uscita dagli eiettori a pressione intermedia (circuito evidenziato in giallo) entra in un separatore di fase, da cui il vapore saturo è inviato allo scambiatore interno rigenerativo e quindi all’aspirazione del compressore, mentre il liquido saturo è inviato in un ulteriore scambiatore di calore a recupero (scambiatore a piastre Alfa-Laval AXP27-20L-F), poi laminato e deviato all’evaporatore (batteria alettata con punti di ingresso ed uscita rispettivamente pari 14 e 15 in figura) in cui interagisce con aria a temperatura ambiente. La CO₂ in uscita dalla batteria alettata è quindi inviata nello scambiatore di calore a recupero ed utilizzata come fluido secondario nel gruppo multi-eiettore.

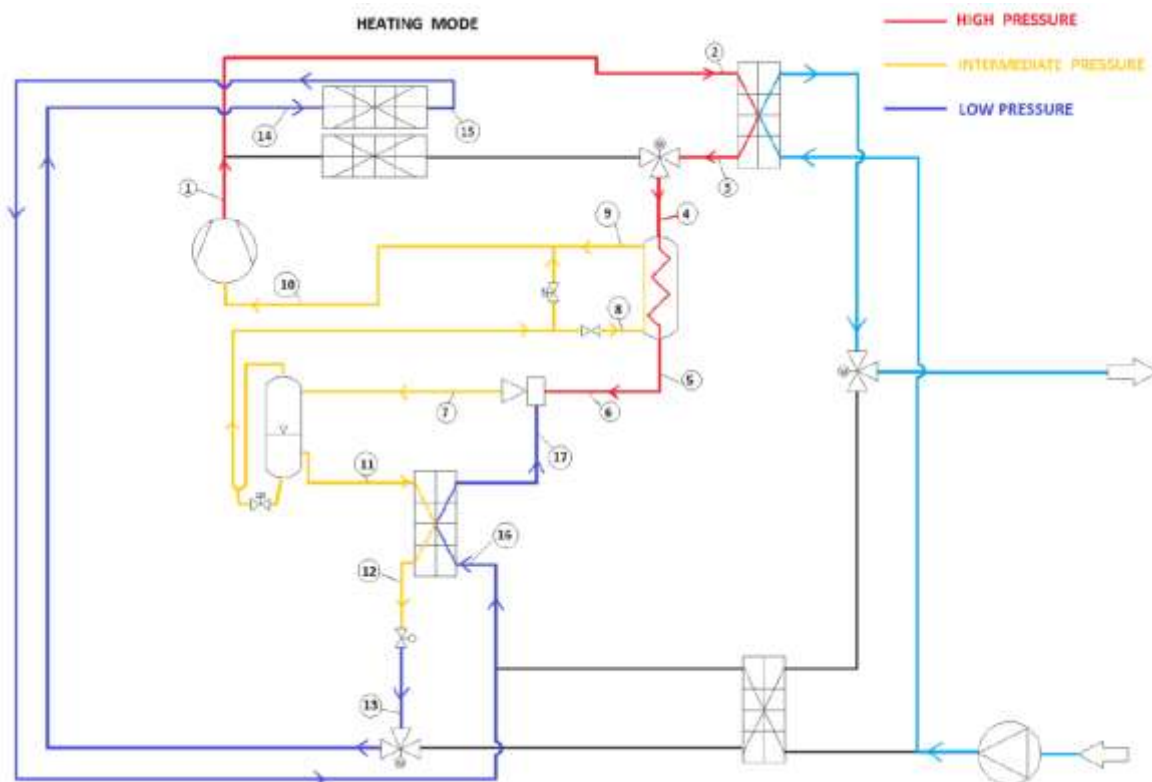


Figura 1. Pompa di calore oggetto di studio. I circuiti attivi evidenziati con colore blu, giallo, rosso e celeste fanno riferimento alla modalità di funzionamento invernale. I numeri indicati sullo schema sono riferiti alle posizioni dei sensori di misura

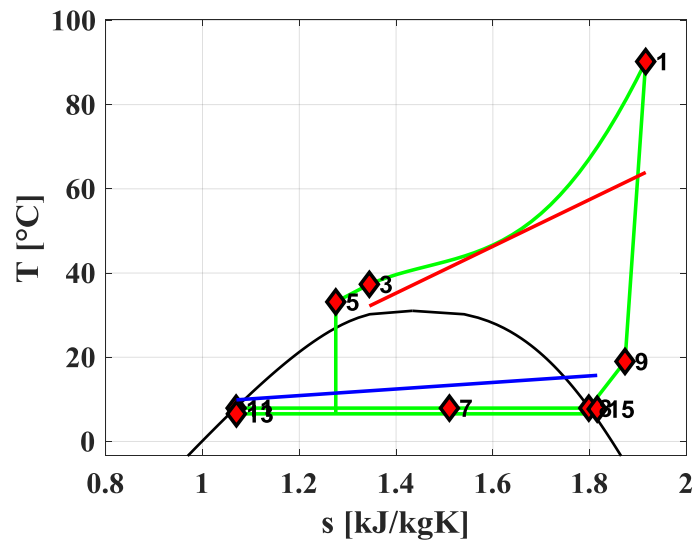


Figura 2. Diagramma termodinamico T-s relativo alle trasformazioni della CO₂ e dei fluidi secondari, nello schema di impianto oggetto di studio nella modalità di funzionamento invernale

Nella modalità di funzionamento estiva (la cui circuitazione non è evidenziata in figura), la CO₂ in uscita dal compressore è inviata all'interno del gas-cooler, rappresentato da una batteria alettata in cui si ha l'interazione con la temperatura ambiente. Con la stessa logica della modalità invernale, il fluido viene deviato nello scambiatore di calore a tubi e mantello interno ed infine utilizzato come fluido primario nel gruppo multi-eiettore. La parte di impianto a pressione intermedia (uscita eiettori) rimane inalterata rispetto al caso invernale. L'anidride carbonica in uscita dalla valvola di laminazione è quindi deviato in uno scambiatore di calore a piastre in funzionamento evaporatore (Alfa-Laval AXP52-50H-F), con l'obiettivo di refrigerare una portata di acqua. Infine, il fluido è inviato nello scambiatore di calore interno a recupero prima di essere utilizzato come fluido secondario nel gruppo a multi-eiettore.

Come indicato dal committente e come si evince dai dati sperimentali forniti, lo scambiatore di calore a recupero interno sul ramo di bassa e media pressione non ha un particolare effetto sul ciclo termodinamico e quindi è stato escluso dalla modellazione dell'impianto.

Lo schema del gruppo multi-eiettore con le principali caratteristiche geometriche (in termini di diametro nelle sezioni di ingresso, in gola ed all'uscita) è indicato in Figura 3. Il gruppo è formato da 4 eiettori funzionanti in parallelo e gestibili in maniera indipendente a seconda delle condizioni operative imposte

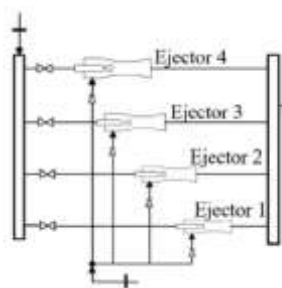


Table 1 - Motive nozzle geometric characteristics.			
Ejectors [#]	Inlet diameter [mm]	Throat diameter [mm]	Outlet diameter [mm]
1	3.8	0.70	0.78
2	3.8	1.00	1.12
3	3.8	1.41	1.58
4	3.8	2.00	2.24

Figura 3. Schema del gruppo multi-eiettore con le principali caratteristiche geometriche (diametro di ingresso, diametro in gola e diametro all'uscita).

Al fine di confrontare le performance del ciclo transcritico a CO₂ oggetto di studio che impiega il gruppo multi-eiettore con quelle di un ciclo base, si considera come schema di riferimento un ciclo termodinamico a CO₂ transcritico con gli stessi scambiatori di calore e funzionante con valvola di laminazione back-pressure. Tale impianto è rappresentato schematicamente in Figura 4 per la modalità di funzionamento invernale.

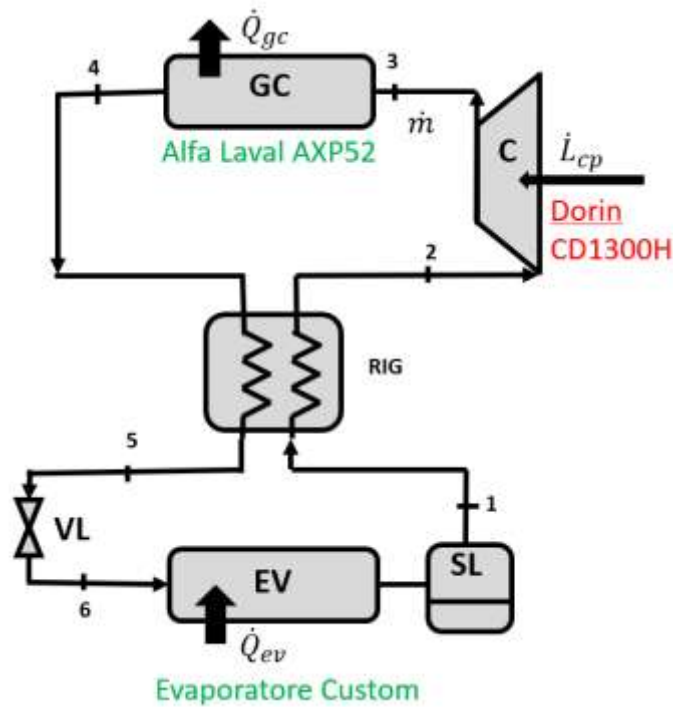


Figura 4. Schema di impianto equivalente all'impianto con gruppo multi-eiettore, in cui l'espansione è gestita tramite valvola di laminazione back-pressure, nella modalità di funzionamento invernale.

2.2 Modellazione e calibrazione dei singoli componenti

I componenti oggetto di modellazione e simulazione per le modalità di funzionamento invernale ed estiva sono riportati di seguito:

- Compressore modello Dorin CD1300H CO₂ (per entrambe le modalità di funzionamento)
- Gas cooler, scambiatore di calore a piastre Alfa-Laval AXP52-110H-F (modalità di funzionamento invernale);
- Evaporatore, scambiatore di calore a piastre Alfa-Laval AXP52-50H-F (modalità di funzionamento estiva);
- Evaporatore, batteria alettata custom (modalità di funzionamento invernale)
- Gas cooler, batteria alettata custom (modalità di funzionamento estiva)
- Scambiatore di calore interno rigenerativo a tubi e mantello (per entrambe le modalità di funzionamento).

Per i componenti elencati, è stata effettuata una prima fase di modellazione del loro funzionamento e, successivamente, una fase di calibrazione dei succitati modelli con i dati sperimentali forniti dal committente per entrambe le modalità di funzionamento invernale ed estiva

2.2.1 Modellazione e calibrazione del compressore Dorin CD1300H

Il modello di calcolo per il compressore utilizza relazioni fenomenologiche per la valutazione della portata volumetrica e massica elaborate e del rendimento globale. Le relazioni utilizzate sono le seguenti:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{\rho_{asp}}$$
$$\eta_g = \frac{\dot{L}_{is}}{\dot{L}_{el}}$$

Per tenere conto della dipendenza lineare della portata volumetrica con la frequenza del compressore, viene scelta la seguente relazione da calibrare, in cui compaiono il rapporto di compressore β e la frequenza di rotazione del compressore:

$$\frac{\dot{V}}{f_{cp}} \cdot 50 = a + b \cdot \beta$$

La fase di calibrazione di tale relazione fenomenologica è avvenuta grazie ai dati sperimentali in modalità invernale forniti dal committente, prelevando le informazioni dei sensori di misura relativamente ai valori di pressione e temperatura in aspirazione e mandata, portata massica e frequenza al compressore. L'analisi è stata limitata ai valori di frequenza variabili tra 30 e 60 Hz. L'andamento della portata volumetrica in ingresso al compressore in funzione del rapporto di compressione per i dati sperimentali scelti è riportato in Figura 5. La curva blu rappresenta la funzione calibrata, riportata di seguito (in cui la frequenza è espressa in Hz):

$$\frac{\dot{V}}{f_{cp}} \cdot 50 = -0.0001786 \cdot \beta + 0.002523 \quad [m^3/s]$$

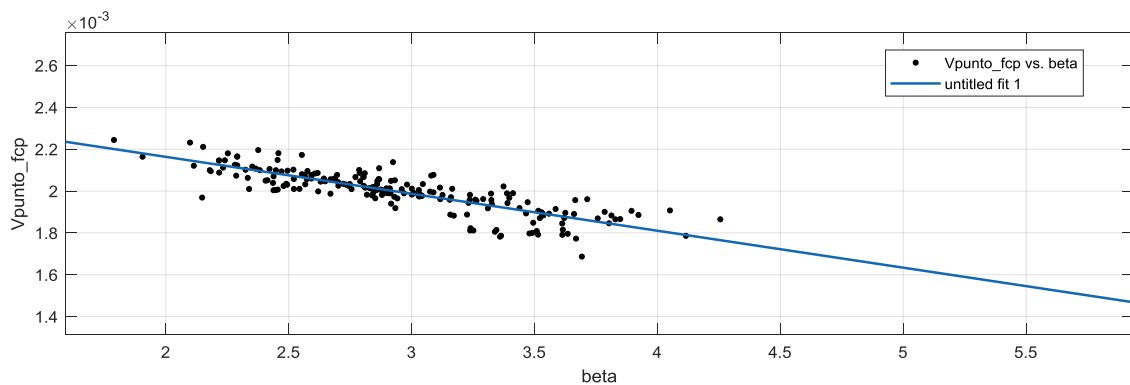


Figura 5. Andamento della portata volumetrica in ingresso al compressore per i dati sperimentali (filtrati per frequenze al compressore comprese tra 30 e 60 Hz)

La bontà del fitting relativamente alla portata massica aspirata dal compressore è valutata nel diagramma riportato in Figura 6, in cui viene confrontata la portata fornita dal modello con quella misurata durante gli esperimenti per la modalità di funzionamento invernale. Più del 90% dei punti ricade in una fascia di errore inferiore al 10%.

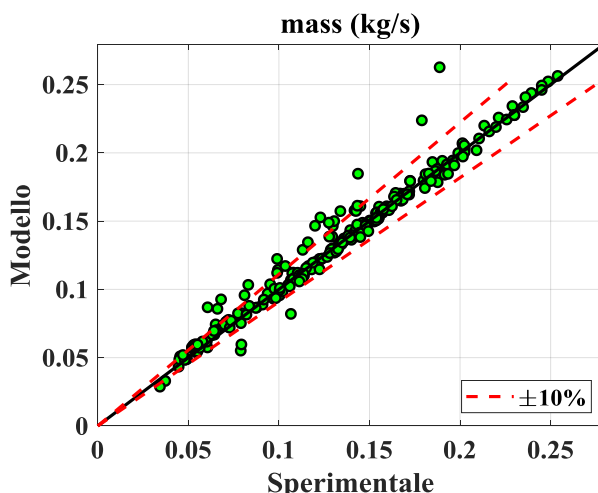
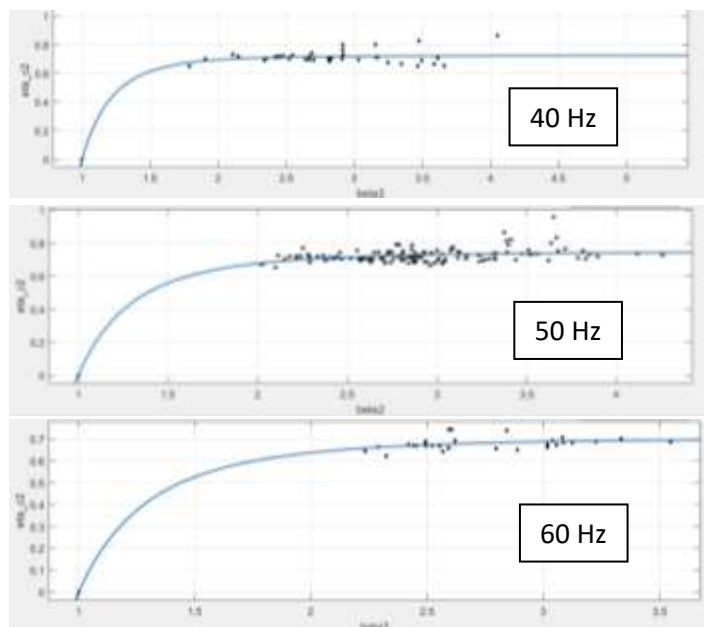


Figura 6. Confronto tra la portata massica fornita dal modello del compressore con la portata massica misurata durante gli esperimenti per la modalità di funzionamento invernale.

Per il rendimento globale è invece stata scelta una funzione potenza del rapporto di compressione β , come indicato di seguito:

$$\eta_g = c \cdot \beta^d + e$$

Per tenere conto dell'effetto del numero di giri sulla frequenza del compressore, sono state calibrate 3 curve a diversa frequenza compresa tra 40 e 60 Hz. Il rendimento viene quindi valutato con un'interpolazione lineare tra le diverse curve considerate. Gli andamenti del rendimento globale in funzione del rapporto di compressione per tutte le frequenze considerate sono riportati in Figura 7, in cui sono mostrate inoltre le costanti calibrate per condizione.



$$\eta_c = c \cdot \beta^d + e$$

$f_{cp} [Hz]$	c	d	e
40	-0.7239	-4.64	0.7237
50	-0.7467	-3.384	0.7486
60	-0.7047	-3.391	0.7045

Figura 7. Rendimento globale del compressore in funzione del rapporto di compressione (sx). Funzione di fitting e costanti calibrate per ogni valore di frequenza (dx).

La bontà del fitting relativamente al rendimento globale del compressore è valutata nel diagramma riportato in Figura 8, in cui viene confrontato il valore del rendimento calcolato con il

modello rispetto a quello ottenuto dagli esperimenti ENEA in modalità invernale. Più del 95% dei punti ricade in una fascia di errore inferiore al 10%.

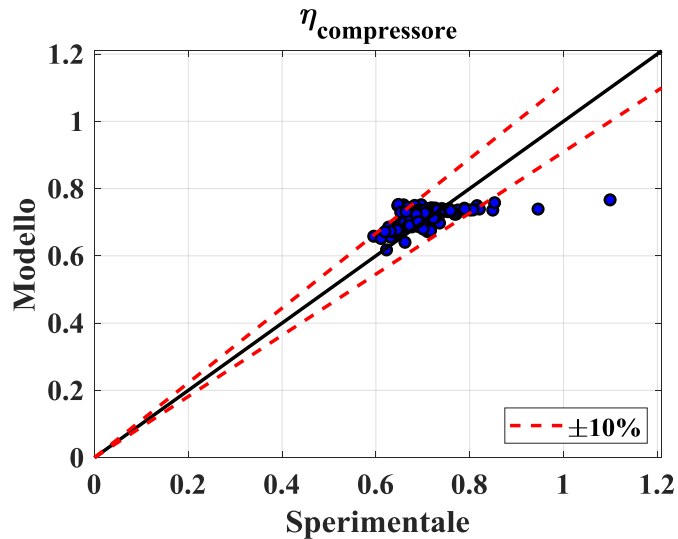


Figura 8. Rendimento globale del compressore ottenuto tramite modello rispetto ai valori sperimentali

2.2.2 Scambiatore di calore a piastre caldo (gas cooler modalità invernale)

La modellazione e la calibrazione dello scambiatore di calore a piastre Alfa-Laval AXP52-110H-F è stata effettuata in più fasi distinte.

La prima fase ha riguardato l’acquisizione dei dati geometrici forniti dal committente ENEA per questo scambiatore di calore. Tali dati sono riassunti in Tabella 1.

Tabella 1. Dati geometrici dello scambiatore a piastre Alfa-Laval AXP52-110H-F

Alfa-Laval AXP52-110H-F	
<i>Materiale piastra</i>	Acciaio
<i>Angolo chevron piastra*</i>	65°
<i>Ampiezza corrugazione piastra*</i>	0.9 mm
<i>Larghezza corrugata utile</i>	160 mm
<i>Altezza corrugata utile</i>	580 mm
<i>Lunghezza d’onda corrugazione*</i>	4 mm
<i>Numero piastre</i>	132 (stimato da datasheet geometria)
<i>Numero passaggi caldo/freddo</i>	22 caldo / 22 freddo (3 passaggi)
<i>Gap tra le piastre*</i>	1.8 mm
<i>Diametro collettori</i>	24 mm
<i>Spessore piastra*</i>	0.6 mm
*Dato non disponibile. L’assegnazione arbitraria del valore indicato viene compensata dalla fase di calibrazione del modello	

La stima del numero di piastre è stata effettuata considerando la misura della profondità totale (325 mm) escludendo le piastre di chiusura (di spessore pari a 20 mm) e la relazione proposta dal costruttore tra la profondità utile ed il numero di piastre:

$$\text{Profondità utile} = 14 + 2.37 \cdot n_{\text{piastre}}$$

Il modello prevede l'integrazione dell'equazione dello scambio termico mostrata nell'espressione sottostante. La geometria elementare prevede l'ingombro di una porzione di piastra (altezza complessiva divisa in 100 segmenti).

$$\delta Q = U dA (T_{CO_2} - T_{water}) = \frac{(T_{CO_2} - T_{water})}{dR_{CO_2} + dR_k + dR_{water}}$$

I termini dR fanno riferimento alle resistenze termiche conduttiva e convettive (lato acqua e lato CO₂), disposte in serie. La resistenza termica conduttiva comprende anche il fenomeno di fouling ed è direttamente calcolabile dai dati geometrici dello scambiatore. Le resistenze termiche convettive sono ottenute grazie al calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo h, fornito da correlazioni. Si utilizza anche un fattore correttivo k in corrispondenza delle resistenze termiche convettive per entrambi i fluidi di lavoro al fine di migliorare l'accuratezza dei risultati ottenuti dalle simulazioni effettuate con il modello. Le espressioni complete delle tre resistenze termiche sono indicate dalle equazioni sottostanti:

$$\begin{aligned} dR_k &= \left(\frac{s}{\lambda} dA \right)^{-1} \\ dR_{CO_2} &= (k_{CO_2} \cdot h_{CO_2} dA)^{-1} \\ dR_{water} &= (k_{acqua} \cdot h_{acqua} dA)^{-1} \end{aligned}$$

Per il calcolo del coefficiente di scambio termico lato acqua, è stata considerata la correlazione proposta da Yang et al. [1]. Gli autori propongono un metodo predittivo in cui il numero di Nusselt è funzione di parametri geometrici (angolo di corrugazione β , fattore di incremento area di scambio Φ , corrugation ratio γ), del numero di Reynolds, del numero di Prandtl e della correzione $\frac{\mu}{\mu_w}^{0.14}$ che tiene in considerazione la differenza tra la temperatura del fluido e la temperatura di parete. L'espressione completa è riportata nell'equazione sottostante:

$$\begin{aligned} h_{acqua} &= (-1.342e - 4\beta^2 + 1.808e - 2\beta \\ &- 0.0075) Re^{-7.956e-5\beta^2+9.687e-3\beta+0.3155} Re^{\frac{\Phi}{\beta}} Re^{\frac{\gamma}{\beta}} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \cdot \frac{k_{acqua}}{D_h} \end{aligned}$$

L'efficacia della correlazione è dimostrata dagli autori per un vasto range di condizioni operative ($50 \leq Re \leq 8000$ e $2 \leq Pr \leq 290$) e per diverse taglie di scambiatori di calore a piastre, con angoli di corrugazione da 30 a 65°. Secondo i dati forniti dal committente ENEA, le condizioni operative dello scambiatore a piastre sono interamente incluse nel range di validità della correlazione.

La stessa correlazione, valida per lo scambio termico in fase singola, è stata utilizzata per il calcolo del coefficiente di scambio termico lato CO₂. A causa delle peculiarità del fenomeno dello scambio termico per fluidi in condizione supercritica, al succitato metodo predittivo è stata applicata la correzione di Jackson ed Hall [2], come prescritto dallo studio sperimentale di Forooghi e Hooman [3] condotto su scambiatori a piastre con refrigeranti al di sopra della loro pressione critica. L'espressione completa del coefficiente di scambio termico per la CO₂ è mostrata nell'equazione sottostante:

$$h_{CO2} = h_{Yang} \cdot \left(\frac{\rho_w}{\rho}\right)^{0.3} \cdot \left(\frac{\bar{c}_p}{c_p}\right)^n$$

Il coefficiente n, secondo la correzione di Jackson e Hall, è funzione della temperatura pseudocritica e della temperatura di parete lato CO2, stimata tramite procedura iterativa:

$$n = 0.4 \quad \text{for } T_b < T_w < T_{pc} \quad \text{or} \quad 1.2T_{pc} < T_b < T_w$$

$$n = 0.4 + 0.2 \left(\frac{T_w}{T_{pc}} - 1\right) \quad \text{for } T_b < T_{pc} < T_w$$

$$n = 0.4 + 0.2 \left(\frac{T_w}{T_{pc}} - 1\right) \left(1 - 5 \left[\frac{T_b}{T_{pc}} - 1\right]\right) \\ \text{for } T_{pc} < T_b < 1.2T_{pc} \quad \text{and} \quad T_b < T_w$$

Infine, le perdite di carico sono stimate con la relazione indicata da Shah-Sekulic[4], mostrata di seguito. Tale relazione comprende le perdite di carico per attrito, le perdite di carico attraverso le porte, il termine di variazione di pressione dovuta alla variazione di quantità di moto e la variazione di pressione dovuta alla variazione di quota.

$$\Delta p = \frac{1.5G_p^2 n_p}{2g_c \rho_i} + \frac{4fLG^2}{2g_c D_e} \left(\frac{1}{\rho}\right)_m + \left(\frac{1}{\rho_o} - \frac{1}{\rho_i}\right) \frac{G^2}{g_c} \pm \frac{\rho_m g L}{g_c}$$

Il modello dello scambiatore a piastre Alfa-Laval AXP52-110H-F, implementato in MATLAB, prevede come input le portate di anidride carbonica e di acqua, la pressione al gas cooler, la potenza termica obiettivo e le temperature di ingresso ed uscita lato CO2. In output fornisce le temperature di ingresso ed uscita del fluido secondario, nonché le perdite di carico subite dalla CO2 in raffreddamento.

$$[T_{acqua,in}, T_{acqua,out}, \Delta P_{CO2}] = f(T_{CO2,in}, P_{CO2}, m_{CO2}, m_{acqua}, P_{acqua}, Q_{obiettivo})$$

La logica del modello prevede l'assegnazione arbitraria di una temperatura di uscita dell'acqua e glicole, procedendo (con l'ipotesi di scambio termico in controcorrente) con l'integrazione dell'equazione dello scambio termico, ed infine confrontando la potenza termica scambiata alla fine dell'integrazione con quella obiettivo. La temperatura di uscita del fluido secondario viene quindi progressivamente aggiornata fino ad ottenere la convergenza con il valore di potenza termica atteso.

L'attività di calibrazione del modello è stata effettuata con l'ausilio di dati sperimentali relativi al funzionamento della macchina in modalità invernale. In totale sono stati forniti dal committente ENEA 235 test sperimentali, la cui distribuzione delle principali variabili di interesse per la calibrazione del modello del gas cooler è mostrata in Figura 9 (partendo dall'alto a sinistra: portata CO2, pressione al gas cooler, portata acqua, potenza al gas cooler, temperatura CO2 ingresso, temperatura acqua ingresso, temperatura acqua in uscita).

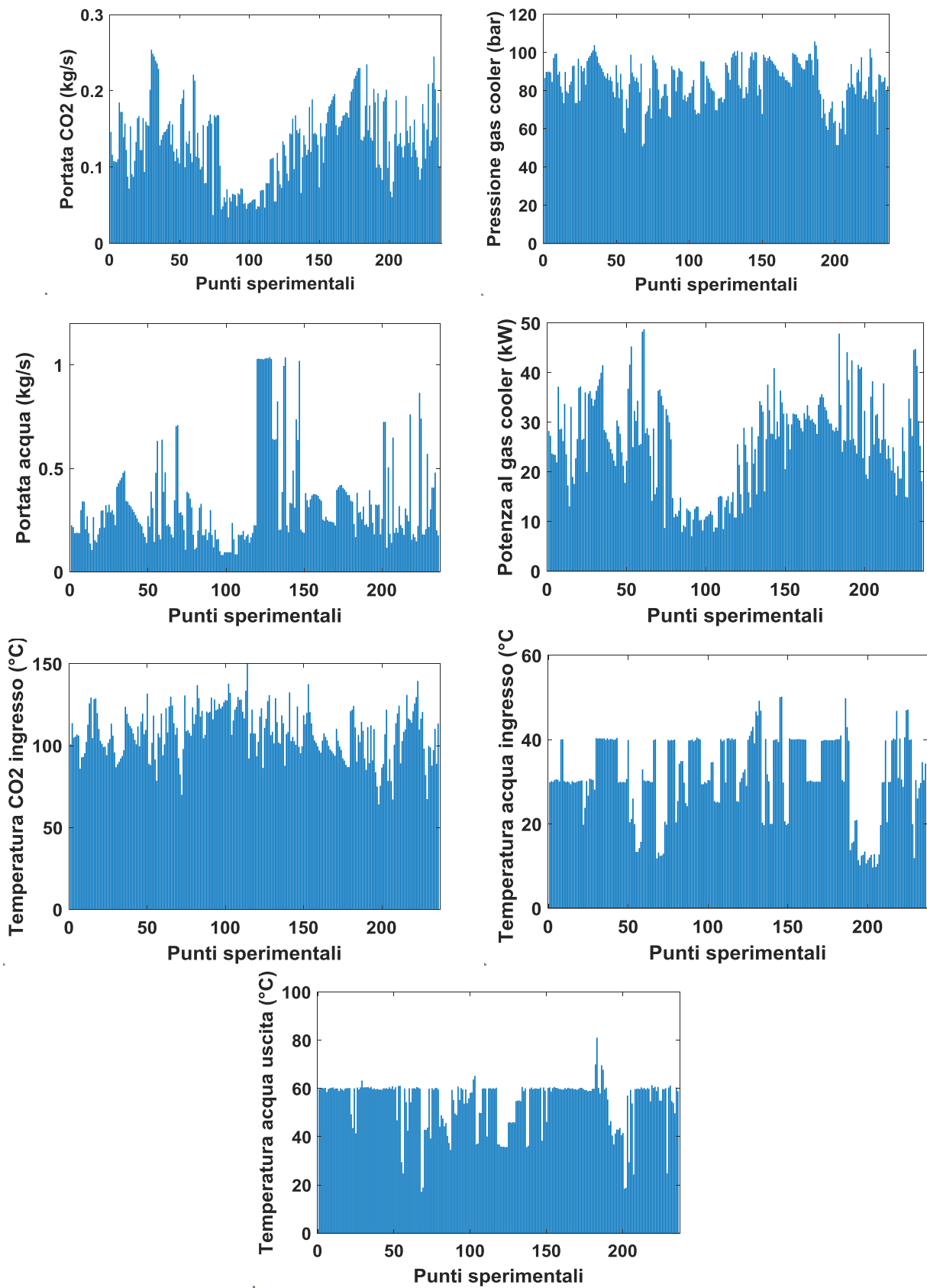


Figura 9. Distribuzione dei dati sperimentali di interesse utilizzati per la calibrazione dello scambiatore di calore a piastre in funzionamento gas-cooler. (Dall'alto a sinistra: portata CO2, pressione al gas cooler, portata acqua, potenza al gas cooler, temperatura CO2 ingresso, temperatura acqua ingresso, temperatura acqua uscita).

La calibrazione dei coefficienti correttivi relativi allo scambio termico convettivo è stata effettuata calcolando la potenza termica fornita dal modello e confrontandola con la potenza termica fornita dai dati sperimentali ENEA. Dal confronto è stato ottenuto un errore percentuale $\Delta Q/Q$ (%) funzione dei coefficienti correttivi lato acqua e lato CO₂.

Sono stati scelti 4 valori del coefficiente correttivo per lo scambio termico lato acqua (ovvero 0.1, 0.3, 0.6 e 1.0) ed 8 valori del coefficiente correttivo per lo scambio termico lato CO₂ (ovvero 0.1 0.2 0.3 0.4 0.6 0.8 1.0 1.2)

Rispetto all'intero database, sono stati considerati solamente gli esperimenti condotti ad una pressione al gas cooler superiore rispetto a quella critica (ciclo transcritico) ed a valori dell'efficienza dello scambiatore inferiori al 70% (al fine di non includere test che riportano ad una configurazione dello scambiatore equivalente ad una superficie di scambio infinita). I valori dell'errore medio percentuale sulla potenza termica scambiata al gas cooler rispetto ai dati sperimentali in funzione dei fattori di calibrazione lato acqua e CO₂ sono riportati in Tabella 2. In grassetto sono evidenziate le configurazioni che comportano il minimo errore rispetto ai dati sperimentali.

Per il modello in esame sono stati quindi scelti come coefficienti correttivi per lo scambio termico lato CO₂ e lato acqua rispettivamente i valori di **kco2=1.00** e **kacqua=0.60**.

Tabella 2. Errore medio sulla potenza termica al gas cooler calcolata con il modello dello scambiatore di calore a piastre Alfa-Laval AXP52-110H-F in funzione dei fattori di calibrazione lato acqua e lato CO₂

ERRORI MEDI	<i>kacqua=0.10</i>	<i>kacqua=0.30</i>	<i>kacqua=0.60</i>	<i>kacqua=1.0</i>
<i>kco2=0.10</i>	-46.58	-38.17	-34.33	-32.51
<i>kco2=0.20</i>	-37.04	-18.89	-13.37	-11.33
<i>kco2=0.30</i>	-31.63	-9.90	-7.12	7.18
<i>kco2=0.40</i>	-28.32	-7.55	6.70	8.09
<i>kco2=0.60</i>	-24.91	-6.83	6.52	13.38
<i>kco2=0.80</i>	-23.09	-6.68	6.47	16.14
<i>kco2=1.00</i>	-21.95	-6.62	6.45	17.80
<i>kco2=1.20</i>	-21.23	-6.59	8.00	18.91

2.2.3 Scambiatore di calore a piastre freddo (evaporatore modalità estiva)

La modellazione e la calibrazione dello scambiatore di calore a piastre Alfa-Laval AXP52-50H-F è stata effettuata in più fasi distinte.

La prima fase ha riguardato l'acquisizione dei dati geometrici forniti dal committente ENEA per questo scambiatore. Tali dati sono riassunti in Tabella 3.

Tabella 3. Dati geometrici dello scambiatore a piastre Alfa-Laval AXP52-50H-F

Alfa-Laval AXP 52-50H-F	
<i>Materiale piastre</i>	Acciaio
<i>Angolo chevron piastra*</i>	30°
<i>Ampiezza corrugazione piastra*</i>	0.9 mm
<i>Larghezza corrugata utile</i>	160 mm
<i>Altezza corrugata utile</i>	580 mm
<i>Lunghezza d'onda corrugazione*</i>	4 mm
<i>Numero piastre</i>	52 (stimato da incrocio datasheets su geometria)
<i>Numero passaggi caldo/freddo</i>	26 caldo/26 freddo (1 passaggio)
<i>Gap tra le piastre*</i>	1.8 mm
<i>Diametro collettori</i>	24 mm
<i>Spessore piastra*</i>	0.6 mm
<i>*Dato non disponibile. L'assegnazione arbitraria del valore indicato viene compensata dalla fase di calibrazione del modello</i>	

La stima del numero di piastre è stata effettuata considerando la misura della profondità totale (137 mm) escludendo le piastre di chiusura (di spessore pari a 20 mm) e la relazione proposta dal costruttore tra la profondità utile ed il numero di piastre:

$$\text{Profondità utile} = 14 + 2.37 \cdot n_{\text{piastra}}$$

Il modello prevede l'integrazione dell'equazione dello scambio termico mostrata nell'espressione sottostante. La geometria elementare prevede l'ingombro di un elemento di una singola piastra, avente lunghezza pari a dL:

$$\delta Q = U dA (T_{\text{acqua}} - T_{\text{CO2}}) = \frac{(T_{\text{acqua}} - T_{\text{CO2}})}{dR_{\text{acqua}} + dR_k + dR_{\text{CO2}}}$$

I termini dR fanno riferimento alle resistenze termiche conduttiva e convettive (lato acqua e lato CO2), disposte in serie. La resistenza termica conduttiva comprende anche il fenomeno di fouling ed è direttamente calcolabile dai dati geometrici della batteria alettata. Le resistenze termiche convettive sono ottenute grazie al calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo h, fornito da correlazioni. Si utilizzano inoltre due fattori correttivi (k) in corrispondenza di entrambe le resistenze termiche convettive (lato CO2 in evaporazione e lato acqua in raffreddamento) al fine di migliorare l'accuratezza dei risultati ottenuti dalle simulazioni effettuate con il modello. Le espressioni complete delle tre resistenze termiche sono indicate dalle equazioni sottostanti.

$$dR_k = \left(\frac{s_p}{\lambda_p} \cdot \frac{1}{W \cdot dL \cdot \Phi} \right)$$

$$dR_{\text{CO2}} = (k_{\text{CO2}} \cdot h_{\text{CO2}} W \cdot dL \cdot \Phi)^{-1}$$

$$dR_{acqua} = (k_{acqua} h_{acqua} W \cdot dL \cdot \Phi)^{-1}$$

Per il calcolo del coefficiente di scambio termico lato acqua, è stata considerata la correlazione proposta da Yang et al. [1], già implementata per la valutazione del coefficiente di scambio termico convettivo lato acqua e glicole nel gas cooler e mostrata in precedenza. Gli autori propongono un metodo predittivo in cui il numero di Nusselt è funzione di parametri geometrici (angolo di corrugazione β , fattore di incremento area di scambio Φ , corrugation ratio γ), del numero di Reynolds, del numero di Prandtl e della correzione $\frac{\mu}{\mu_w}^{0.14}$ che tiene conto della differenza tra la temperatura del fluido e la temperatura di parete. L'espressione completa è riportata ancora una volta nell'equazione sottostante:

$$h_{acqua} = (-1.342e - 4\beta^2 + 1.808e - 2\beta - 0.0075) Re^{-7.956e-5\beta^2+9.687e-3\beta+0.3155} Re^{\frac{\Phi}{\beta}} Re^{\frac{\gamma}{\beta}} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \cdot \frac{\lambda_{acqua}}{D_h}$$

L'efficacia della correlazione è dimostrata dagli autori per un vasto range di condizioni operative ($50 \leq Re \leq 8000$ e $2 \leq Pr \leq 290$) e per diverse taglie di scambiatori di calore a piastre, con angoli di corrugazione da 30 a 65°. Secondo i dati forniti dal committente, le condizioni operative dello scambiatore a piastre sono interamente incluse nel range di validità della correlazione.

Il calcolo del coefficiente di scambio termico per la CO2 in evaporazione all'interno del piastre è stato effettuato considerando il metodo predittivo di Longo et al. [5], che trova il coefficiente di scambio termico come valore massimo tra quello calcolato considerando solo convective boiling e quello calcolato per pool boiling, modificando l'originale espressione di Gorenflo [6]. Il modello complessivo è descritto dalle equazioni sottostanti:

$$h_{CO2} = \max [h_{cb}, h_{pb}]$$

$$h_{cb} = 0.122 \cdot \left[Re \cdot \left(1 - x + x \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} \right) \right]^{0.8} \cdot Pr^{0.33} \cdot \frac{\lambda}{D_{eq}}$$

$$h_{pb} = 0.58 \cdot h_0 \cdot \left(\frac{Ra}{0.4} \right)^{0.1333} \cdot F \cdot \left(\frac{q}{q_0} \right)^{0.467}$$

$$F = 1.2 \cdot p_{red}^{0.27} + \left(2.5 + \frac{1}{1 - p_{red}} \right) \cdot p_{red}$$

La correlazione di Longo et al. [5] è stata scelta in quanto sviluppata per scambiatori a piastre utilizzando come fluido di lavoro l'R32, in condizioni di pressione ridotta medio-alta compatibile con quella assunta dalla CO2.

Per titoli di vapore superiore ad 1.0, quando l'anidride carbonica è quindi in condizione di vapore surriscaldato, il coefficiente di scambio termico e le perdite di carico sono entrambe ottenute implementando la correlazione di Martin [7] sviluppata per flussi in single-phase all'interno di scambiatori a piastre.

Le perdite di carico per attrito lato CO2 durante la fase di evaporazione sono state stimate implementando la correlazione fornita da Amalfi e Thome [8], che prevede un fattore d'attrito dipendente dai numeri adimensionali We e Bd , nonché dall'angolo di chevron adimensionalizzato della piastra:

$$f = \left(2.125 \cdot \frac{\beta^{9.993}}{70} + 0.955 \right) \cdot We^{-0.475} \cdot Bd^{0.255} \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{-0.571}$$

Tale correlazione è stata costruita considerando un ampio database di 1513 punti sperimentali, che includono numeri di Weber tra 0.0267 e 150 e numeri di Bond tra 2.40 e 49.1. Tali condizioni racchiudono completamente il set di simulazioni previste per le modalità prese in esame.

Alle perdite di carico per attrito lungo le piastre sono state poi sommati altri contributi dovuti alle perdite di carico attraverso le porte, il termine di variazione di pressione dovuta alla variazione di quantità di moto e la variazione di pressione dovuta alla variazione di quota, secondo la relazione proposta da Shah-Sekulic [4]:

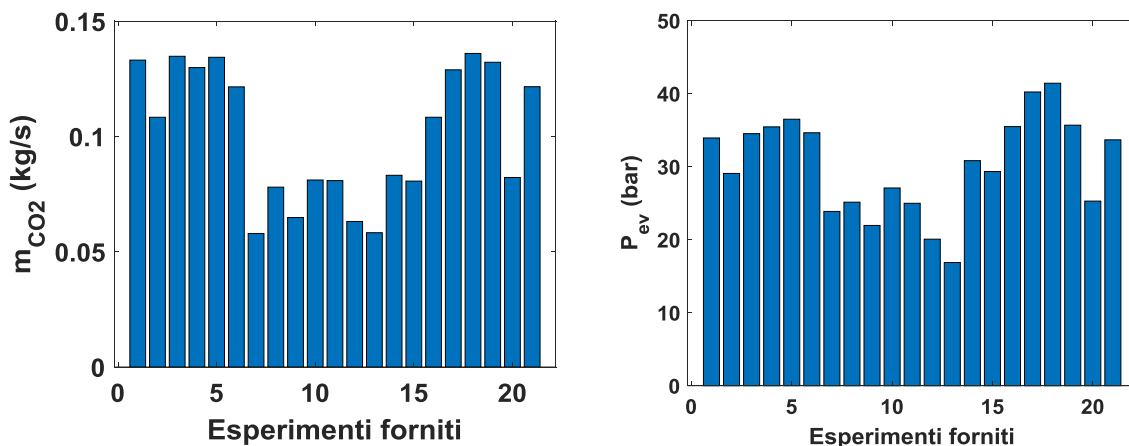
$$\Delta p = \frac{1.5G_p^2 n_p}{2g_c \rho_i} + \frac{4fLG^2}{2g_c D_e} \left(\frac{1}{\rho} \right)_m + \left(\frac{1}{\rho_o} - \frac{1}{\rho_i} \right) \frac{G^2}{g_c} \pm \frac{\rho_m g L}{g_c}$$

Il modello dello scambiatore a piastre Alfa-Laval AXP52-50H-F, implementato in MATLAB, prevede come input le portate di anidride carbonica e di acqua, la pressione all’evaporatore, il surriscaldamento e la potenza termica obiettivo. In output fornisce le temperature di ingresso ed uscita del fluido secondario, nonché le perdite di carico subite dalla CO2 in evaporazione.

$$[T_{acqua,in}, T_{acqua,out}, \Delta P_{co2}] = f(P_{ev}, \Delta T_{surr}, m_{co2}, m_{acqua}, Q_{obiettivo})$$

La logica del modello prevede l’assegnazione arbitraria di una temperatura di ingresso dell’acqua, procedendo (con l’ipotesi di scambio termico in controcorrente) con l’integrazione dell’equazione dello scambio termico, ed infine confrontando la potenza termica scambiata alla fine dell’integrazione con quella obiettivo. La temperatura di ingresso del fluido secondario viene quindi progressivamente aggiornata fino ad ottenere la convergenza con il valore di potenza termica atteso.

L’attività di calibrazione del modello è stata effettuata con l’ausilio di dati sperimentali relativi al funzionamento della macchina in modalità estiva. In totale sono stati forniti dal committente ENEA 21 test sperimentali, la cui distribuzione delle principali variabili di interesse per la calibrazione del modello dell’evaporatore è mostrata in Figura 10 (partendo dall’alto a sinistra: portata CO2, pressione di evaporazione, portata acqua, potenza frigorifera, surriscaldamento, temperatura acqua ingresso, temperatura acqua in uscita).



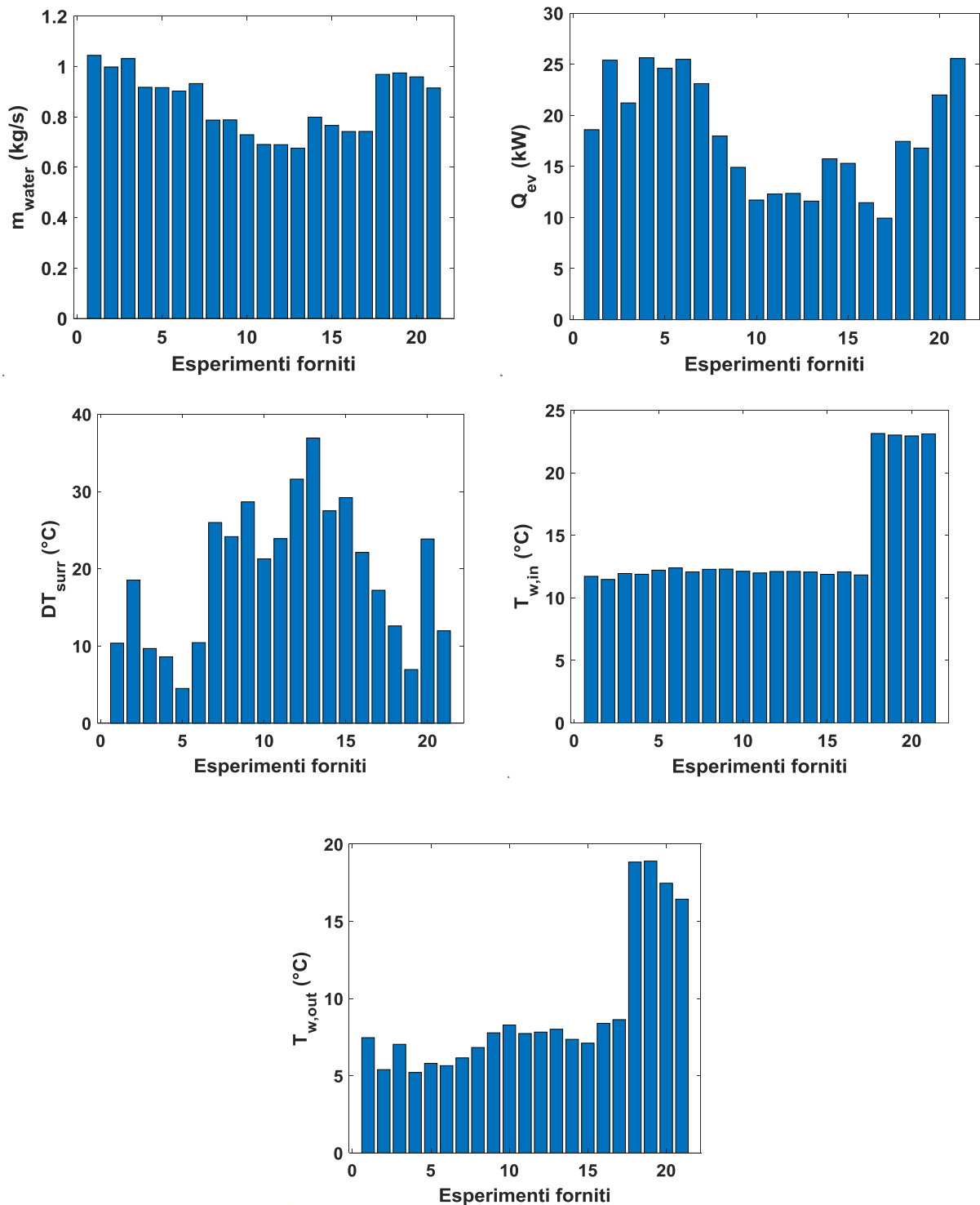


Figura 10. Distribuzione dei dati sperimentali di interesse utilizzati per la calibrazione dello scambiatore di calore a piastre in funzionamento evaporatore. (Dall'alto a sinistra: portata CO₂, pressione di evaporazione, portata acqua, potenza frigorifera, surriscaldamento, temperatura acqua ingresso, temperatura acqua uscita).

La calibrazione dei coefficienti correttivi relativi allo scambio termico convettivo è stata effettuata calcolando la potenza termica fornita dal modello e confrontandola con la potenza termica fornita

dai dati sperimentali ENEA. Dal confronto è stato ottenuto un errore percentuale $\Delta Q/Q$ (%) funzione dei coefficienti correttivi lato acqua e lato CO2.

Sono stati scelti 4 valori del coefficiente correttivo per lo scambio termico lato acqua (ovvero 0.2, 0.4, 0.6 e 0.8) ed 8 valori del coefficiente correttivo per lo scambio termico lato CO2 (ovvero 0.1 0.2 0.3 0.4 0.5 0.7 0.8 1.2)

Rispetto all'intero database, sono stati considerati solamente gli esperimenti condotti con valori del surriscaldamento all'uscita dell'evaporatore inferiori di 15 °C (al fine di non includere test che siano poco rappresentativi delle effettive condizioni di funzionamento dell'impianto). I valori dell'errore medio percentuale sulla potenza termica scambiata al gas cooler rispetto ai dati sperimentali in funzione dei fattori di calibrazione lato acqua e CO2 sono riportati in Tabella 4. In grassetto sono evidenziate le configurazioni che comportano il minimo errore rispetto ai dati sperimentali.

Per il modello in esame sono stati quindi scelti come coefficienti correttivi per lo scambio termico lato CO2 e lato acqua rispettivamente i valori di **kco2=0.70** e **kacqua=0.40**.

Tabella 4. Errore medio sulla potenza termica all'evaporatore calcolata con il modello dello scambiatore di calore a piastre Alfa-Laval AXP52-50H-F in funzione dei fattori di calibrazione lato acqua e lato CO2

ERRORI MEDI	<i>kacqua=0.20</i>	<i>kacqua=0.40</i>	<i>kacqua=0.60</i>	<i>kacqua=0.80</i>
<i>kco2=0.10</i>	-97.92	-97.30	-96.71	-96.46
<i>kco2=0.20</i>	-90.65	-87.71	-86.08	-85.16
<i>kco2=0.30</i>	-80.96	-70.22	-64.38	-59.95
<i>kco2=0.40</i>	-65.95	-50.03	-41.13	-35.76
<i>kco2=0.50</i>	-57.79	-39.33	-29.86	28.24
<i>kco2=0.70</i>	-43.69	-15.98	64.48	316.16
<i>kco2=0.80</i>	-26.08	16.04	392.48	473.67
<i>kco2=1.00</i>	97.90	231.76	633.66	722.28

2.2.4 Batteria alettata fredda (evaporatore modalità invernale)

La prima fase della modellazione della batteria alettata (modello custom) funzionante come evaporatore (attiva nella modalità di funzionamento invernale) ha riguardato l'acquisizione dei dati relativi alla geometria elementare di tale scambiatore, forniti dal committente Enea e riassunti in Tabella 5.

Tabella 5. Dati geometrici della batteria alettata (evaporatore) attiva nel funzionamento invernale della macchina

Batteria alettata (evaporatore)	
<i>Diametro esterno tubi</i>	5 mm
<i>Spessore tubi*</i>	0.50 mm
<i>Materiale tubi</i>	Rame
<i>Materiale alette</i>	Alluminio
<i>Passo tubi</i>	19 mm
<i>Passo ranghi</i>	17.2 mm
<i>Passo alette</i>	1.4 mm
<i>Spessore alette*</i>	0.12 mm
<i>Numero tubi per rango</i>	60
<i>Numero ranghi</i>	4
<i>Lunghezza pacco alettato</i>	1.20 m
<i>Numero di circuiti</i>	30
<i>Lunghezza louvers*</i>	1.4 mm
<i>Profondità louvers*</i>	2.0 mm
<i>*Dato non disponibile. L'assegnazione arbitraria del valore indicato viene compensata dalla fase di calibrazione del modello</i>	

Il modello prevede l'integrazione dell'equazione dello scambio termico mostrata nell'espressione sottostante. La geometria elementare prevede l'ingombro di una sola porzione di tubo, in un singolo rango, con lunghezza pari al passo delle alette.

$$\delta Q = U dA (T_{aria} - T_{CO2}) = \frac{(T_{aria} - T_{CO2})}{dR_{aria} + dR_k + dR_{CO2}}$$

I termini dR fanno riferimento alle resistenze termiche conduttiva e convettive (lato aria e lato CO2), disposte in serie. La resistenza termica conduttiva comprende anche il fenomeno di fouling ed è direttamente calcolabile dai dati geometrici della batteria alettata. Le resistenze termiche convettive sono ottenute grazie al calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo h, fornito da correlazioni. Si utilizzano inoltre due fattori correttivi (k) in corrispondenza di entrambe le resistenze termiche convettive (lato CO2 in evaporazione e lato aria) al fine di migliorare l'accuratezza dei risultati ottenuti dalle simulazioni effettuate con il modello. È previsto, inoltre, un rendimento di superficie per la resistenza convettiva lato aria. Le espressioni complete delle tre resistenze termiche sono indicate dalle equazioni sottostanti.

$$dR_k = \left(\frac{\log\left(\frac{D}{d}\right)}{2\pi k P_{al}} \right)$$

$$dR_{CO2} = (k_{co2} \cdot h_{co2} \pi d P_{al})^{-1}$$

$$dR_{aria} = (k_{aria} h_{aria} dA \cdot \eta_{surf})^{-1}$$

Il coefficiente di scambio termico per la CO2 è valutato secondo il metodo predittivo di Gungor e Winterton [9] durante la fase di evaporazione del refrigerante e tramite la correlazione di Dittus-Boelter [10] durante la fase di surriscaldamento:

$$h_{CO2,evap} = E h_L + S h_{pool}$$

dove E ed S sono fattori di enhancement e soppressione rispettivamente dello scambio termico convettivo h_L e del contributo nucleativo h_{pool} .

$$h_{CO2,surr} = \frac{0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} k_l}{d}$$

Le perdite di carico della CO2 in fase di evaporazione sono valutate con il metodo predittivo di Muller Steinhagen-Heck [11], la cui espressione è indicata di seguito. Le perdite di carico della CO2 in fase di surriscaldamento sono invece trascurate grazie alla bassissima densità della fase vapore.

$$\Delta P_{fr} = \int_{z_{in}}^{z_{out}} \left(T \cdot (1 - x)^{\frac{1}{3}} + B \cdot x^3 \cdot dz \right)$$

Relativamente al fluido secondario (aria), la correlazione di Wang et al. [12] è stata utilizzata per la valutazione del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico, le cui equazioni principali per la determinazione del fattore di Colburn e del fattore d'attrito sono indicate di seguito. I parametri P4-P6 e F1-F3 sono funzione di ulteriori parametri geometrici.

$$j = 0.086 * Re_{Dc} * Nr^{P4} * \left(\frac{Pal}{Dc} \right)^{P5} * \left(\frac{Pal}{Dh} \right)^{P6} * \left(\frac{Pal}{Pt} \right)^{-0.93}$$

$$f = 0.0267 Re_{Dc}^{F1} \left(\frac{P1}{P1} \right)^{F2} \left(\frac{Fp}{Dc} \right)^{F3}$$

Il coefficiente di scambio termico viene infine corretto nel caso in cui la temperatura superficiale dei tubi (valutata con una procedura iterativa) si riduca al di sotto della temperatura di rugiada dell'aria, secondo la procedura indicata da un'ulteriore studio degli stessi autori (Wang et al. [13]). Il modello della batteria alettata in funzionamento evaporatore, implementato in MATLAB, prevede come input la portata massica di anidride carbonica e la portata volumetrica di aria, la temperatura di evaporazione ed il surriscaldamento, l'umidità relativa dell'aria in ingresso e la potenza termica obiettivo. In output fornisce le temperature di ingresso ed uscita del fluido secondario, nonché le perdite di carico subite dalla CO2 in evaporazione e dall'aria in raffreddamento.

$$[T_{aria,in}, T_{aria,out}, \Delta P_{CO2}, \Delta P_{aria}] = f(\Delta T_{surr}, P_{ev}, m_{CO2}, V_{aria}, \Phi_{aria}, Q_{obiettivo})$$

Il modello prevede l'assegnazione arbitraria di una temperatura di ingresso dell'aria, procedendo (con l'ipotesi di scambio termico in controcorrente) con l'integrazione dell'equazione dello scambio termico effettuata in ogni rango. Aggiornata la temperatura dell'aria all'uscita del rango, l'integrazione ricomincia per il rango successivo fino al numero complessivo di ranghi della batteria. A valle del processo numerico, si aggiorna la temperatura di uscita dell'aria in ingresso fino ad ottenere la convergenza con il valore di potenza termica atteso.

L'attività di calibrazione del modello è stata effettuata con l'ausilio di dati sperimentali relativi al funzionamento della macchina in modalità invernale, già utilizzati per la calibrazione del modello del gas-cooler a piastre. La distribuzione delle principali variabili di interesse per la calibrazione del modello dell'evaporatore è mostrata in Figura 11 (partendo dall'alto a sinistra: portata CO2, temperatura di evaporazione, potenza frigorifera, surriscaldamento, temperatura aria ingresso, ovvero temperatura ambiente).

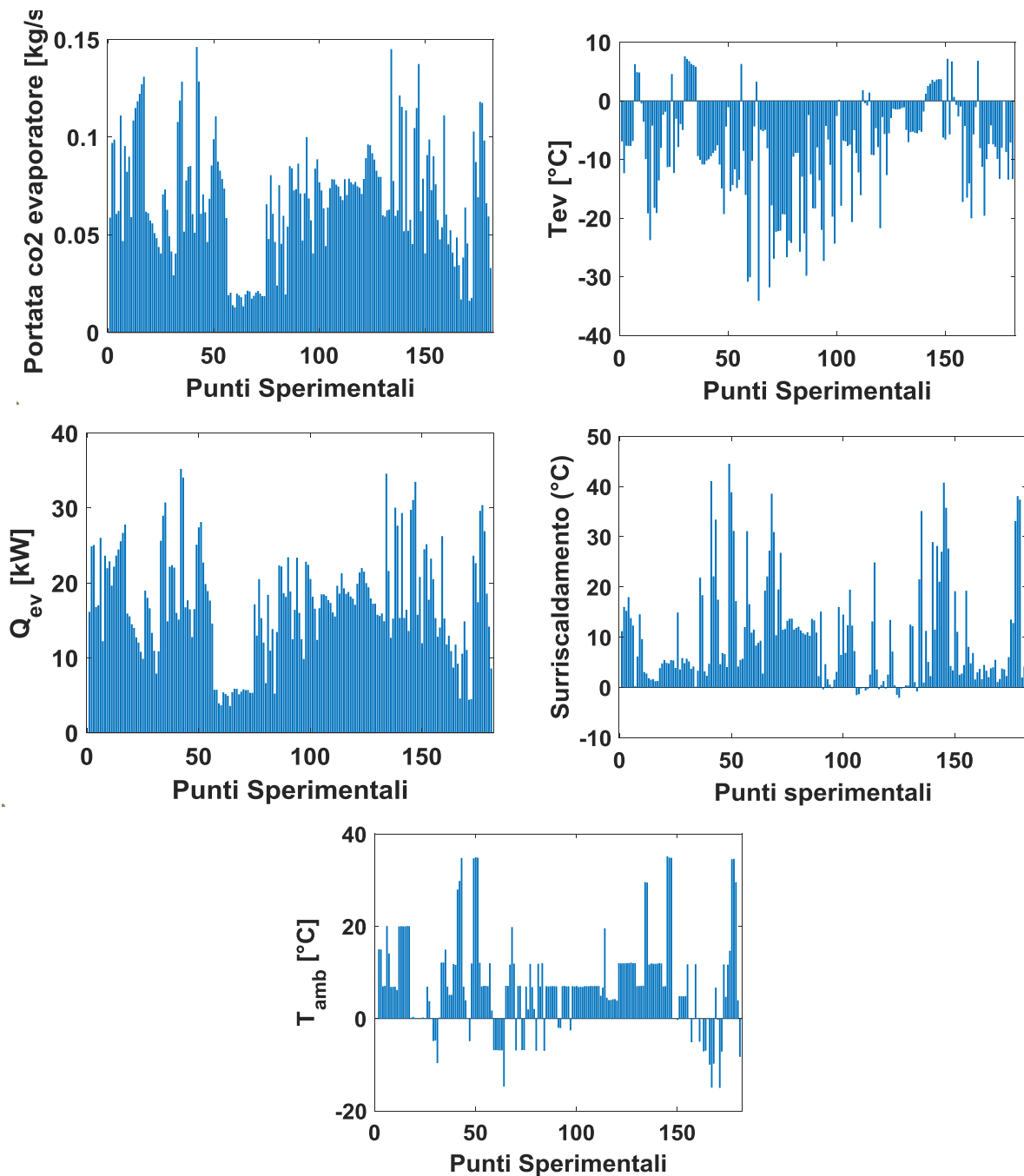


Figura 11. Distribuzione dei dati sperimentali di interesse utilizzati per la calibrazione della batteria alettata in funzionamento evaporatore. (Dall'alto a sinistra: portata CO2, temperatura di evaporazione, potenza frigorifera, surriscaldamento, temperatura aria ingresso, ovvero temperatura ambiente).

In assenza di informazioni relative alla portata volumetrica di aria in ingresso e del valore dell'umidità relativa della stessa, sono state assunte le seguenti ipotesi:

- Umidità relativa dell'aria in ingresso costante per tutte le simulazioni e pari al **70%**.
- Portata volumetrica dell'aria tale da garantire una velocità della stessa nella sezione di "freeflow" dell'evaporatore (area di passaggio minima considerando l'ingombro di alette e tubi) pari a 3.50 m/s. In base a queste assunzioni e in accordo alle dimensioni geometriche

della batteria alettata fornite dal committente, la portata volumetrica dell'aria è stata quindi fissata al valore di **12000 m3/h**.

La calibrazione dei coefficienti correttivi relativi allo scambio termico convettivo è stata effettuata calcolando la potenza termica fornita dal modello e confrontandola con la potenza termica fornita dai dati sperimentali ENEA. Dal confronto è stato ottenuto un errore percentuale $\Delta Q/Q$ (%) funzione dei coefficienti correttivi lato aria e lato CO2.

Sono stati scelti 6 valori del coefficiente correttivo per lo scambio termico lato aria (ovvero 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0 ed 1.2) e 9 valori del coefficiente correttivo per lo scambio termico lato CO2 (ovvero 0.1 0.3 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1.0 ed 1.2)

Rispetto all'intero database, sono stati considerati solamente gli esperimenti condotti con valori del surriscaldamento all'uscita dell'evaporatore positivi ed inferiori di 15 °C (al fine di non includere test che siano poco rappresentativi delle effettive condizioni di funzionamento dell'impianto). I valori dell'errore medio percentuale sulla potenza termica scambiata al gas cooler rispetto ai dati sperimentali in funzione dei fattori di calibrazione lato aria e CO2 sono riportati in Tabella 6. In grassetto sono evidenziate le configurazioni che comportano il minimo errore rispetto ai dati sperimentali.

Per il modello in esame sono stati quindi scelti come coefficienti correttivi per lo scambio termico lato CO2 e lato aria rispettivamente i valori di **kco2=0.30** e **karia=1.00**.

Tabella 6. Errore medio sulla potenza termica all'evaporatore calcolata con il modello della batteria alettata in funzione dei fattori di calibrazione lato aria e lato CO2

ERRORI MEDI	<i>karia=0.20</i>	<i>karia=0.40</i>	<i>karia=0.60</i>	<i>karia=0.80</i>	<i>karia=1.00</i>	<i>karia=1.20</i>
kco2=0.10	-66.68	-55.13	-51.45	-49.77	-48.70	-48.00
kco2=0.30	-36.82	-14.78	-6.76	-2.10	0.66	2.56
kco2=0.50	-19.60	7.69	17.49	23.09	26.74	29.36
kco2=0.60	-13.26	16.75	29.18	36.25	40.89	44.30
kco2=0.70	-5.91	28.35	42.14	50.01	55.29	59.07
kco2=0.80	0.34	36.67	51.82	60.62	66.54	70.91
kco2=0.90	5.27	43.68	60.27	70.04	76.73	81.64
kco2=1.00	9.29	49.90	67.92	78.81	86.16	91.57
kco2=1.20	12.79	55.55	75.13	86.92	94.92	100.91

2.2.5 Batteria alettata calda (gas cooler modalità estiva)

La prima fase della modellazione della batteria alettata (modello custom) funzionante come gas cooler (attiva nella modalità di funzionamento estiva) ha riguardato l'acquisizione dei dati relativi alla geometria elementare di tale scambiatore, forniti dal committente Enea e riassunti in Tabella 7.

Tabella 7. Dati geometrici della batteria alettata (gas cooler) attiva nel funzionamento estivo della macchina

Batteria alettata (gas cooler)	
<i>Diametro esterno tubi</i>	8.8 mm
<i>Spessore tubi*</i>	0.50 mm
<i>Materiale tubi</i>	Rame
<i>Materiale alette</i>	Alluminio
<i>Passo tubi</i>	24.8 mm
<i>Passo ranghi</i>	23.1 mm
<i>Passo alette</i>	1.8 mm
<i>Spessore alette*</i>	0.12 mm
<i>Numero tubi per rango</i>	48
<i>Numero ranghi</i>	4
<i>Lunghezza pacco alettato</i>	1.20 m
<i>Numero di circuiti</i>	12
<i>Lunghezza louvers*</i>	1.4 mm
<i>Profondità louvers*</i>	2.0 mm
<i>*Dato non disponibile. L'assegnazione arbitraria del valore indicato viene compensata dalla fase di calibrazione del modello</i>	

Il modello prevede l'integrazione dell'equazione dello scambio termico mostrata nell'espressione sottostante. La geometria elementare prevede l'ingombro di una sola porzione di tubo, in un singolo rango, con lunghezza pari al passo delle alette.

$$\delta Q = U dA (T_{CO_2} - T_{aria}) = \frac{(T_{CO_2} - T_{aria})}{dR_{aria} + dR_k + dR_{CO_2}}$$

I termini dR fanno riferimento alle resistenze termiche conduttiva e convettive (lato aria e lato CO₂), disposte in serie. La resistenza termica conduttiva comprende anche il fenomeno di fouling ed è direttamente calcolabile dai dati geometrici della batteria alettata. Le resistenze termiche convettive sono ottenute grazie al calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo h, fornito da correlazioni. Si utilizzano inoltre due fattori correttivi (k) in corrispondenza di entrambe le resistenze termiche convettive (lato CO₂ in evaporazione e lato aria) al fine di migliorare l'accuratezza dei risultati ottenuti dalle simulazioni effettuate con il modello. È previsto, inoltre, un rendimento di superficie per la resistenza convettiva lato aria. Le espressioni complete delle tre resistenze termiche sono indicate dalle equazioni sottostanti.

$$dR_k = \left(\frac{\log\left(\frac{D}{d}\right)}{2\pi k P_{al}} \right)$$

$$dR_{CO_2} = (k_{CO_2} \cdot h_{CO_2} \pi d P_{al})^{-1}$$

$$dR_{aria} = (k_{aria} h_{aria} dA \cdot \eta_{surf})^{-1}$$

Il coefficiente di scambio termico per il raffreddamento della CO₂ in condizioni supercritiche è valutato secondo il metodo predittivo di Jackson ed Hall [2], che presenta una modifica della classica correlazione di Dittus-Boelter [10] per lo scambio termico all'interno di condotti. L'espressione è riportata nell'equazione sottostante:

$$h_{CO_2} = 0.0183 \cdot Re_{CO_2}^{0.82} \cdot Pr_{CO_2}^{0.5} \cdot \left(\frac{\rho_w}{\rho_{CO_2}}\right)^{0.3} \cdot \left(\frac{c_{p,m}}{c_{p,CO_2}}\right)^n \cdot \frac{\lambda_{CO_2}}{d}$$

Il pedice w si riferisce alle proprietà della CO2 valutate alla temperatura di parete. Il calore specifico medio della CO2 è calcolato tramite un rapporto tra entalpie e temperature, secondo l'espressione sottostante:

$$c_{p,m} = \frac{i_w - i_{CO_2}}{T_w - T_{CO_2}}$$

Il coefficiente n , secondo la correzione di Jackson e Hall [2], è funzione della temperatura pseudocritica e della temperatura di parete lato CO2, stimata tramite procedura iterativa:

$$n = 0.4 \quad \text{for } T_b < T_w < T_{pc} \quad \text{or} \quad 1.2T_{pc} < T_b < T_w$$

$$n = 0.4 + 0.2 \left(\frac{T_w}{T_{pc}} - 1\right) \quad \text{for } T_b < T_{pc} < T_w$$

$$n = 0.4 + 0.2 \left(\frac{T_w}{T_{pc}} - 1\right) \left(1 - 5 \left[\frac{T_b}{T_{pc}} - 1\right]\right) \\ \text{for } T_{pc} < T_b < 1.2T_{pc} \quad \text{and} \quad T_b < T_w$$

Le perdite di carico della CO2 supercritica in fase di raffreddamento sono valutate tramite la seguente espressione:

$$\frac{dP}{dz}_{CO_2} = 0.5 \cdot f_{CO_2} \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{G^2}{\rho}$$

Il fattore di perdita di carico per attrito f_{CO_2} è ottenuto tramite la correlazione di Filonenko [14], espressamente costruita per l'anidride carbonica in condizioni supercritiche:

$$f_{CO_2} = (1.82 \cdot \log_{10}(Re_{CO_2}) - 1.64)^{-2}$$

Relativamente al fluido secondario (aria), la correlazione di Wang et al. [12] è stata utilizzata per la valutazione del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico, le cui equazioni principali per la determinazione del fattore di Colburn e del fattore d'attrito sono indicate di seguito. I parametri P4-P6 e F1-F3 sono funzione di ulteriori parametri geometrici.

$$j = 0.086 \cdot Re_{Dc} \cdot Nr^{P4} \cdot \left(\frac{Pal}{Dc}\right)^{P5} \cdot \left(\frac{Pal}{Dh}\right)^{P6} \cdot \left(\frac{Pal}{Pt}\right)^{-0.93}$$

$$f = 0.0267 Re_{Dc}^{F1} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{F2} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{F3}$$

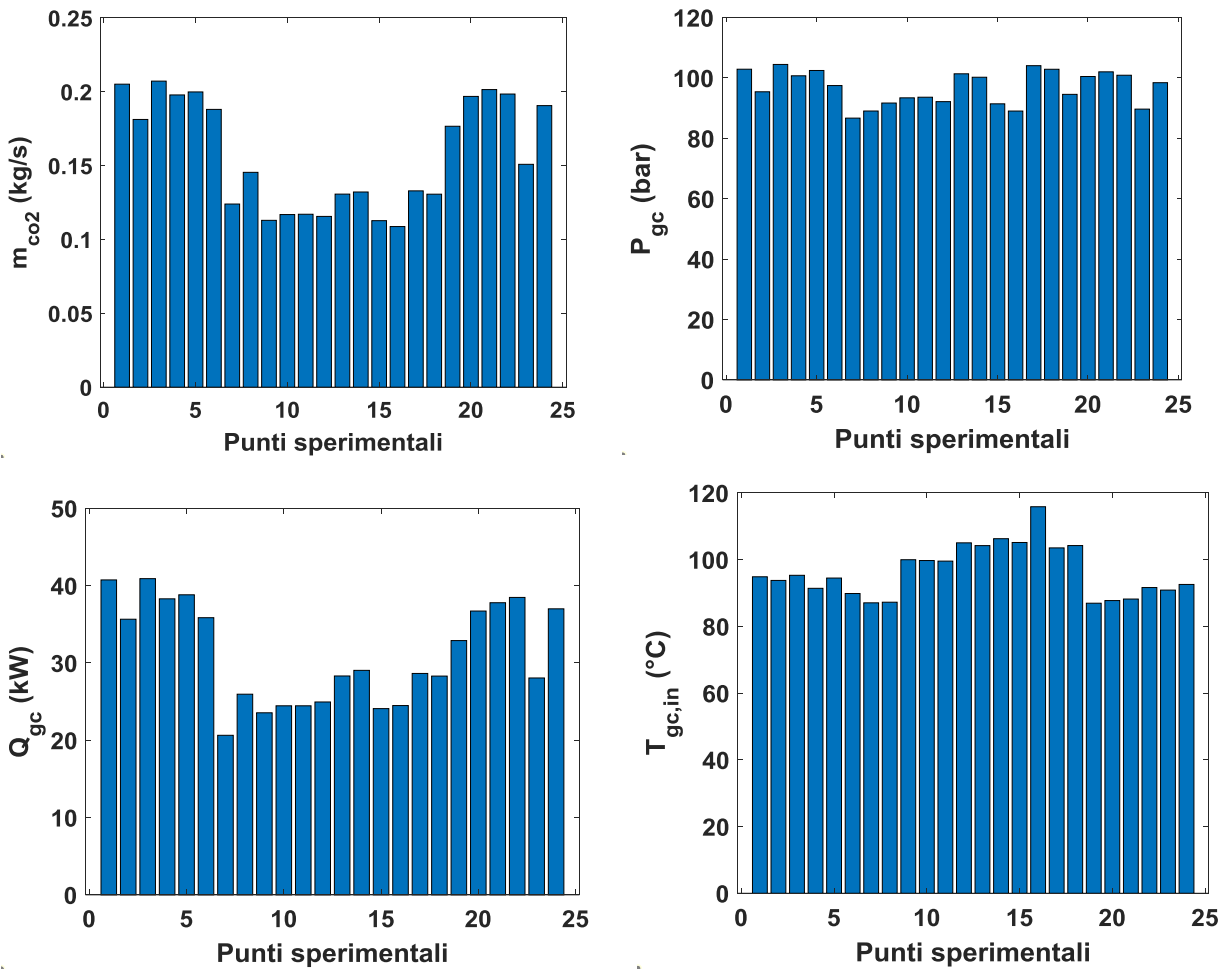
Il modello della batteria alettata in funzionamento gas cooler, implementato in MATLAB, prevede come input la portata massica di anidride carbonica e la portata volumetrica di aria, la temperatura del refrigerante in ingresso al gas cooler, la pressione al gas cooler e la potenza termica obiettivo. In output fornisce le temperature di ingresso ed uscita del fluido secondario, nonché le perdite di carico subite dalla CO2 e dall'aria in riscaldamento.

$$[T_{aria,in}, T_{aria,out}, \Delta P_{CO_2}, \Delta P_{aria}] = f(T_{gc,in}, P_{gc}, m_{CO_2}, V_{aria}, Q_{obiettivo})$$

Il modello prevede l'assegnazione arbitraria di una temperatura di uscita dell'aria, procedendo (con l'ipotesi di scambio termico in controcorrente) con l'integrazione dell'equazione dello scambio termico effettuata in ogni rango. Aggiornata la temperatura dell'aria all'uscita del rango, l'integrazione ricomincia per il rango successivo fino al numero complessivo di ranghi della

batteria. A valle del processo numerico, si aggiorna la temperatura di uscita dell'aria fino ad ottenere la convergenza con il valore di potenza termica atteso.

L'attività di calibrazione del modello è stata effettuata con l'ausilio di dati sperimentali relativi al funzionamento della macchina in modalità estiva, già utilizzati per la calibrazione del modello dell'evaporatore a piastre. La distribuzione delle principali variabili di interesse per la calibrazione del modello dell'evaporatore è mostrata in Figura 12 (partendo dall'alto a sinistra: portata CO₂, pressione al gas cooler, potenza al gas cooler, temperatura CO₂ in ingresso gas cooler, temperatura aria ingresso, ovvero temperatura ambiente).



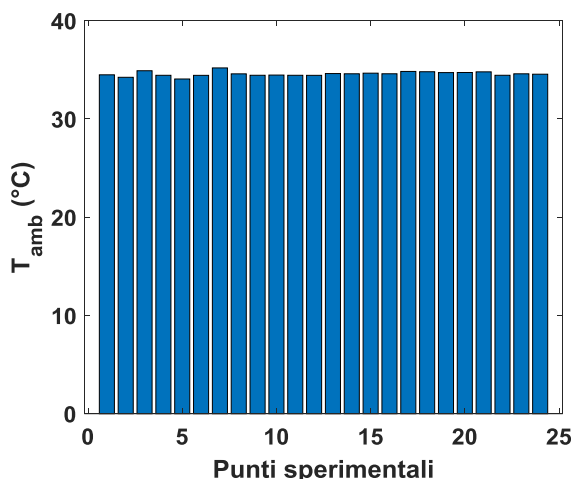


Figura 12. Distribuzione dei dati sperimentali di interesse utilizzati per la calibrazione della batteria alettata in funzionamento gas cooler. (Dall’alto a sinistra: portata CO2, pressione al gas cooler, potenza al gas cooler, temperatura CO2 ingresso gas cooler, temperatura aria ingresso, ovvero temperatura ambiente).

In assenza di informazioni relative alla portata volumetrica di aria in ingresso è stata assunta la seguente ipotesi:

- Portata volumetrica dell’aria tale da garantire una velocità della stessa nella sezione di “freeflow” dell’evaporatore (area di passaggio minima considerando l’ingombro di alette e tubi) pari a 3.50 m/s. In base a queste assunzioni e in accordo alle dimensioni geometriche della batteria alettata fornite dal committente, la portata volumetrica dell’aria è stata quindi fissata al valore di **12000 m3/h**.

La calibrazione dei coefficienti correttivi relativi allo scambio termico convettivo è stata effettuata calcolando la potenza termica fornita dal modello e confrontandola con la potenza termica fornita dai dati sperimentali ENEA. Dal confronto è stato ottenuto un errore percentuale $\Delta Q/Q$ (%) funzione dei coefficienti correttivi lato aria e lato CO2.

Sono stati scelti 6 valori del coefficiente correttivo per lo scambio termico lato aria (ovvero 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0 ed 1.2) e 10 valori del coefficiente correttivo per lo scambio termico lato CO2 (ovvero 0.1 0.2 0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 1.0 ed 1.2)

I valori dell’errore medio percentuale sulla potenza termica scambiata al gas cooler rispetto ai dati sperimentali in funzione dei fattori di calibrazione lato aria e CO2 sono riportati in Tabella 8. In grassetto sono evidenziate le configurazioni che comportano il minimo errore rispetto ai dati sperimentali.

Per il modello in esame sono stati quindi scelti come coefficienti correttivi per lo scambio termico lato CO2 e lato aria rispettivamente i valori di **kco2=0.70** e **karia=0.40**.

Tabella 8. Errore medio sulla potenza termica al gas cooler calcolato con il modello della batteria alettata in funzione dei fattori di calibrazione lato aria e lato CO2

ERRORI MEDI	<i>karia</i> =0.20	<i>karia</i> =0.40	<i>karia</i> =0.60	<i>karia</i> =0.80	<i>karia</i> =1.00	<i>karia</i> =1.20
<i>kco2</i> =0.10	-52.36	-49.83	-48.90	-48.40	-48.08	-47.86
<i>kco2</i> =0.20	-35.61	-30.01	-27.62	-26.39	-25.55	-25.00
<i>kco2</i> =0.30	-27.18	-17.90	-13.92	-11.81	-10.52	-9.58
<i>kco2</i> =0.40	-20.86	-10.60	-6.35	-4.13	-2.94	-2.01
<i>kco2</i> =0.50	-17.02	-6.11	-2.09	-0.16	1.07	1.95
<i>kco2</i> =0.60	-14.56	-3.47	0.61	2.68	3.80	4.59
<i>kco2</i> =0.70	-11.35	0.01	3.97	6.08	7.39	8.29
<i>kco2</i> =0.80	-9.30	2.08	6.20	8.32	9.70	10.78
<i>kco2</i> =1.00	-8.01	3.56	7.64	9.99	11.58	12.72
<i>kco2</i> =1.20	-52.36	-49.83	-48.90	-48.40	-48.08	-47.86

2.2.6 Scambiatore di calore a tubi e mantello rigenerativo

Lo scambiatore interno rigenerativo, della tipologia tubi e mantello, effettua un sottoraffreddamento dell'anidride carbonica in uscita dal gas cooler, riscaldando il fluido in uscita dall'eiettore prima del suo ingresso nel compressore.

Per la sua modellazione si è scelto di utilizzare il metodo dell'efficienza, espressa in funzione dell'NTU e del rapporto tra le capacità termiche orarie minima su massima, la cui espressione è riportata di seguito considerando una configurazione dei fluidi in controcorrente:

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-NTU(1 - C^*)]}$$

A sua volta, il parametro NTU è posto come funzione potenza della portata di refrigerante da calibrare:

$$NTU = f(\dot{m}_{prim}) = a \cdot \dot{m}_{prim}^b$$

Tale modello è stato quindi calibrato a partire dai dati sperimentali forniti dal committente ENEA per il funzionamento invernale della macchina. In particolare, sono stati utilizzati per ciascun test i valori di temperatura e pressione all'ingresso ed all'uscita dello scambiatore rigenerativo, nonché i valori delle portate massiche. Per ciascuna condizione disponibile si è risaliti quindi ai valori di entalpia in ingresso ed uscita, alle capacità termiche orarie (e quindi C^*) ed infine ai valori dell'efficienza sperimentale.

Dall'espressione dell'efficienza indicata, si è ottenuto il valore dell'NTU sperimentale, utile per la calibrazione della funzione potenza della portata al primario, anch'essa disponibile dai dati forniti dal committente.

In Figura 13 è riportato l'andamento dell'NTU in funzione della portata di anidride carbonica al primario: la funzione approssimante utilizzata nel modello è indicata nell'espressione sottostante:

$$NTU = 0.2287 \cdot \dot{m}_{prim}^{-0.6663}$$

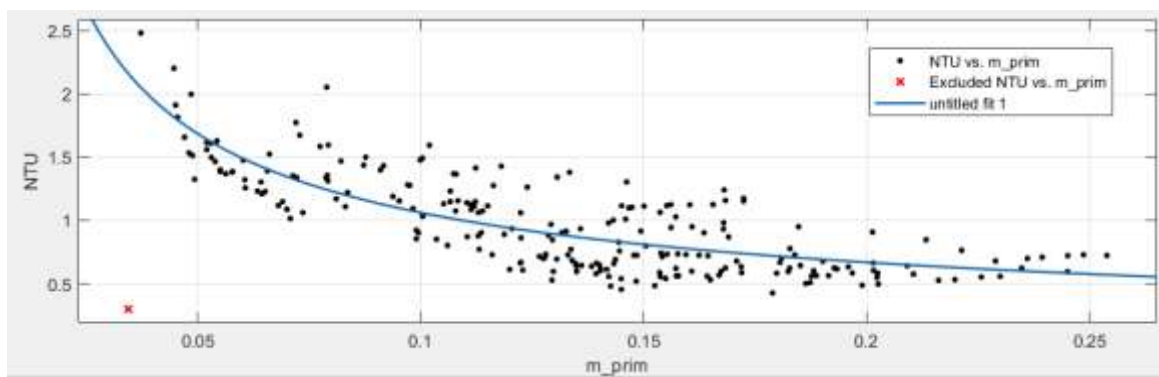


Figura 13. Andamento dell’NTU sperimentale relativo allo scambiatore interno rigenerativo in funzione della portata di anidride carbonica al primario

2.2.7 Sistema di espansione con multi-eiettore

Il sistema di espansione a multi-eiettore utilizzato nella pompa di calore oggetto di studio è composto da 4 eiettori di differente geometria che lavorano in parallelo. Le caratteristiche geometriche in termini di diametro di ingresso, diametro in gola e diametro all’uscita per i 4 eiettori sono mostrate in Figura 3 e qui riportati in Tabella 9. L’attivazione e disattivazione di ogni eiettore avviene in maniera indipendente, per un totale di 15 possibili combinazioni, riportate sinteticamente in Tabella 10, in cui con il simbolo X si indica il componente attivo e con il simbolo 0 il componente non attivo.

Tabella 9. Principali caratteristiche geometriche degli eiettori presenti nella pompa di calore oggetto di studio

Eiettore	Diametro in ingresso (mm)	Diametro gola (mm)	Diametro uscita (mm)
1	3.8	0.70	0.78
2	3.8	1.00	1.12
3	3.8	1.41	1.58
4	3.8	2.00	2.24

Tabella 10. Possibili configurazioni di funzionamento del sistema a multi-eiettore. Per ognuna delle combinazioni, la X si riferisce ad un componente attivo, mentre lo 0 fa riferimento ad un componente inattivo

Config.	Eiett. 1	Eiett. 2	Eiett. 3	Eiett. 4
1	X	0	0	0
2	0	X	0	0
3	X	X	0	0
4	0	0	X	0
5	X	0	X	0
6	0	X	X	0
7	X	X	X	0
8	0	0	0	X
9	X	0	0	X
10	0	X	0	X
11	X	X	0	X
12	0	0	X	X
13	X	0	X	X
14	0	X	X	X
15	X	X	X	X

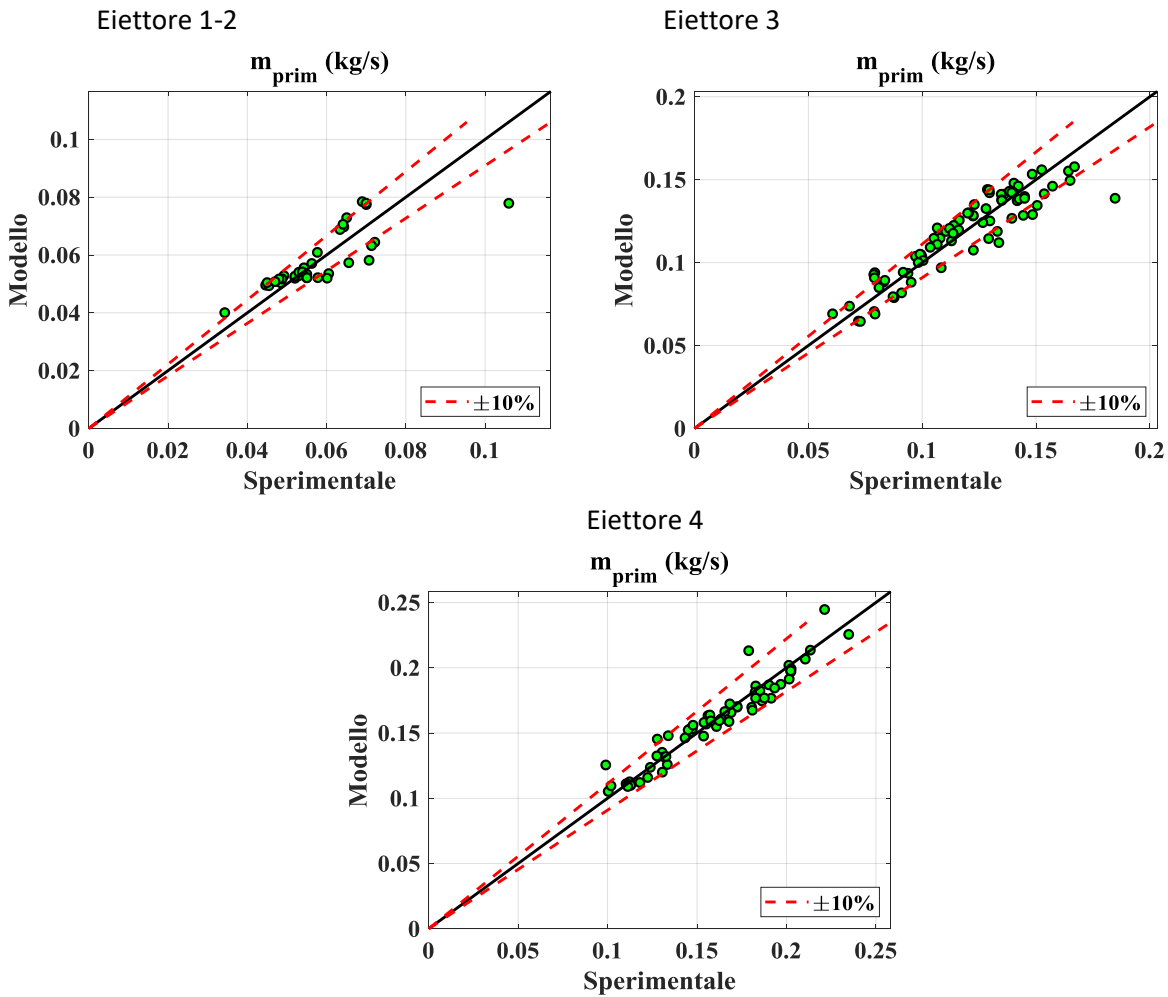
La modellazione del funzionamento del gruppo multi-eiettore è stata suddivisa in due parti. Nella prima, si modella la portata di anidride carbonica al primario calibrando, per ogni eiettore, l'equazione suggerita da Banasiak et al. [15] e riportata di seguito:

$$\dot{m} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{gola}^2 \cdot \left[A \cdot \rho_{in}^2 + B \cdot \rho_{in} + C \cdot \left(\frac{P_{in}}{P_{cr}} \right)^2 + D \cdot \left(\frac{P_{in}}{P_{cr}} \right) + E \right]$$

Nel modello, P_{in} e ρ_{in} sono rispettivamente pressione e densità all'ingresso del primario dell'eiettore, d_{gola} e P_{cr} sono rispettivamente diametro della sezione di gola e pressione critica termodinamica.

Per tutte le configurazioni a multi-eiettore in parallelo, viene considerata una portata al primario pari alla somma delle portate al primario valutate per ciascun eiettore attivo.

I coefficienti di calibrazione A, B, C, D ed E sono valutati per ciascun singolo eiettore, con i dati sperimentali relativi al funzionamento con quella stessa tipologia di eiettore. In particolare, sono stati utilizzati i valori di pressione e temperatura di ingresso al primario, portata massica al primario e configurazione (indicazione degli eiettori attivi) prelevati dai test sperimentali forniti dal committente per la modalità invernale. In mancanza di dati sperimentali per l'eiettore 1 sono stati considerati gli stessi coefficienti di calibrazione ottenuti per l'eiettore 2. In Figura 14 sono riportati i coefficienti di calibrazione per i diversi eiettori ed il confronto tra il modello ed i dati sperimentali, evidenziando un range di errore del 10%.



Eiettore 1 - 2	Eiettore 3	Eiettore 4
A=-1.0132	A=0.8792	A=0.3866
B=1620.3	B=-1085.5	B=-396.23
C=3.0977e+05	C=-45053	C=-65238
D=-5.9641e+05	D=1.8775e+05	D=2.0493e+05
E=-2.9439e+05	E=2.3346e+05	E=-9288.7

Figura 14. In alto: confronto tra la portata al primario ottenuta tramite modello calibrato e la portata al primario prelevata dai dati sperimentali, per ogni eiettore. In basso: valori dei coefficienti di calibrazione per il modello della portata al primario.

La seconda parte della modellazione ha interessato la relazione tra il rapporto di trascinalmento $\mu = \frac{\dot{m}_{sec}}{\dot{m}_{prim}}$ ed il pressure lift $\pi = \frac{P_{int}}{P_{ev}}$. Utilizzando lo stesso approccio proposto da Haider ed Elbel[16], è stato scelto di utilizzare, per ogni eiettore, una relazione lineare tra il rapporto di trascinalmento e la variazione di pressione che si ottiene tra l’uscita dell’eiettore e la pressione di evaporazione ($P_{int} - P_{ev}$), con inclinazione variabile e parametrizzata rispetto alla pressione all’evaporatore. Inoltre, per tener conto della fisica reale associata al fenomeno (rapporto di trascinalmento tendente all’infinito per variazioni di pressione tendenti a 0), per ogni curva è stato proposto un asintoto verticale e quindi una funzione potenza della variazione di pressione da utilizzare per ΔP inferiori rispetto ad un valore di soglia:

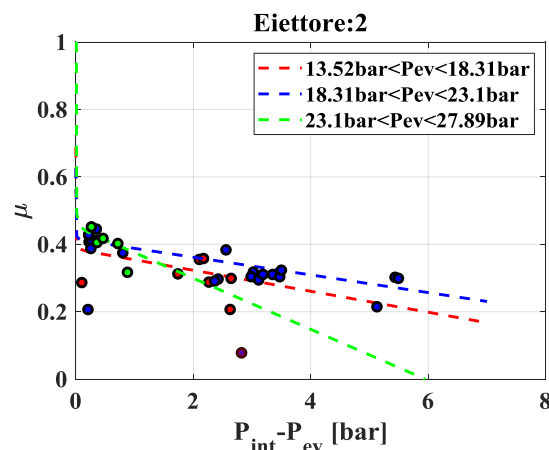
$\mu = a \cdot \Delta P + b$ per $\Delta P >$ soglia limite, ed a e b dipendenti dalla pressione di evaporazione

$\mu = c \cdot \Delta P^d$ per $\Delta P <$ soglia limite, e c e d dipendenti dalla pressione di evaporazione

Per le configurazioni a multi-eiettore, viene ricavato il rapporto di trascinamento per ciascun singolo eiettore a partire dallo stesso valore di ΔP , in modo tale da ricavare il valore di portata al secondario elaborata da ogni eiettore aperto e la conseguente portata totale.

La calibrazione delle costanti del modello è stata effettuata grazie ai dati sperimentali forniti dal committente Enea nella modalità di funzionamento invernale. In particolare, sono state utilizzati i valori della pressione e temperatura al secondario, di pressione in uscita dal diffusore, portate massiche al primario ed al secondario, e configurazione di funzionamento (numero e tipo di eiettori funzionanti).

Le equazioni complete per ogni eiettore (in mancanza di dati, per l'eiettore 1 sono stati considerati gli stessi coefficienti di calibrazione ottenuti per l'eiettore 2) sono riportate in Figura 15.



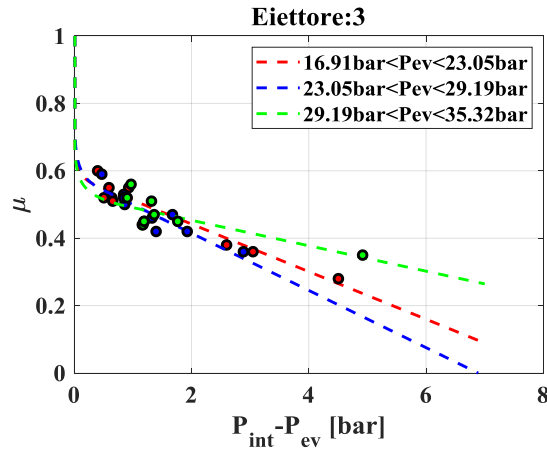
$$\left\{ \begin{array}{ll} \mu = -0.031122 \cdot \Delta P + 0.38512 & P_{ev} \leq 19.97 \text{ bar} \text{ Curva rossa} \\ \mu = -0.026239 \cdot \Delta P + 0.41411 & 19.97 \text{ bar} < P_{ev} \leq 23.93 \text{ bar} \text{ Curva blu} \\ \mu = -0.075802 \cdot \Delta P + 0.45084 & P_{ev} > 23.93 \text{ bar} \text{ Curva Verde} \end{array} \right.$$

Asintoto verticale:

Curva rossa: per $\Delta P < 0.24 \text{ bar}$ $\mu = 0.36723 \cdot \Delta P^{-0.019528}$

Curva blu: per $\Delta P < 0.22 \text{ bar}$ $\mu = 0.39979 \cdot \Delta P^{-0.013942}$

Curva verde: per $\Delta P < 0.26 \text{ bar}$ $\mu = 0.40499 \cdot \Delta P^{-0.046449}$



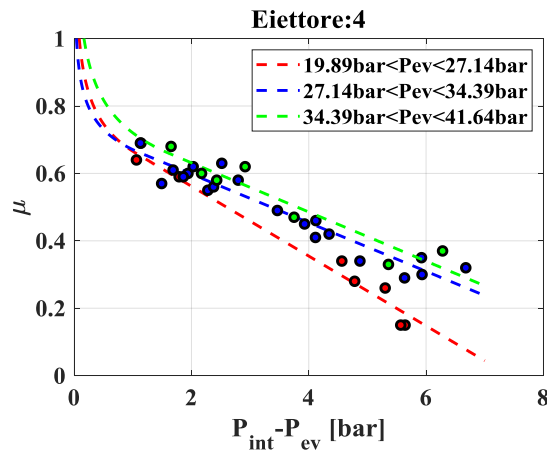
$$\begin{cases} \mu = -0.070632 \cdot \Delta P + 0.58344 & P_{ev} \leq 23.05 \text{ bar} & \text{Rossa} \\ \mu = -0.084906 \cdot \Delta P + 0.58476 & 23.05 \text{ bar} < P_{ev} \leq 29.19 \text{ bar} & \text{Blu} \\ \mu = -0.037756 \cdot \Delta P + 0.52875 & P_{ev} > 29.19 \text{ bar} & \text{Verde} \end{cases}$$

Asintoto verticale:

Curva rossa, per $\Delta P < 0.40$ bar $\mu = 0.52989 \cdot \Delta P^{-0.050889}$

Curva blu, per $\Delta P < 0.47$ bar $\mu = 0.51548 \cdot \Delta P^{-0.073409}$

Curva verde, per $\Delta P < 0.90$ bar $\mu = 0.49119 \cdot \Delta P^{-0.069006}$



$$\begin{cases} \mu = -0.10356 \cdot \Delta P + 0.76901 & P_{ev} \leq 27.14 \text{ bar} & \text{Rossa} \\ \mu = -0.072068 \cdot \Delta P + 0.74206 & 27.14 \text{ bar} < P_{ev} \leq 34.39 \text{ bar} & \text{Blu} \\ \mu = -0.072976 \cdot \Delta P + 0.77747 & P_{ev} > 34.39 \text{ bar} & \text{Verde} \end{cases}$$

Asintoto verticale:

Curva rossa, per $\Delta P < 1.06$ bar $\mu = 0.66566 \cdot \Delta P^{-0.16652}$

Curva blu, per $\Delta P < 1.13$ bar $\mu = 0.67065 \cdot \Delta P^{-0.12327}$

Curva verde, per $\Delta P < 1.65$ bar $\mu = 0.72031 \cdot \Delta P^{-0.18352}$

Figura 15. Curve calibrate del rapporto di trascinamento in funzione del guadagno di pressione allo scarico, per ogni eiettore. Il colore si riferisce ad un particolare range di pressione di evaporazione

2.3 Algoritmo risolutivo del sistema

In questa sezione sono illustrati schematicamente gli algoritmi risolutivi relativi al sistema oggetto di studio (pompa di calore con impianto a multi-eiettore) ed allo schema di confronto base rappresentato dalla stessa pompa di calore funzionante con un organo di espansione tradizionale (valvola back pressure).

2.3.1 Pompa di calore con sistema di espansione a multi-eiettore

Il sistema complessivo è schematizzato in Figura 16. Gli scambiatori di calore indicati fanno riferimento alla modalità di funzionamento invernale.

L'algoritmo risolutivo del sistema prevede l'assegnazione della temperatura di evaporazione, del surriscaldamento in uscita dall'evaporatore, della frequenza di funzionamento del compressore, della portata di acqua al gas cooler (relativamente alla modalità invernale; per la modalità estiva si assegna la portata di acqua all'evaporatore a piastre), della portata volumetrica di aria nella batteria alettata in funzionamento evaporatore (relativamente alla modalità invernale; per la modalità estiva si assegna la portata volumetrica di aria nella batteria alettata in funzionamento gas cooler) ed infine della configurazione di eiettori attivi (tra le 15 possibili configurazioni espone in Tabella 10

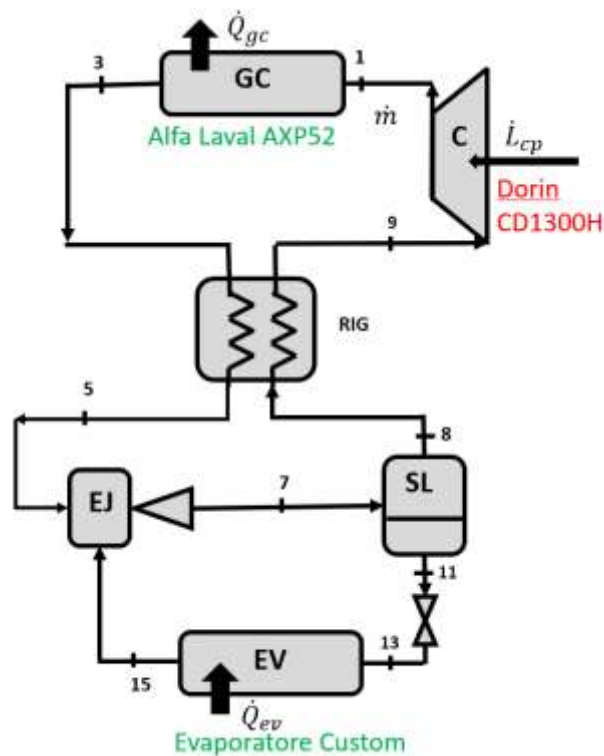


Figura 16. Schema di impianto per la pompa di calore oggetto di studio. Gli scambiatori di calore indicati fanno riferimento alla modalità di funzionamento invernale.

A valle dell'assegnazione dei dati, le operazioni successive sono descritte nel seguente punto elenco:

- 1) Viene imposto un valore di pressure lift π di tentativo ed un valore dell'efficienza dello scambiatore interno rigenerativo di tentativo.
- 2) La pressione al gas cooler è imposta come valore di tentativo.

La temperatura di uscita dal gas cooler è ottenuta secondo il modello di Liao et al. [17], che propone una relazione tra la pressione al gas cooler, la temperatura di evaporazione e la temperatura di uscita dal gas cooler che garantisca l'ottimizzazione delle prestazioni.

Viene valutata la portata elaborata dal compressore e primario eiettore rispettivamente con i modelli calibrati in 2.2.1 e 2.2.7. Nel caso di più eiettori funzionanti in parallelo la portata totale sarà la somma delle singole portate elaborate dai singoli eiettori. La pressione al gas-cooler soluzione sarà quella per cui la portata al compressore e al primario dell'eiettore coincidono.

- 3) Si valutano gli stati termodinamici di ingresso e di uscita dallo scambiatore rigenerativo. Si risolve lo scambiatore rigenerativo ricalcolando il valore di efficienza tramite il modello calibrato in 2.2.6. Tale procedura iterativa termina quando l'errore sull'efficienza è inferiore rispetto ad una certa tolleranza (1%).
- 4) Si valutano tutti gli altri stati termodinamici al di fuori del punto 7 uscita eiettori.
- 5) Tramite il modello calibrato della sezione del secondario dell'eiettore, viene valutato il rapporto di trascinamento. Nel caso di funzionamento con più eiettori in parallelo sono valutati i diversi μ sotto lo stesso valore di ΔP . Conoscendo la portata elaborata al primario di ogni eiettore, è possibile ricavare la singola portata al secondario di ogni eiettore e la totale come somma di queste ultime.
- 6) Viene ricalcolata l'entalpia al punto 7 secondo due bilanci di energia sul gruppo eiettori e sul separatore di fase. Si itera quindi sul valore di π , ripetendo i punti 2, 3, 4, 5 fino alla convergenza dei valori di entalpia calcolati dai due bilanci.
- 7) Sono valutate le potenze termiche all'evaporatore, al gas-cooler, la potenza elettrica al compressore e il COP.
- 8) Si ricavano le condizioni al contorno del fluido secondario, utilizzando i modelli calibrati degli scambiatori di calore, da utilizzare a seconda della modalità di funzionamento. (inverno: evaporazione in batteria alettata 2.2.4, gas cooler in scambiatore a piastre 2.2.2; estate: evaporazione in scambiatore a piastre 2.2.3, gas cooler in batteria alettata 2.2.5).

Sono infine scartate tutte quelle soluzioni per cui non è possibile trovare alcuna soluzione per i dati preliminarmente fissati. Tale situazione può avvenire in quanto compressore (ad un certo numero di giri) e gruppo multi-eiettori (con una certa configurazione fissata) potrebbero non trovare accoppiamento.

2.3.2 Pompa di calore con sistema di espansione classico

Il sistema complessivo con la sostituzione del gruppo multi-eiettore con la valvola di espansione back pressure è schematizzato in Figura 17. Gli scambiatori di calore indicati fanno riferimento alla modalità di funzionamento invernale.

L'algoritmo risolutivo del sistema prevede l'assegnazione della temperatura di evaporazione, del surriscaldamento in uscita dall'evaporatore, della frequenza di funzionamento del compressore, della pressione al gas cooler, della portata di acqua al gas cooler (relativamente alla modalità invernale; per la modalità estiva si assegna la portata di acqua all'evaporatore a piastre), della portata volumetrica di aria nella batteria alettata in funzionamento evaporatore (relativamente

alla modalità invernale; per la modalità estiva si assegna la portata volumetrica di aria nella batteria alettata in funzionamento gas cooler).

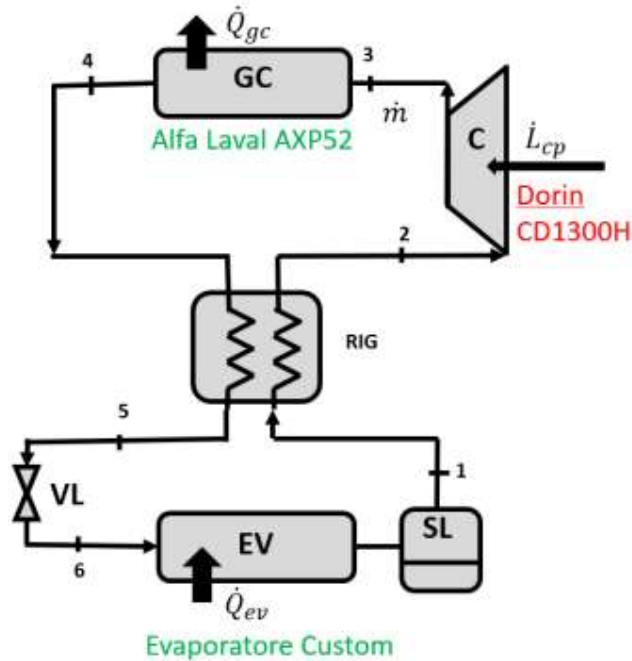


Figura 17. Schema di impianto di riferimento con sistema di espansione classico (valvola laminazione back pressure). Gli scambiatori di calore indicati fanno riferimento alla modalità di funzionamento invernale.

A valle dell'assegnazione dei dati, le operazioni successive sono descritte nel seguente punto elenco:

- 1) Si valuta la temperatura di uscita dal gas cooler secondo il modello di Liao et al. [17]. Si fissa un valore di tentativo dell'efficienza ϵ relativa allo scambiatore rigenerativo.
- 2) Si ottengono tutti gli stati termodinamici dei punti di interesse (1-6 in Figura 17).
- 3) Tramite il modello del compressore presentato in 2.2.1 si ottiene il valore di portata di anidride carbonica elaborata.
- 4) Viene risolto lo scambiatore rigenerativo, tramite il modello presentato in 2.2.6, calcolando l'efficienza. Si itera sui punti 2 e 3 fino a che l'errore sull'efficienza scenda al di sotto di una tolleranza fissata (1%).
- 5) Sono valutate le potenze termiche all'evaporatore, al gas-cooler, la potenza elettrica al compressore ed il COP dell'impianto.
- 6) Si risolvono gli scambiatori di calore, con i modelli calibrati a seconda della modalità di funzionamento e in modo analogo a quanto visto sullo schema di impianto con gruppo a multi-eiettori.

2.4 Simulazioni e risultati – modalità di funzionamento invernale

Con riferimento ai modelli calibrati presentati nel paragrafo 2.1 ed all'algoritmo risolutivo del sistema esposto nel paragrafo 2.3, per la modalità invernale sono state condotte 3780 simulazioni variando le seguenti condizioni operative:

- Temperatura di evaporazione nell'intervallo $T_{ev} = [-20; -16; -12; -8; -4; 0; +4; +8; +12] \text{ } ^\circ\text{C}$;
- Frequenza al compressore $f_{cp} = [30; 40; 50; 60] \text{ Hz}$;
- Portata massica di acqua al gas-cooler $\dot{m}_{w,gc} = [0.15; 0.2; 0.3; 0.4; 0.6; 0.8; 1] \text{ kg/s}$;
- Configurazioni eiettori da 1 a 15 come definite in Tabella 10;
- Surriscaldamento in uscita evaporatore fissato $\Delta T_{surr,ev} = 0.5 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- Portata volumetrica di aria all'evaporatore fissata a $\dot{V} = 12000 \text{ m}^3/\text{h}$, al fine di avere una velocità dell'aria all'interno della batteria alettata pari a 3.50 m/s.

Il sostanziale range operativo per la temperatura di evaporazione è stato scelto al fine di ottenere un significativo intervallo di temperature ambiente.

Tra le simulazioni effettuate sono escluse tutte quelle combinazioni per cui i componenti compressore e gruppo multi-eiettore non presentano accoppiamento fluidodinamico.

L'aumento delle simulazioni rispetto a quanto preventivato nella fase di presentazione del progetto non riguarda né la tipologia dei dispositivi studiati né le relative applicazioni. Al contrario, nella fase di sviluppo della ricerca, è emersa la necessità di aumentare il numero di simulazioni (lasciando il contesto invariato come precisato in precedenza) per ragioni puramente scientifiche al fine di rendere più efficace la calibrazione del modello rispetto alle prove fornite da ENEA e le conseguenti simulazioni.

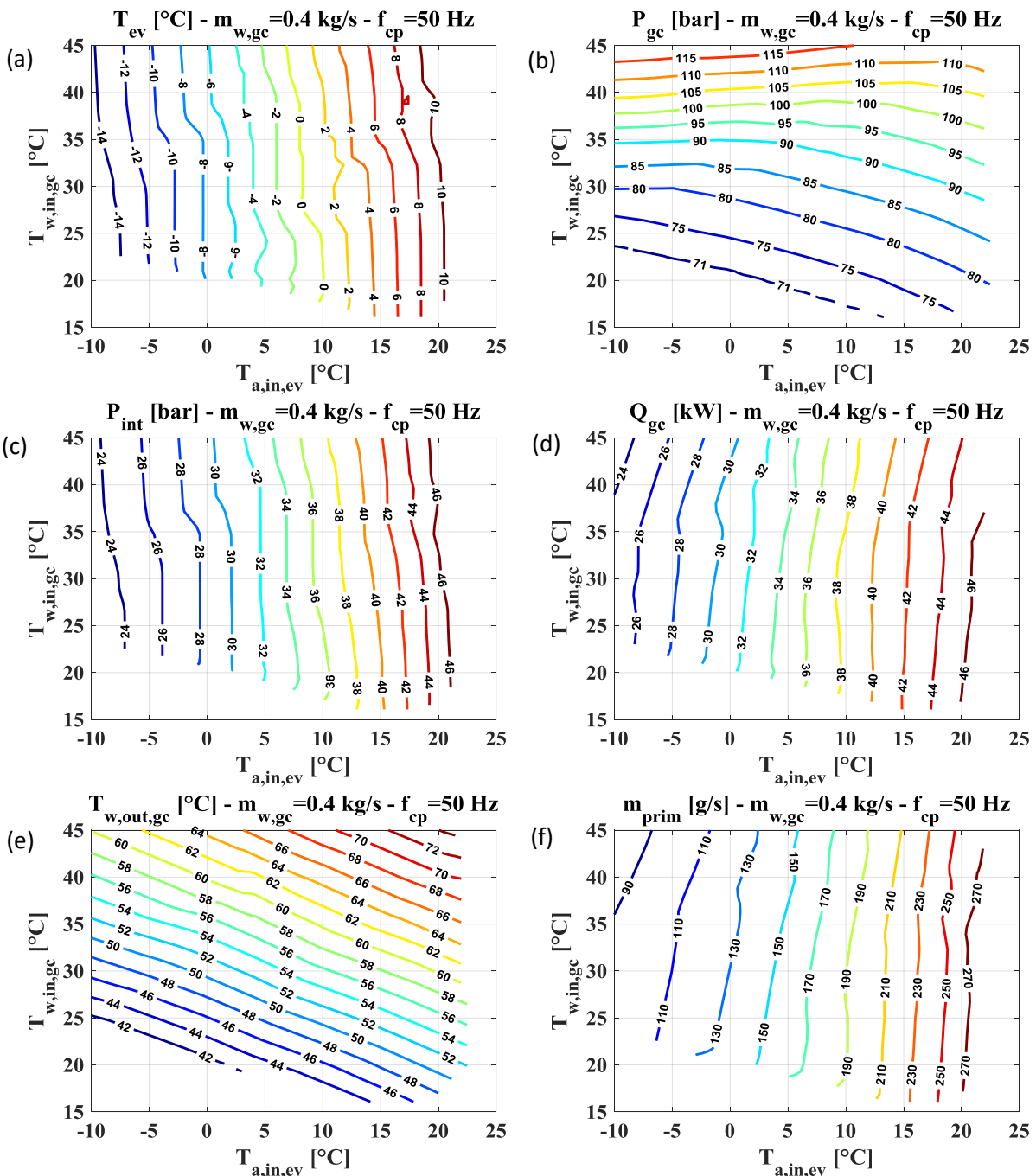
I risultati di calcolo a valle delle simulazioni sono salvati in una cartella di lavoro Microsoft Excel che fornisce, per ogni simulazione, i valori di: portata di acqua al gas cooler, pressione al gas cooler, temperatura di uscita gas cooler, temperatura di evaporazione, surriscaldamento, velocità del compressore, portata di CO2 al primario, portata di CO2 al secondario, pressione intermedia, rendimento globale del compressore, temperatura ingresso gas cooler, potenza termica al gas cooler, potenza termica all'evaporatore, potenza termica nello scambiatore interno rigenerativo, potenza elettrica assorbita dal compressore, temperatura ingresso ed uscita acqua al gas cooler, perdite di carico CO2 al gas cooler, perdite di carico CO2 all'evaporatore, COP dell'impianto, temperatura aria ambiente, temperatura aria in uscita evaporatore.

2.4.1 Mappe di funzionamento per la condizione: $\dot{m}_{w,gc}=0.4 \text{ kg/s}$ e $f_{cp}=50 \text{ Hz}$

In Figura 18 si riportano le mappe prestazionali in funzione della temperatura ambiente (temperatura aria in ingresso all'evaporatore) e della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler, per la condizione di funzionamento media, ovvero portata di acqua al gas cooler pari a 0.40 kg/s e frequenza al compressore pari a 50 Hz.

In Figura 18a si riporta l'andamento della temperatura di evaporazione, che passa da -14 °C a +10 °C all'aumentare della temperatura ambiente, mentre è praticamente ininfluenza al variare della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler. Andamenti simili si hanno per la resa termica al gas cooler (Figura 18d, da 24 kW a 46 kW), della portata di CO2 al primario (Figura 18f, da 0.09 kg/s a 0.27 kg/s) e della pressione intermedia (Figura 18c, da 24 bar a 46 bar). Al contrario, la pressione di esercizio al gas cooler (Figura 18b) risulta poco dipendente dalla temperatura ambiente, mentre ha una forte variazione (da 71 bar a 115 bar) con l'aumento della temperatura di ingresso del fluido secondario. La temperatura dell'acqua in uscita dal gas cooler (Figura 18e) presenta un gradiente positivo (da 44 °C a 71 °C) all'aumentare sia della temperatura di ingresso

che della temperatura ambiente, mentre il COP (Figura 18g) dell'impianto è una funzione crescente (da 2.4 a 5.0) della temperatura ambiente e decrescente della temperatura di ingresso dell'acqua al gas cooler. Infine, in Figura 18h, sono raffigurate le possibili configurazioni dell'eiettore nel dominio temperatura ambiente/temperatura ingresso acqua. I contour numerati fanno riferimento alle 15 combinazioni già mostrate in Tabella 10. Il dominio di funzionamento è delimitato dalle aree di colore giallo (temperatura di evaporazione superiore a 12 °C), verde (pressioni al gas cooler di accoppiamento tra compressore ed eiettori inferiori rispetto alla pressione critica della CO₂) e viola (soluzioni possibili soltanto con geometrie più piccole della configurazione 1 o più grandi della configurazione 15).



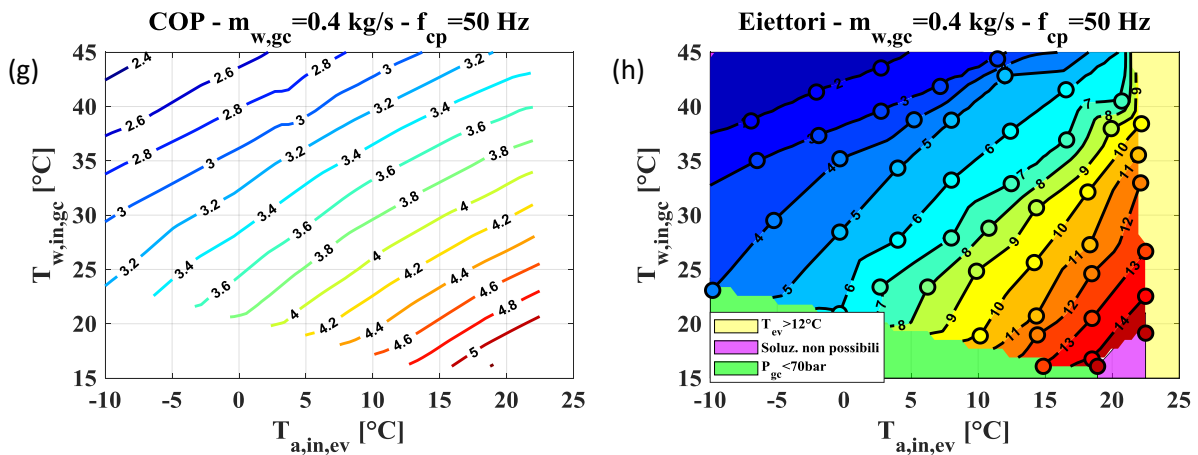
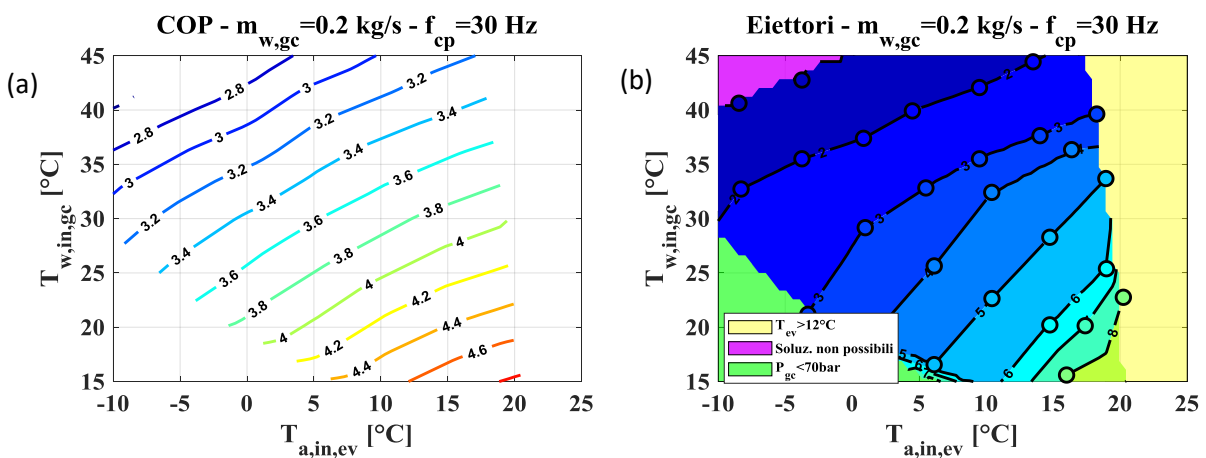


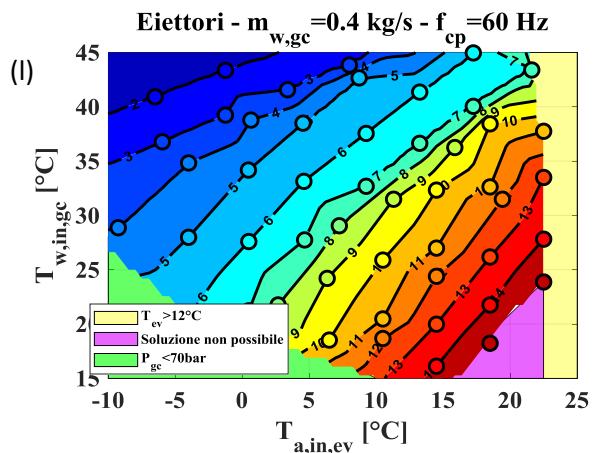
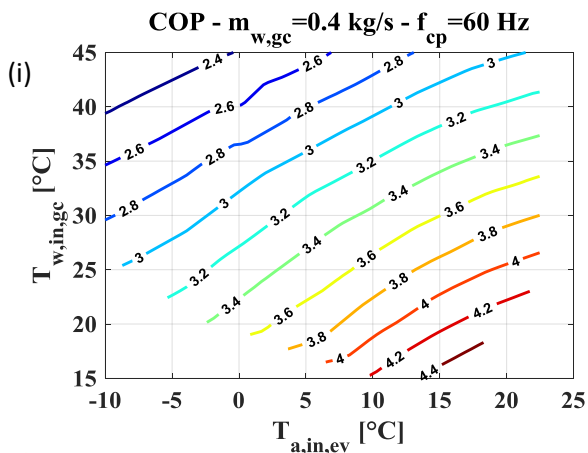
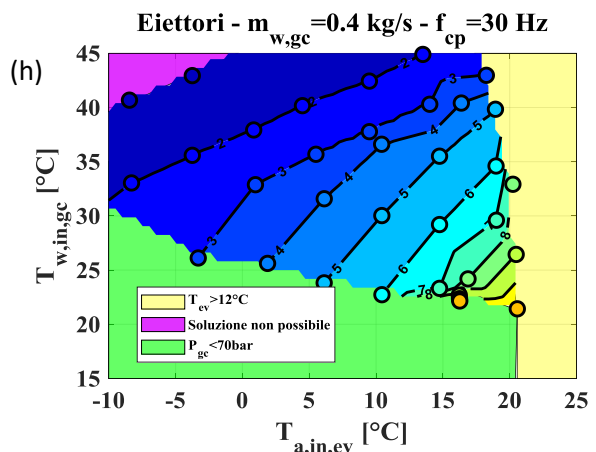
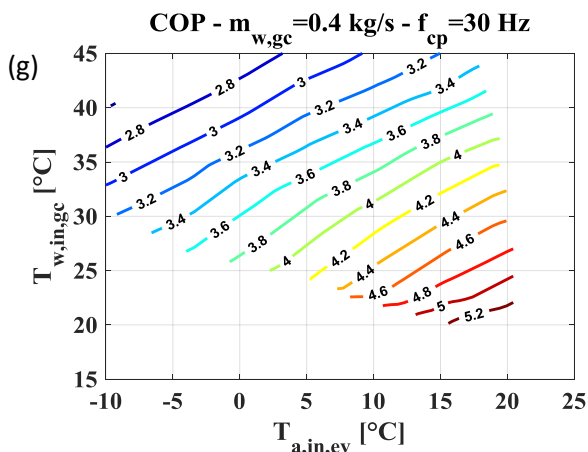
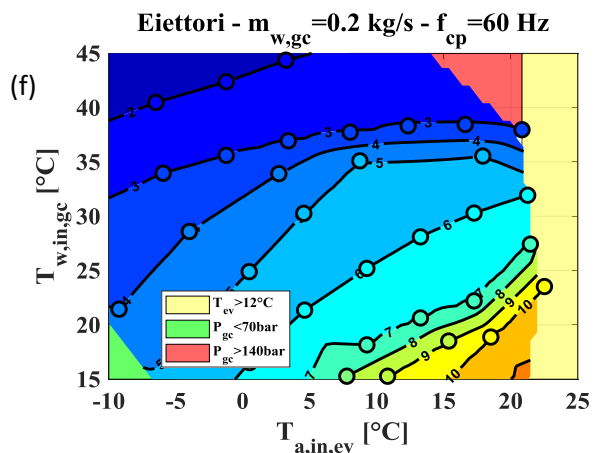
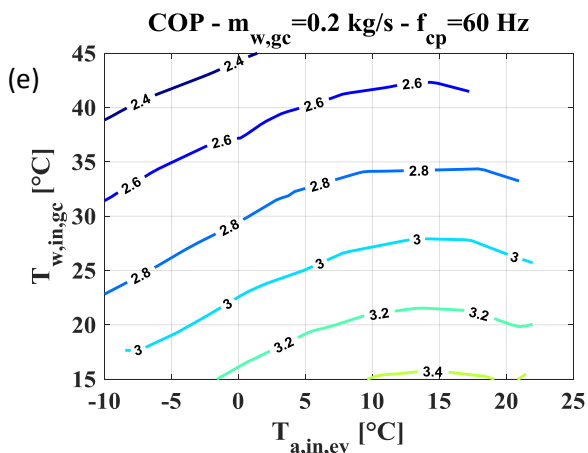
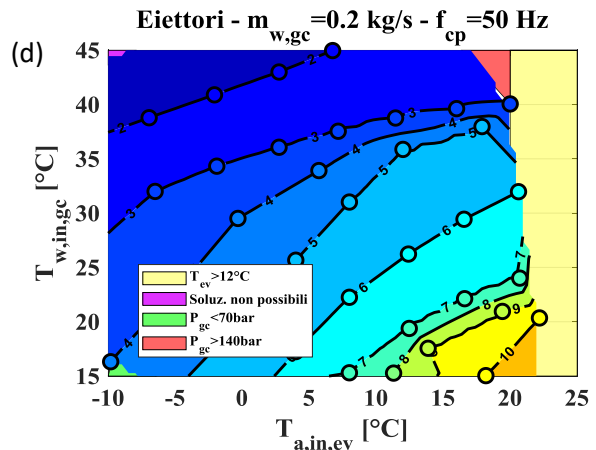
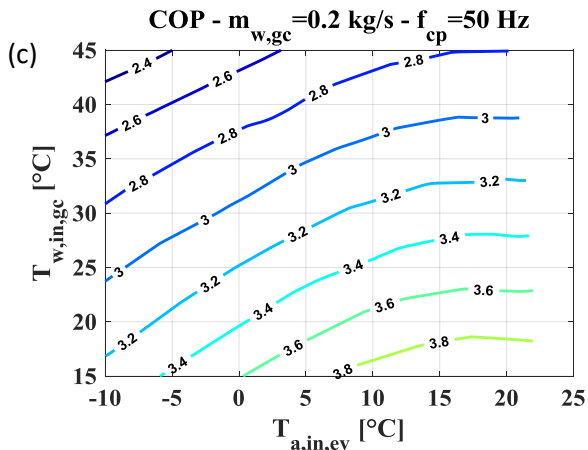
Figura 18. Mappe prestazionali in funzione della temperatura ambiente e della temperatura di ingresso dell'acqua al gas cooler, per la pompa di calore oggetto di studio nella modalità di funzionamento invernale ed in condizioni $m_{w,gc}=0.4 \text{ kg/s}$ e $f_{cp}=50 \text{ Hz}$. (a) Temperatura di evaporazione; (b) Pressione al gas cooler; (c) Pressione uscita eiettore; (d) Resa termica al gas cooler; (e) Temperatura acqua uscita gas cooler; (f) Portata di CO2 al primario; (g) COP dell'impianto; (h) Configurazione eiettori, con riferimento alla Tabella 10

2.4.2 Mappe di funzionamento per ulteriori condizioni operative

Per completezza si riportano in Figura 19 le mappe prestazionali in termini di COP e di possibili configurazioni di eiettori attivi in funzione della temperatura ambiente e della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler per le condizioni operative (in termini di portata di acqua e di frequenza imposta al compressore) diverse da quelle medie fornite dal committente ed esposte nel paragrafo precedente.

In particolare, si nota come per bassi valori di portata di acqua al gas cooler e frequenze al compressore elevate si ha un nuovo dominio di non accoppiamento, caratterizzato dall'area di colore rosso, che rappresenta tutte le soluzioni per le quali la pressione al gas cooler di accoppiamento tra compressore e sistema a multi-eiettore risulta superiore a 140 bar.





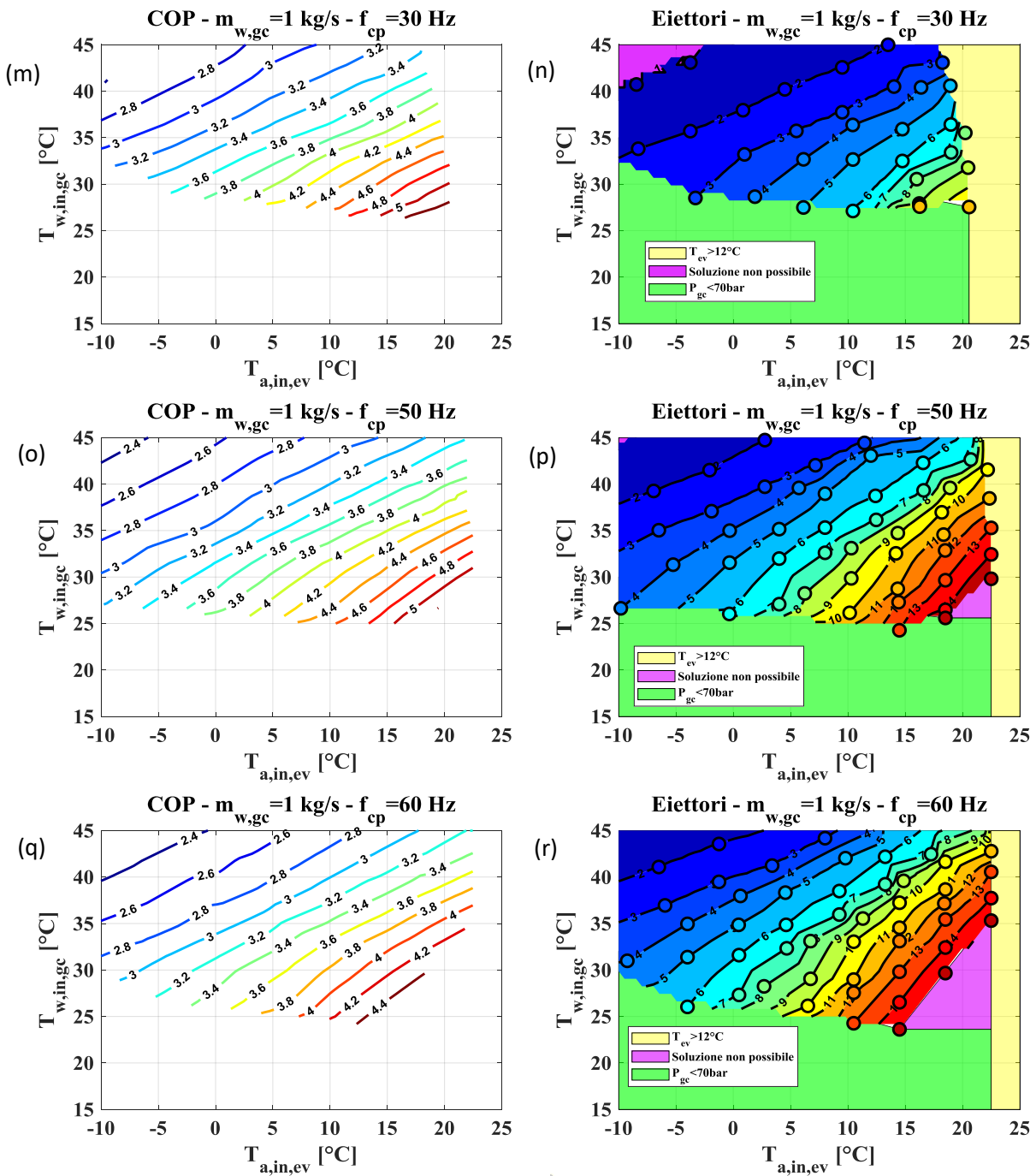


Figura 19. Mappe del COP e configurazione eiettori per condizioni di funzionamento diverse da quella media. (a-b) $m_{w,gc}=0.2$ kg/s e $f_{cp}=30$ Hz; (c-d) $m_{w,gc}=0.2$ kg/s e $f_{cp}=50$ Hz; (e-f) $m_{w,gc}=0.2$ kg/s e $f_{cp}=60$ Hz; (g-h) $m_{w,gc}=0.4$ kg/s e $f_{cp}=30$ Hz; (i-l) $m_{w,gc}=0.4$ kg/s e $f_{cp}=60$ Hz; (m-n) $m_{w,gc}=1.0$ kg/s e $f_{cp}=30$ Hz; (o-p) $m_{w,gc}=1.0$ kg/s e $f_{cp}=50$ Hz; (q-r) $m_{w,gc}=1.0$ kg/s e $f_{cp}=60$ Hz

2.4.3 Confronto prestazionale con impianto provvisto di organo di espansione tradizionale

Le prestazioni della pompa di calore con sistema di espansione a multi-eiettori sono infine confrontate con quelle ottenibili da un impianto tradizionale con valvola di espansione back-pressure, il cui schema di impianto è riportato in Figura 17.

La mappa del COP ottenuto con l'impianto oggetto di studio nel funzionamento estivo in funzione delle temperature di ingresso acqua al gas cooler ed ambiente è riportata in Figura 20a, mentre la

mappa del COP ottenuto utilizzando lo schema di riferimento con organo di laminazione tradizionale è riportata in Figura 20b.

Il confronto rispetto alle prestazioni ottenibili con un organo di laminazione classico è effettuato su due livelli, come mostrato in Figura 20c-d per le condizioni di funzionamento medie:

- A parità di temperature medie termodinamiche al gas cooler ed all'evaporatore, si valuta la variazione percentuale del COP ottenuto con l'impianto oggetto di studio, funzionante con eiettori reali, rispetto al COP ottenuto con l'impianto provvisto di organo di espansione tradizionale (trasformazione iso-entalpica):

$$\Delta COP [\%] = \frac{COP_{eiettore} - COP_{org.laminazione}}{COP_{org.laminazione}} \cdot 100$$

- A parità di temperature medie termodinamiche al gas cooler ed all'evaporatore, si valuta la variazione percentuale del COP ottenuto con l'impianto oggetto di studio, funzionante con eiettori ideali (trasformazione iso-entropica), rispetto al COP ottenuto con l'impianto provvisto di organo di espansione tradizionale (trasformazione iso-entalpica) (ΔCOP_{max}). Questo confronto vuole simulare una condizione ideale dal punto di vista del controllo dell'impianto con sistema a multi-eiettore.

$$\Delta COP_{max} [\%] = \frac{COP_{eiett.ideale} - COP_{org.laminazione}}{COP_{org.laminazione}} \cdot 100$$

Le differenze in termini di performance tra il ciclo con espansione a multi-eiettore ed un ciclo equivalente classico con organo di laminazione (ΔCOP) sono minime, con vantaggi del sistema di espansione a multi-eiettore contenuti nel range 0-3%. Ciò evidenzia che le geometrie degli eiettori utilizzati dalla pompa di calore in esame non sono ottimizzate per le condizioni attuali di funzionamento. Inoltre, il prototipo non garantisce una gestione e regolazione fine dei valori del surriscaldamento, penalizzando le prestazioni rispetto ad un ciclo teorico base.

Una dedicata progettazione ed ottimizzazione dei diametri, invece, può teoricamente portare a dei benefici significativi, come evidenziato dalla mappa del ΔCOP_{max} che assume, nel range studiato, valori fino al 26%. Seppur tale gap non è realizzabile dal punto di vista pratico (il funzionamento ideale degli eiettori equivale alla presenza di una turbina con rendimento unitario dal quale si recupera l'intero lavoro utile per tutta la mappa di funzionamento), questi grafici mostrano che c'è un margine consistente di miglioramento del sistema ad eiettori rispetto a quello attuale presente nel prototipo sperimentale.

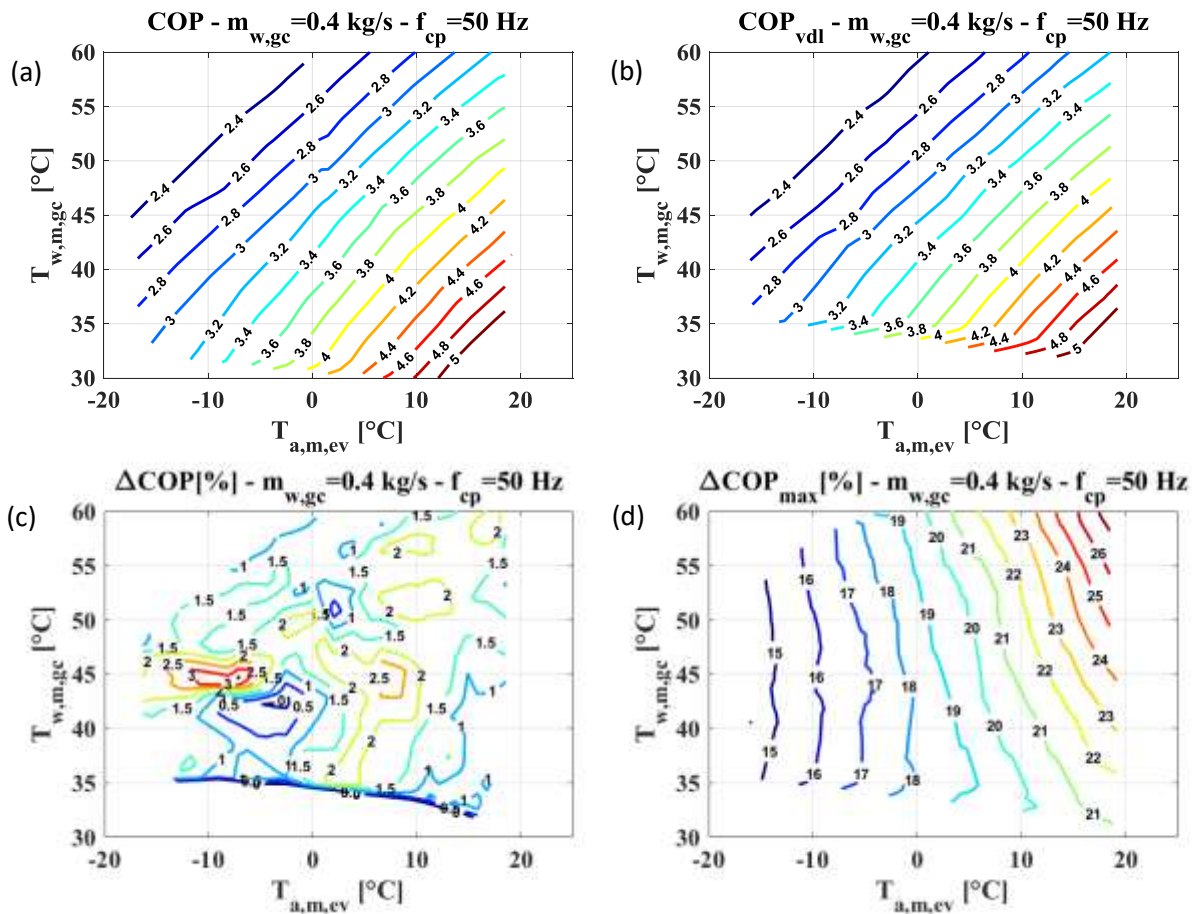
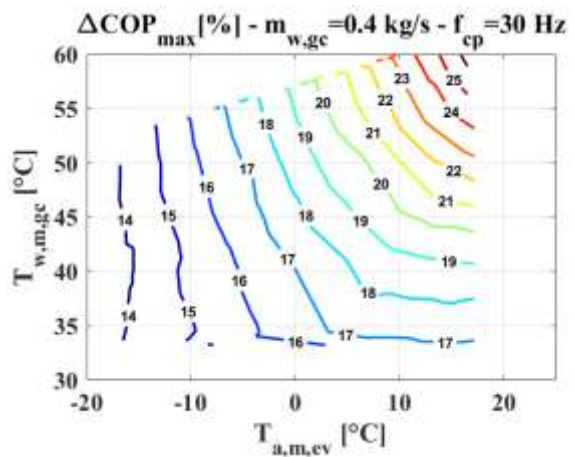
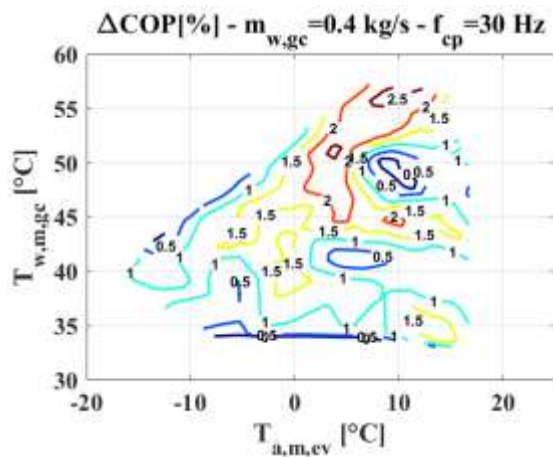
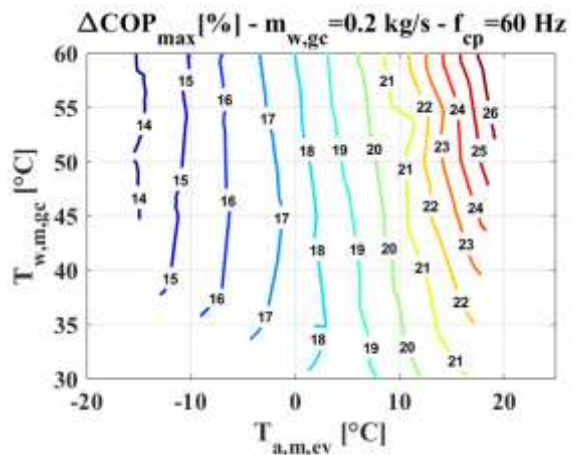
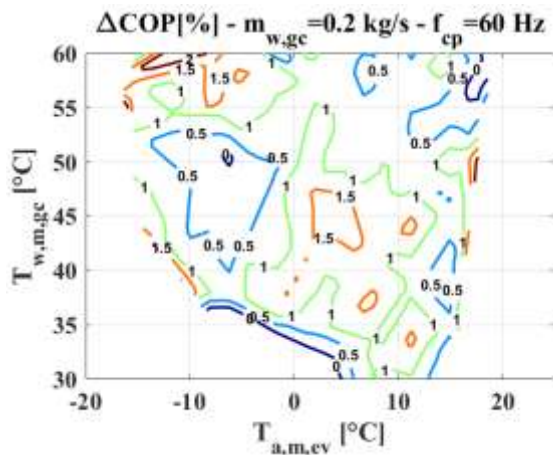
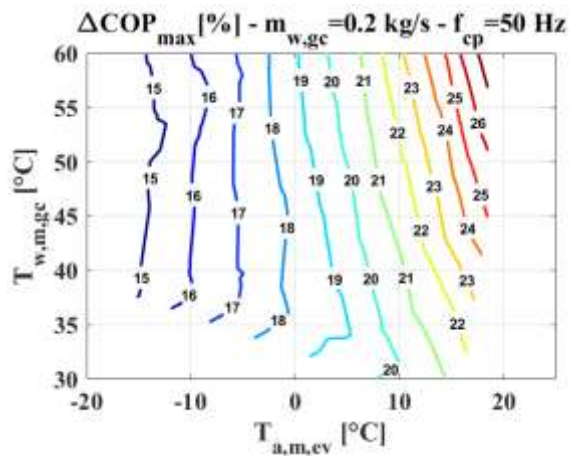
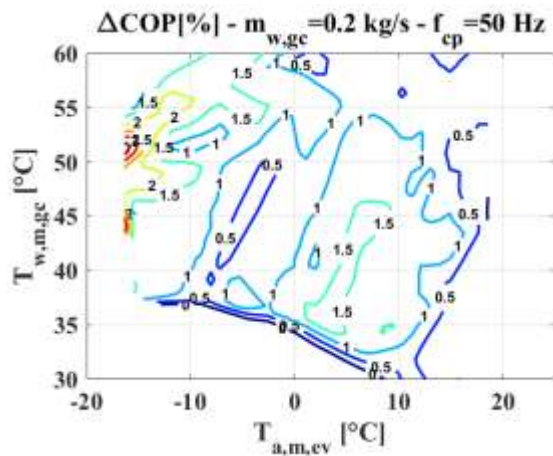
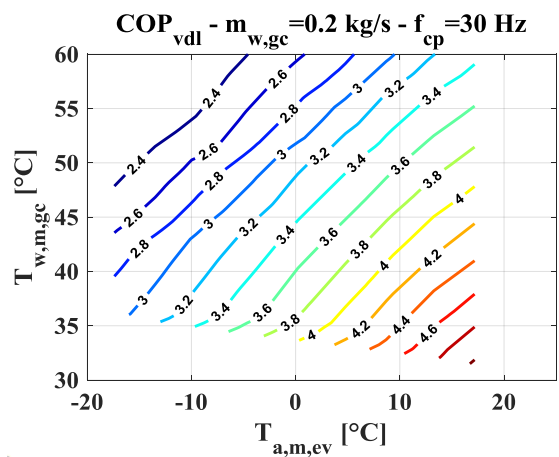
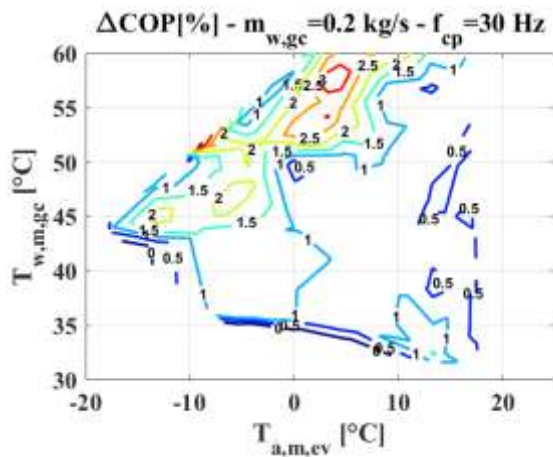
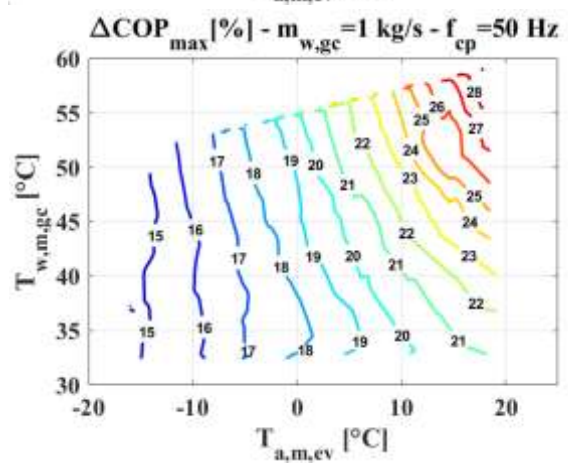
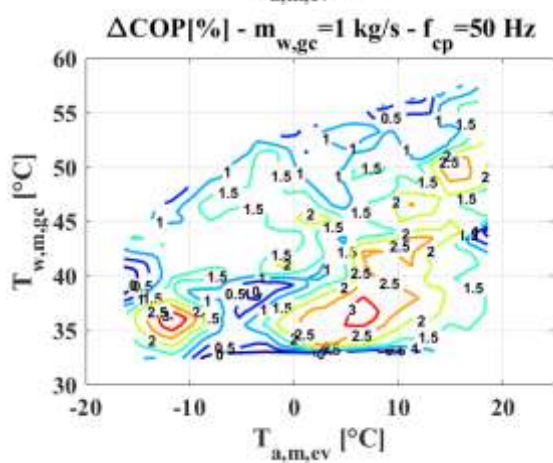
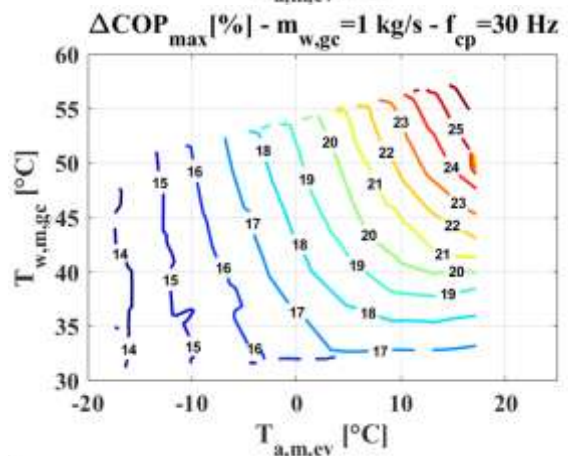
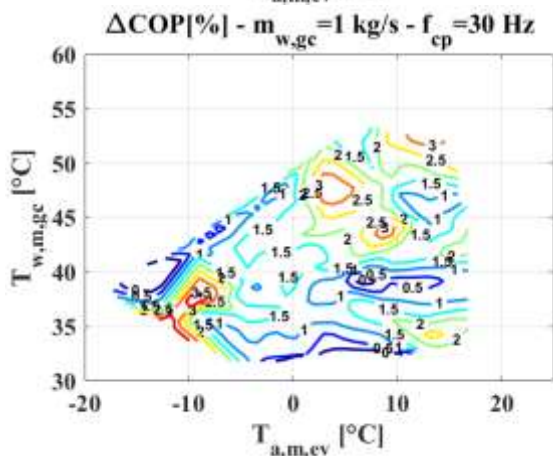
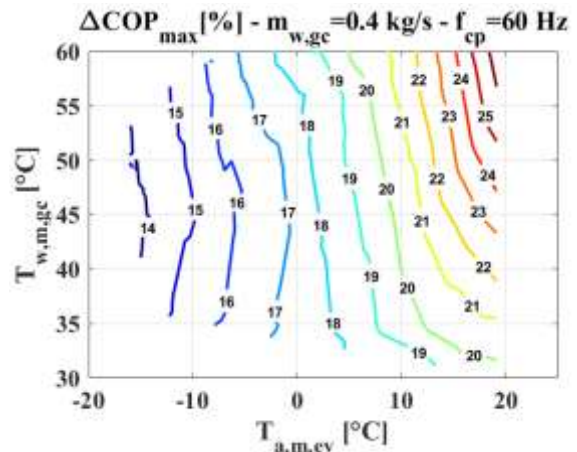
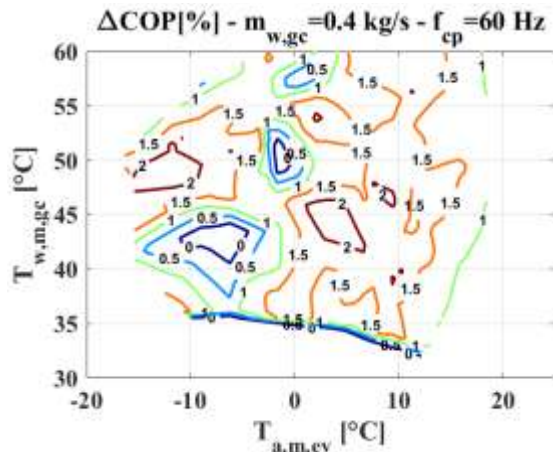


Figura 20. Confronto tra le prestazioni del sistema oggetto di studio e configurazioni di riferimento. (a) COP dell'impianto funzionante con eiettori reali; (b) COP dell'impianto di riferimento funzionante con organo di espansione classico; (c) Variazione percentuale del COP tra impianto ad eiettori reali e impianto con organo di espansione classico; (d) Variazione percentuale del COP tra impianto ad eiettori ideali ($\Delta s=0$) e impianto con organo di espansione classico.

Il confronto prestazionale tra eiettori reali e organo di espansione tradizionale (ΔCOP) e tra sistema ad eiettori ideali ed organo di espansione tradizionale (ΔCOP_{max}) per ulteriori condizioni di funzionamento (in termini di portata di acqua al gas cooler e frequenza al compressore) diverse da quelle medie è riportato in Figura 21. I valori del ΔCOP e del ΔCOP_{max} sono in linea con quelli ottenuti in precedenza e mostrati in Figura 20.





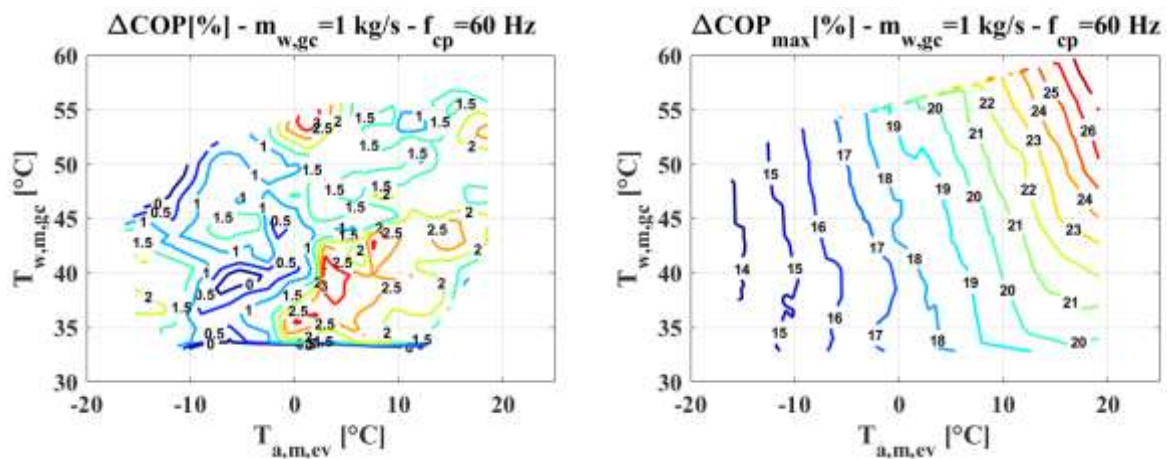


Figura 21. Confronto prestazionale tra sistema a multi-eiettore e sistema con organo di espansione tradizionale, per condizioni di funzionamento in termini di portata di acqua al gas cooler e frequenza al compressore diverse da quelle medie fornite dal committente. Figure a sinistra: Variazione percentuale del COP tra impianto ad eiettori reali e impianto con organo di espansione classico; Figure a destra: Variazione percentuale del COP tra impianto ad eiettori ideali ($\Delta s=0$) e impianto con organo di espansione classico.

2.4.4 Calcolo delle prestazioni stagionali (SCOP) in modalità riscaldamento

Unina ha eseguito il calcolo dello SCOP per la modalità di funzionamento invernale della macchina, riferito al periodo in cui la pompa di calore è in funzione (SCOP_{on}), secondo quanto proposto dalla Norma UNI 14825[18]. Le prestazioni stagionali della macchina con sistema di espansione a multi-eiettore sono state quindi confrontate con quelle ottenibili da una macchina con sistema di espansione convenzionale (valvola back-pressure).

L'espressione utilizzata per il calcolo dello SCOP_{on} è riportata di seguito:

$$SCOP_{on} = \frac{E_T}{E_E} = \frac{\sum n_h(T_{amb}) \dot{Q}_{USER-LOAD}(T_{amb})}{\sum n_h(T_{amb}) \left(\frac{\dot{Q}_{USER-LOAD}(T_{amb}) - EH(T_{amb})}{COP_{adj}(T_{amb}) \cdot CR(T_{amb})} + EH(T_{amb}) \right)}$$

I parametri ET ed EE si riferiscono rispettivamente all'energia termica richiesta dall'utente durante la stagione invernale e l'energia elettrica complessivamente richiesta per soddisfare il carico termico. $\dot{Q}_{USER-LOAD}$ si riferisce alla potenza termica richiesta per soddisfare le esigenze dell'utente, n_h rappresenta il numero di ore in un anno corrispondenti ad una certa temperatura ambiente, per un determinata località, EH rappresenta il contributo in termini di potenza fornita da eventuali heater elettrici ausiliari, ed infine CR rappresenta l'eventuale coefficiente di penalizzazione (≤ 1) sul COP dell'impianto a causa del suo funzionamento a carico parziale. La sommatoria è da intendersi per ogni valore della temperatura ambiente durante il periodo di funzionamento della macchina nella stagione invernale.

Sono state considerate le seguenti ipotesi:

- Temperatura ambiente di progetto pari a -10 °C;
- Assenza di heater elettrici ausiliari (EH=0);
- Con riferimento all'ipotesi precedente, si considera come potenza termica richiesta dall'utenza, alla temperatura ambiente di progetto, il valore esatto di potenza termica fornita dalla pompa di calore per la stessa temperatura ambiente, ovvero 24.88 kW per la

macchina con sistema di espansione a multi-eiettore e 24.05 kW per la macchina con sistema di espansione convenzionale.

- Considerato l'uso di inverter per la gestione del carico parziale, evitando la penalizzazione sul COP (CR=1);
- Calcolo effettuato considerando come numero di ore ad una certa temperatura ambiente (bins, nh) per diverse condizioni climatiche.
- In accordo alla normativa di riferimento [18] sono state considerate 5 differenti valori della temperatura ambiente, ovvero -10, -7, 2, 7 e 12 °C, per le quali sono state valutate tutte le grandezze necessarie al calcolo dello SCOP.
- La portata massica di acqua e glicole è fissata al valore $m_w = 0.6$ kg/s, che riesce a garantire temperatura di uscita del fluido secondario pari a 45 °C in condizioni di progetto (ovvero temperatura ambiente pari a -10 °C). Tale portata rimane inalterata per tutte le altre temperature ambiente, inseguendo la temperatura di uscita (45 °C) con la modifica della portata di refrigerante.

La resa termica della pompa di calore oggetto di studio e di quella con sistema di espansione convenzionale nelle condizioni precedentemente elencate è raffigurata con una linea arancione in Figura 22. La potenza termica richiesta dall'utenza è invece raffigurata con una curva blu, ottenuta ipotizzando un andamento lineare [18] dalle condizioni di progetto fino alla temperatura ambiente di 16 °C, in cui la pompa di calore non è più in funzione.

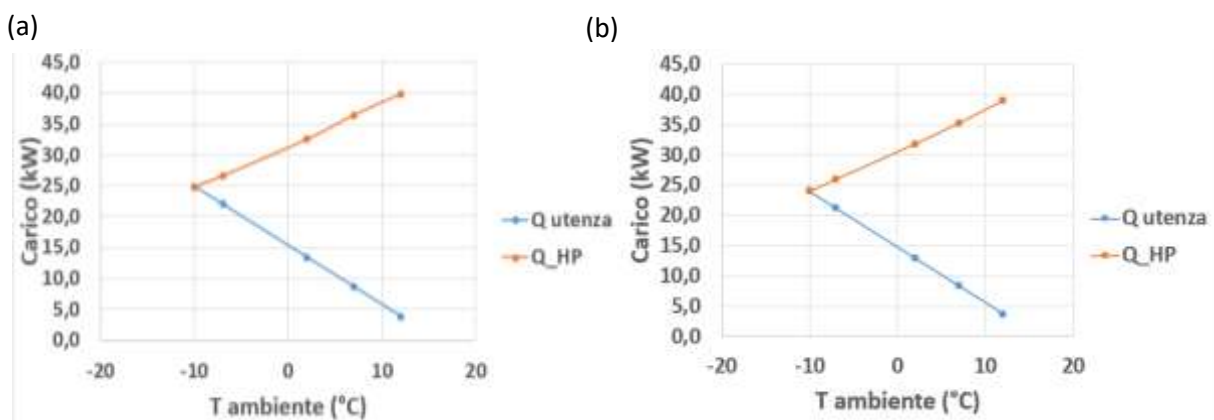


Figura 22. Andamento della resa termica dalla pompa di calore e della resa termica richiesta dall'utenza in funzione della temperatura ambiente, per la modalità di funzionamento invernale. (a) Macchina con sistema di espansione a multi-eiettore; (b) Macchina con sistema di espansione convenzionale.

In Tabella 11 sono riportate la temperatura di ingresso acqua al gas cooler, la resa termica ed il COP della macchina oggetto di studio e della macchina con sistema di espansione convenzionale per le temperature ambiente richieste dalla normativa.

Tabella 11. Temperatura di ingresso acqua al gas cooler, resa termica e COP al variare della temperatura ambiente per le condizioni richieste dalla normativa, valutate per il sistema oggetto di studio e per il sistema di riferimento

T_{amb} [°C]	Gruppo multi-eiettori			Organo di laminazione		
	$T_{w,in,gc}$ [°C]	\dot{Q}_{gc} [kW]	COP [-]	$T_{w,in,gc}$ [°C]	\dot{Q}_{gc} [kW]	COP [-]
-10	33,98	24,88	2,80	34,33	24,05	2,73
-7	33,20	26,63	2,95	33,44	26,02	2,89
2	30,56	32,53	3,52	30,85	31,88	3,43
7	28,81	36,41	3,89	29,27	35,32	3,78
12	27,25	39,82	4,28	27,61	39,05	4,19

Il calcolo delle prestazioni stagionali è quindi effettuato per diversi climi di riferimento (Atene, Strasburgo, Helsinki, Milano, Napoli, Palermo, Parigi e Trieste), i cui bins alle temperature di riferimento sono riportati in Tabella 12.

Tabella 12. Bins per le ore di riferimento relative ai climi oggetto di studio

nh -> Clima	-10°C	-7°C	2°C	7°C	12°C
Atene	0	0	16	179	393
Strasburgo	3	24	320	326	171
Helsinki	80	155	348	316	269
Milano	0	0	241	349	314
Napoli	0	0	59	306	500
Palermo	0	0	0	26	528
Parigi	0	15	317	561	456
Trieste	0	0	75	398	345

Infine, per tutti i climi considerati, vengono riportati in Tabella 13 l'energia termica richiesta dall'utenza, l'energia elettrica richiesta dalla pompa di calore ed il valore dello SCOP, sia per la pompa di calore oggetto di studio che per quella di riferimento con sistema di espansione tradizionale, indicando nell'ultima colonna lo scostamento percentuale tra i due SCOP. Si nota come la macchina con gruppo a multi-eiettoressia abbia prestazioni stagionali leggermente migliori (circa il 2.5-2.7%) per tutti i climi considerati.

Tabella 13. Energia termica, energia elettrica, SCOP per tutti i climi considerati. Lo scostamento percentuale tra lo SCOP della pompa di calore oggetto di studio e lo SCOP di una pompa di calore con sistema ad espansione convenzionale è riportato nell’ultima colonna

Clima	Gruppo multi-eiettori			Organo di laminazione			$\frac{\Delta SCOP}{SCOP}$ [%]
	Et [kWh]	Eel [kWh]	SCOP [-]	Et [kWh]	Eel [kWh]	SCOP [-]	
Atene	3260	809	4.03	3152	802	3.93	2.5
Strasburgo	8352	2298	3.63	8073	2280	3.54	2.5
Helsinki	13815	4132	3.34	13354	4093	3.26	2.5
Milano	7436	1971	3.77	7188	1956	3.67	2.7
Napoli	5340	1349	3.96	5162	1338	3.86	2.6
Palermo	2245	530	4.24	2170	524	4.14	2.4
Parigi	11154	2968	3.76	10782	2946	3.66	2.7
Trieste	5753	1475	3.90	5561	1464	3.80	2.6

2.4.5 Calcolo dell’efficienza della pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria

Unina ha eseguito il calcolo delle prestazioni per la modalità di funzionamento invernale utile alla produzione di acqua calda sanitaria, secondo quanto proposto dalla norma UNI EN 16147:2017 [19]. Le modalità di esecuzione dei test tramite il modello e l’accoppiamento tra pompa di calore e utenza vengono effettuati secondo le leggi di carico definite dalla normativa. Viene considerato un allaccio diretto tra la pompa di calore e l’utenza, senza la presenza di un serbatoio di accumulo. La procedura per poter effettuare i test secondo quanto indicato da normativa [19] con tutte le sue varie fasi è di seguito descritta.

- Viene simulata la fase di “Water draw-offs and COP calculation” (Stage E della norma EN16147). In questa fase, è stato considerato un profilo di carico giornaliero dell’utenza, in termini di portata volumetrica di acqua minima al prelievo (V_2), energia da fornire (Q_{tap}), temperatura minima utile al contributo energetico (T_m) e temperatura di picco da garantire al prelievo (T_p). Il calcolo del COP viene quindi effettuato considerando l’energia termica fornita all’utenza (Q_{tap}) e quella elettrica per l’azionamento della pompa di calore (W_{el}), secondo la relazione:

$$COP_{DHW} = \frac{Q_{LP}}{W_{el-LP}}$$

Dove Q_{LP} è la somma di energia termica fornita dalla pompa di calore e da eventuali heater elettrici ausiliari, mentre W_{el-LP} è la somma di tutte le energie elettriche del sistema. In questa sede il contributo degli heater ausiliari è nullo, in quanto si suppone di avere una temperatura di prelievo effettiva sempre superiore alla temperatura di picco prevista dalla norma. Tale ipotesi è stata verificata a valle delle simulazioni. Viene inoltre valutato anche un rendimento come:

$$\eta = \frac{Q_{LP}}{W_{el-LP} \cdot CC}$$

in cui CC è il fattore di conversione per tenere conto dell’efficienza di produzione media dell’energia elettrica prevista dall’UE ed è pari a $CC=2.5$.

- Quando il valore di portata di acqua definito dalla legge di carico della norma è inferiore a 0.15 kg/s (valore minimo simulato), la portata viene fissata a 0.15 kg/s. La temperatura ambiente è invece posta pari a 7 °C e la temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler proveniente dall'acquedotto è fissata a 15 °C. Per tutte le simulazioni, la frequenza del compressore è stata fissata al valore nominale di 50 Hz.
- Per le simulazioni sono stati considerati tre diversi profili di carico (corrispondenti, secondo normativa, alle sigle L, XL ed XXL) relativi a prelievi ed energie termiche richieste progressivamente crescenti.

In Tabella 14 sono riportati i valori del COP, dell'efficienza del water heater, energia termica richiesta dall'utenza (pari all'integrale della potenza termica fornita dalla pompa di calore nel suo periodo di funzionamento), l'energia elettrica richiesta dal compressore (pari all'integrale della potenza elettrica della pompa di calore nel suo periodo di funzionamento), la frequenza di funzionamento del compressore ed infine il tempo di accensione della pompa di calore. Sono mostrati i risultati per tutti i profili di carico e per entrambi i sistemi oggetto di studio.

Il confronto prestazionale (relativo all'efficienza del water heater) tra la pompa di calore con espansione multi-eiettore e la pompa di calore con valvola di espansione convenzionale è invece riportato in

Tabella 15. Si nota come le prestazioni tra i due sistemi siano molto simili, con la pompa di calore innovativa che comporta vantaggi marginali solo per il profilo di carico minore, mentre il sistema tradizionale è più conveniente per le taglie XL ed XXL.

Tabella 14. Valori del COP, efficienza del water heater, energia termica richiesta dall'utenza, lavoro elettrico, frequenza al compressore e tempo di accensione della pompa di calore necessario per fornire l'energia termica richiesta dalla norma, per tre diversi profili di carico (L, XL ed XXL), valutati per la pompa di calore con sistema a multi-eiettore e per la pompa di calore di riferimento con organo di laminazione standard

Sistema	Profilo di carico	COP [-]	η [-]	Q_{tap} [kWh]	W_{el} [kWh]	f_{comp} [Hz]	t_{on} [h/24]
Gruppo multi-eiettore	L	3,66	1,46	11,84	3,23	50	0,31
	XL	3,74	1,50	19,29	5,16	50	0,52
	XXL	4.22	1,69	24,77	5.86	50	0,64
Organo di laminazione	L	3.64	1,46	11,78	3,23	50	0,32
	XL	3,78	1,51	19,25	5,09	50	0,52
	XXL	4.37	1,75	24,7	5.66	50	0,62

Tabella 15. Scostamento percentuale dell'efficienza del water heater tra il sistema oggetto di studio ed il sistema di riferimento con organo di espansione tradizionale

Profilo di carico	$\frac{\Delta\eta}{\eta}$ [%]
L	0.55
XL	-1.06
XXL	-3.89

2.5 Simulazioni e risultati – modalità di funzionamento estiva

Con riferimento ai modelli calibrati presentati nel paragrafo 2.1 ed all’algoritmo risolutivo del sistema esposto nel paragrafo 2.3, per la modalità estiva sono state condotte 4620 simulazioni variando le seguenti condizioni operative:

- Temperatura di evaporazione $T_{ev} = [-10; -8; -6; -4; -2; 0; +2; +4; +6; +8; +10] \text{ } ^\circ\text{C}$;
- Frequenza al compressore $f_{cp} = [30; 40; 50; 60] \text{ Hz}$;
- Portata massica di acqua all’evaporatore $\dot{m}_{w,gc} = [0.15; 0.2; 0.3; 0.4; 0.6; 0.8; 1] \text{ kg/s}$;
- Configurazioni eiettori da 1 a 15 come definite in Tabella 10;
- Surriscaldamento in uscita evaporatore fissato $\Delta T_{surr,ev} = 0.5 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- Portata volumetrica di aria al gas-cooler fissata a $\dot{V} = 12000 \text{ m}^3/\text{h}$, al fine di avere una velocità dell’aria all’interno della batteria alettata pari a 3.50 m/s.

Tra le simulazioni effettuate sono escluse tutte quelle combinazioni per cui i componenti compressore e gruppo multi-eiettore non presentano accoppiamento fluidodinamico.

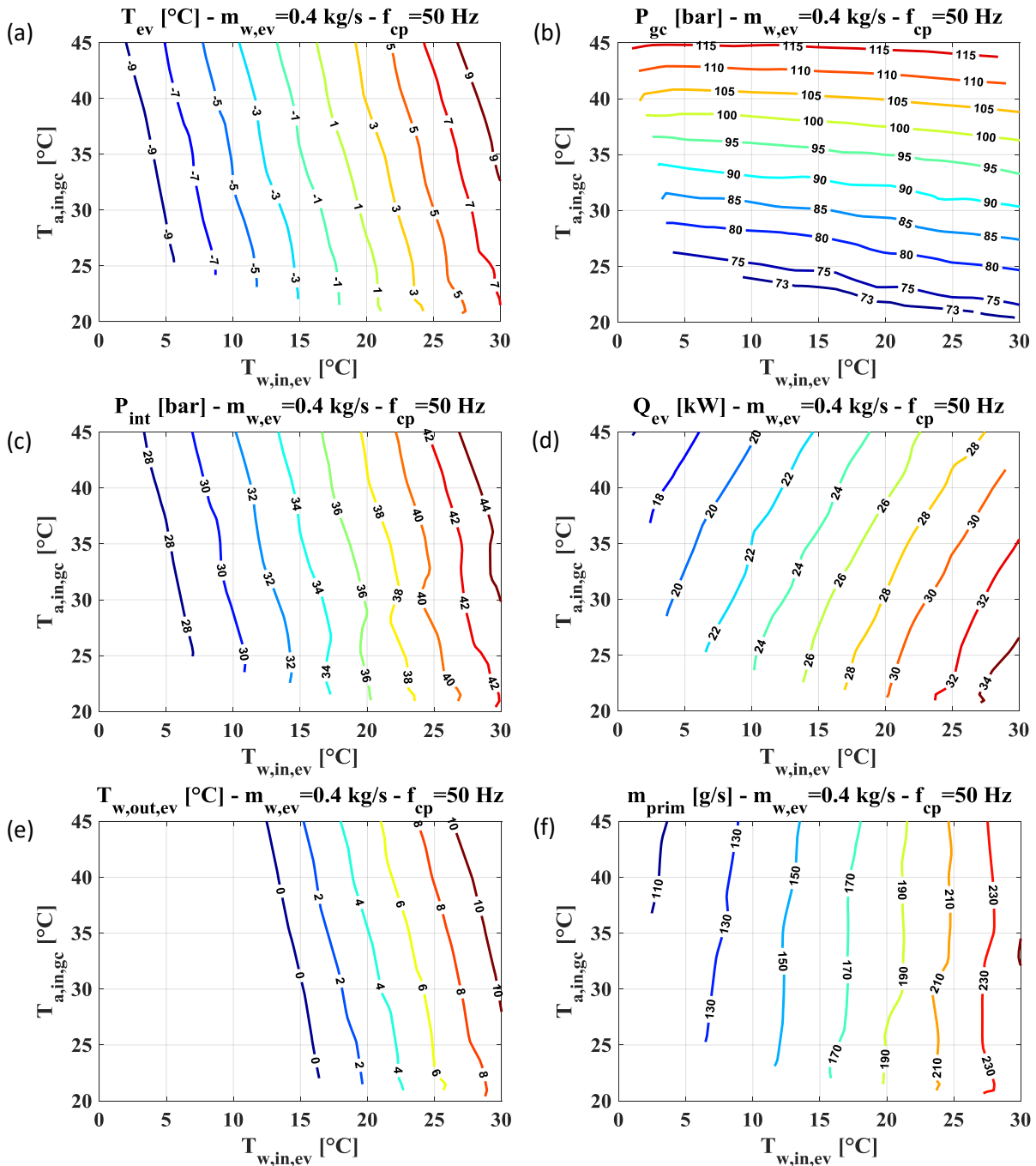
I risultati di calcolo a valle delle simulazioni sono salvati in una cartella di lavoro Microsoft Excel che fornisce, per ogni simulazione, i valori di: portata di acqua all’evaporatore, pressione al gas cooler, temperatura di uscita gas cooler, temperatura di evaporazione, surriscaldamento, velocità del compressore, portata di CO2 al primario, portata di CO2 al secondario, pressione intermedia, rendimento globale del compressore, temperatura ingresso gas cooler, potenza termica al gas cooler, potenza termica all’evaporatore, potenza termica nello scambiatore interno rigenerativo, potenza elettrica assorbita dal compressore, temperatura ingresso ed uscita acqua all’evaporatore, perdite di carico CO2 al gas cooler, perdite di carico CO2 all’evaporatore, COP dell’impianto, temperatura aria ambiente, temperatura aria in uscita gas cooler.

2.5.1 Mappe di funzionamento per la condizione: $\dot{m}_{w,ev}=0.4 \text{ kg/s}$ e $f_{cp}=50 \text{ Hz}$

In Figura 23 si riportano le mappe prestazionali in funzione della temperatura dell’acqua in ingresso all’evaporatore e della temperatura ambiente (temperatura dell’aria in ingresso al gas cooler), per la condizione di funzionamento media tra quelle fornite dal committente, ovvero portata di acqua all’evaporatore pari a 0.40 kg/s e frequenza al compressore pari a 50 Hz.

In Figura 23a si riporta l’andamento della temperatura di evaporazione, che passa da -9 a +9 °C all’aumentare della temperatura di ingresso dell’acqua nell’evaporatore, mentre è praticamente ininfluenza al variare della temperatura ambiente. Andamenti simili si hanno per la pressione intermedia (Figura 23c, da 28 bar a 44 bar), per la temperatura di uscita acqua dall’evaporatore (Figura 23e, fino a 10 °C), portata di CO2 al primario (Figura 23f, da 0.11 a 0.23 kg/s). Al contrario, la pressione di esercizio al gas cooler (Figura 23b) risulta poco dipendente dalla temperatura dell’acqua in ingresso all’evaporatore, mentre ha una forte variazione (da 73 a 115 bar) con l’aumento della temperatura ambiente. La resa frigorifera (Figura 23d) passa da 18 kW a 34 kW ed è fortemente dipendente dalla temperatura di ingresso dell’acqua nell’evaporatore, mentre è solo debolmente influenzata negativamente dalla temperatura ambiente. Il COP dell’impianto (Figura 23g) passa da 1.6 a 4.0 ed è una funzione crescente della temperatura di ingresso acqua all’evaporatore, e funzione decrescente della temperatura ambiente, con gradienti simili. Infine, in Figura 23h, sono raffigurate le possibili configurazioni dell’eiettore nel dominio temperatura

ambiente/temperatura ingresso acqua all'evaporatore. I contour numerati fanno riferimento alle 15 combinazioni di apertura/chiusura eiettori mostrate in Tabella 10. Il dominio di funzionamento è delimitato dalle aree di colore giallo (temperatura di evaporazione superiore a 10 °C), viola (temperatura di evaporazione inferiore di -10 °C) e verde (soluzioni che prevedono l'utilizzo di un ciclo subcritico, con pressioni al gas cooler inferiori a 70 bar).



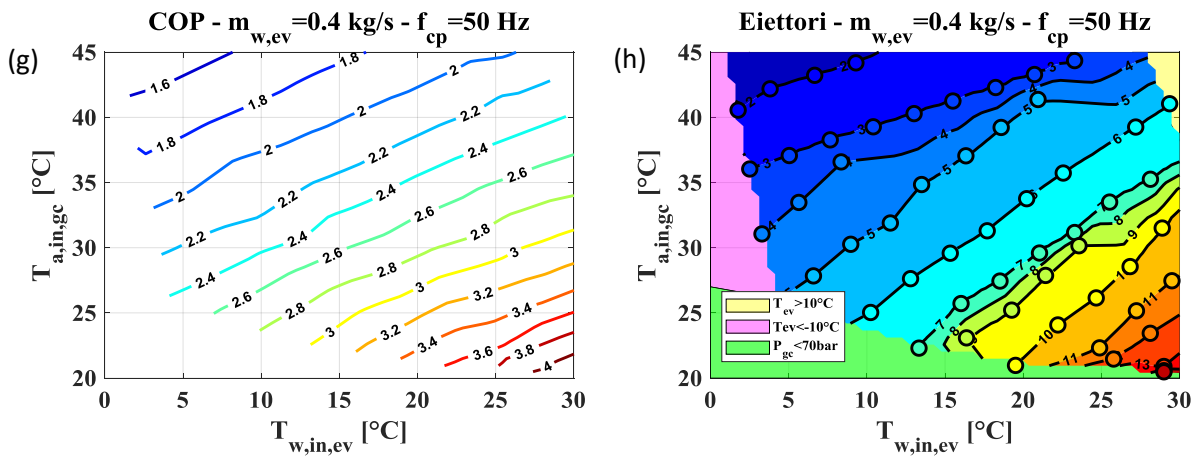
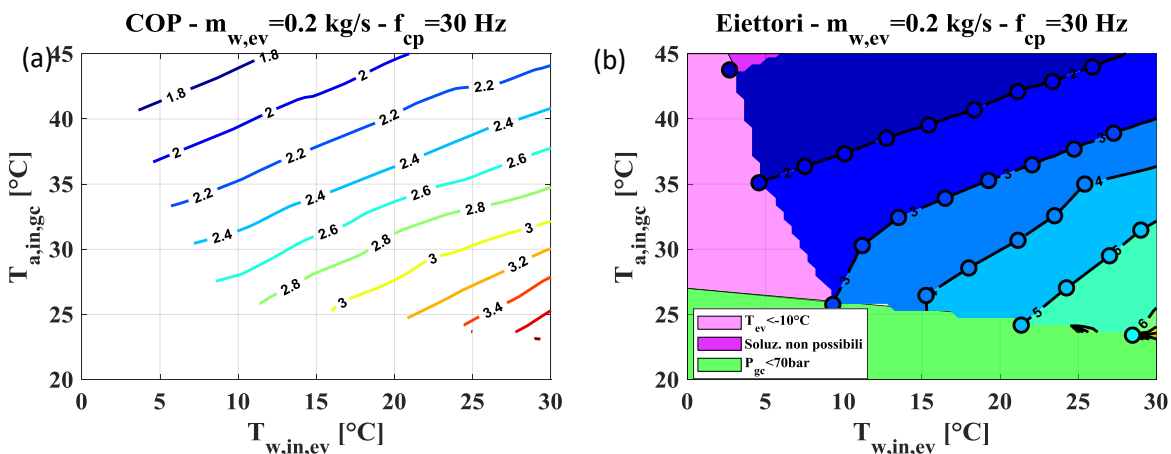


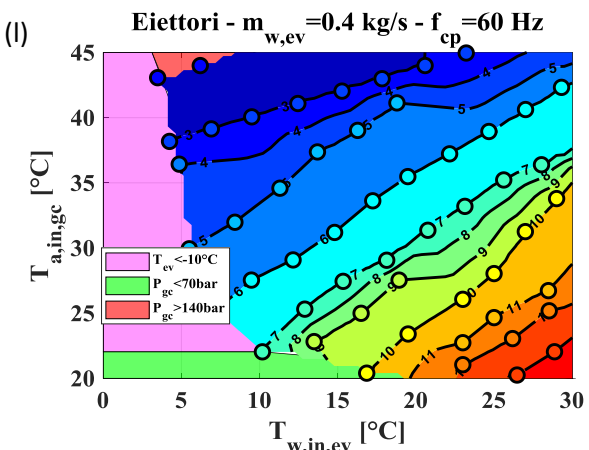
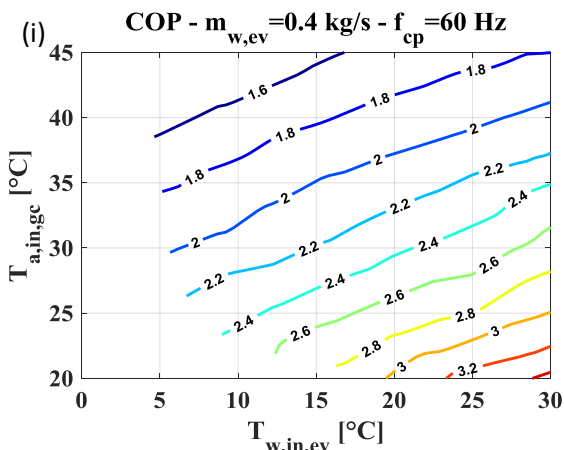
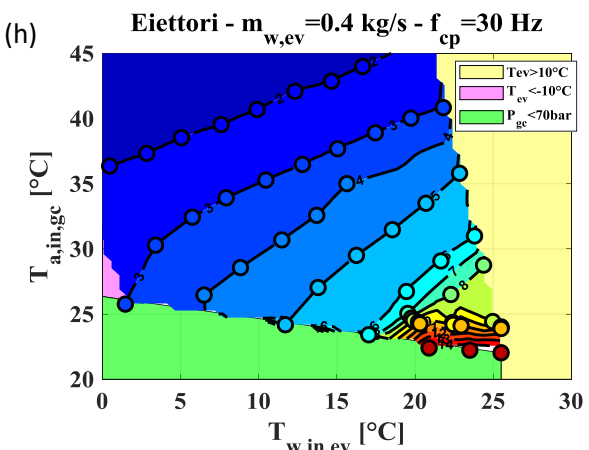
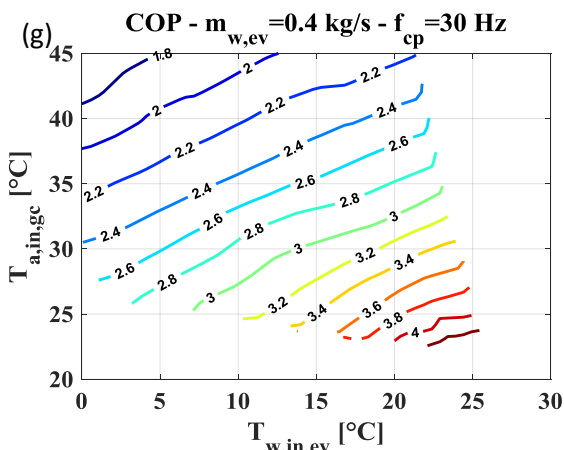
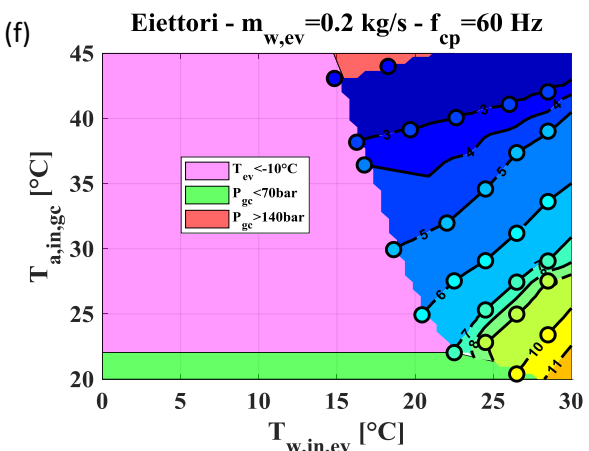
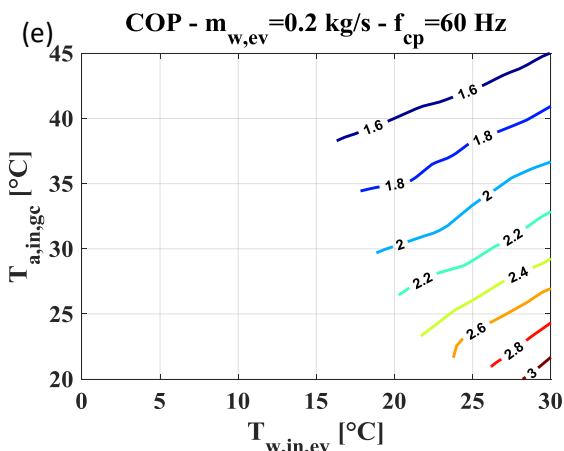
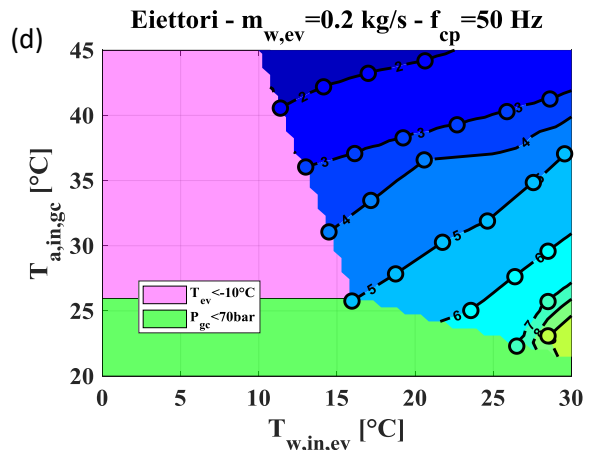
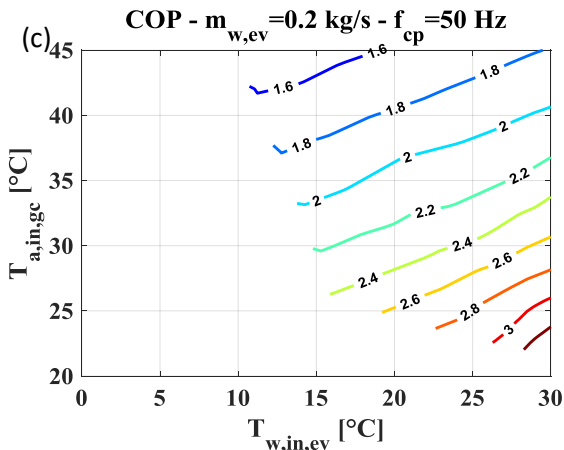
Figura 23. Mappe prestazionali in funzione della temperatura ambiente e della temperatura di ingresso dell'acqua all'evaporatore, per la pompa di calore oggetto di studio nella modalità di funzionamento estiva ed in condizioni $m_{w,ev}=0.4 \text{ kg/s}$ e $f_{cp}=50 \text{ Hz}$. (a) Temperatura di evaporazione; (b) Pressione al gas cooler; (c) Pressione uscita eiettore; (d) Resa termica al gas cooler; (e) Temperatura acqua uscita evaporatore; (f) Portata di CO₂ al primario; (g) COP dell'impianto; (h) Configurazione eiettori, con riferimento alla Tabella 10

2.5.2 Mappe di funzionamento per ulteriori condizioni operative

Per completezza, si riportano in Figura 24 le mappe prestazionali in termini di COP e di possibili configurazioni di eiettori attivi in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso evaporatore e della temperatura ambiente per le condizioni operative (in termini di portata di acqua e di frequenza imposta al compressore) diverse da quelle medie fornite dal committente.

Relativamente alle possibili configurazioni di eiettori attivi, in queste nuove condizioni operative sono state evidenziati ulteriori domini di non funzionamento, rappresentati dalle aree in viola scuro (soluzioni possibili soltanto con geometrie più piccole della configurazione 1 o più grandi della configurazione 15) ed in rosso (per le quali la pressione di accoppiamento tra compressore e sistema a multi-eiettore supera i 140 bar).





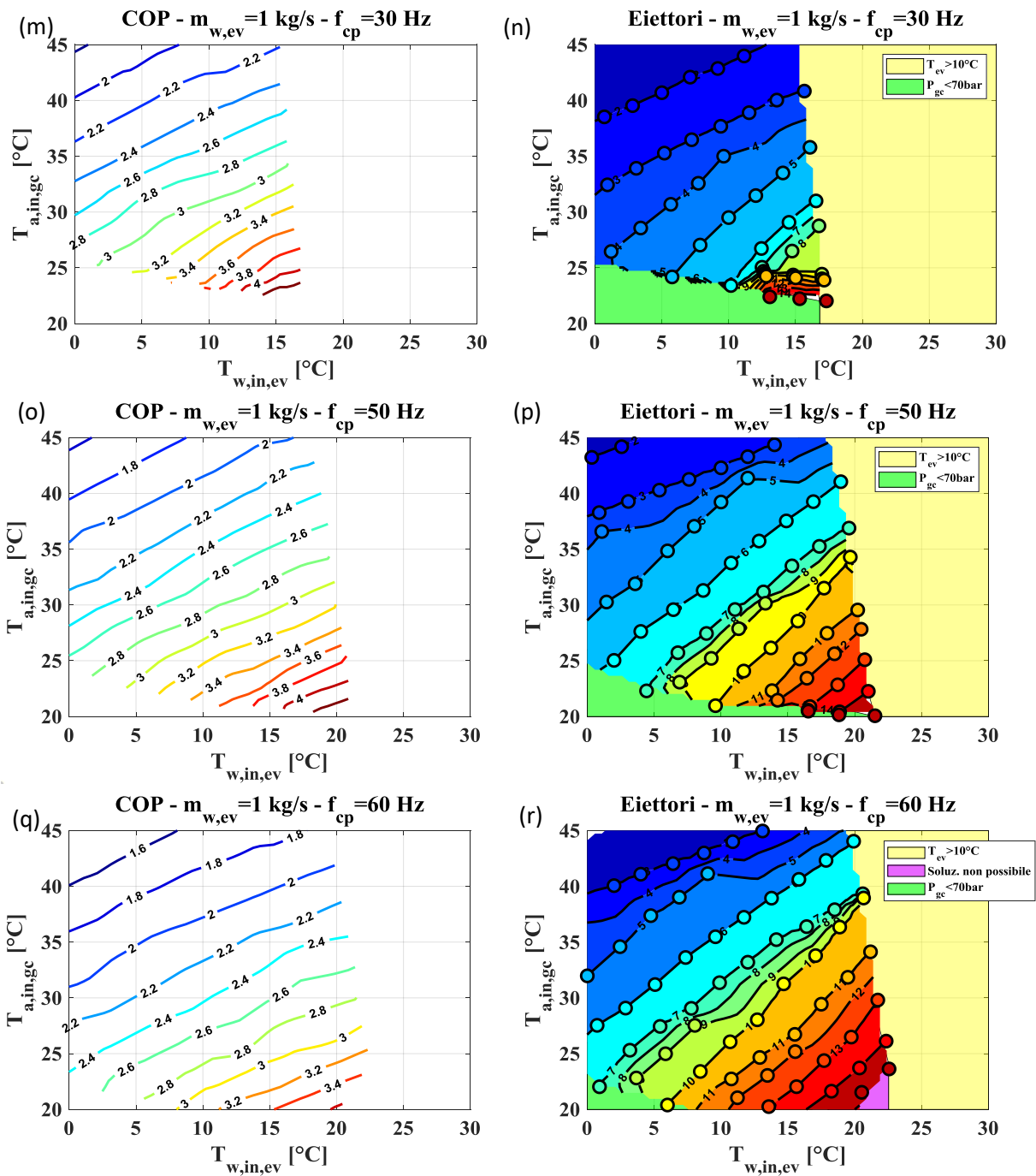


Figura 24. Mappe del COP e configurazione eiettori per condizioni di funzionamento diverse da quella media. (a-b) $m_{w,ev}=0.2 \text{ kg/s}$ e $f_{cp}=30 \text{ Hz}$; (c-d) $m_{w,ev}=0.2 \text{ kg/s}$ e $f_{cp}=50 \text{ Hz}$; (e-f) $m_{w,ev}=0.2 \text{ kg/s}$ e $f_{cp}=60 \text{ Hz}$; (g-h) $m_{w,ev}=0.4 \text{ kg/s}$ e $f_{cp}=30 \text{ Hz}$; (i-l) $m_{w,ev}=0.4 \text{ kg/s}$ e $f_{cp}=60 \text{ Hz}$; (m-n) $m_{w,ev}=1.0 \text{ kg/s}$ e $f_{cp}=30 \text{ Hz}$; (o-p) $m_{w,ev}=1.0 \text{ kg/s}$ e $f_{cp}=50 \text{ Hz}$; (q-r) $m_{w,ev}=1.0 \text{ kg/s}$ e $f_{cp}=60 \text{ Hz}$

2.5.3 Confronto prestazionale con impianto provvisto di organo di espansione tradizionale

Le prestazioni della pompa di calore nel suo funzionamento estivo con sistema di espansione a multi-eiettori sono infine confrontate con quelle ottenibili da un impianto tradizionale con valvola di espansione back-pressure, il cui schema di impianto è riportato in Figura 17.

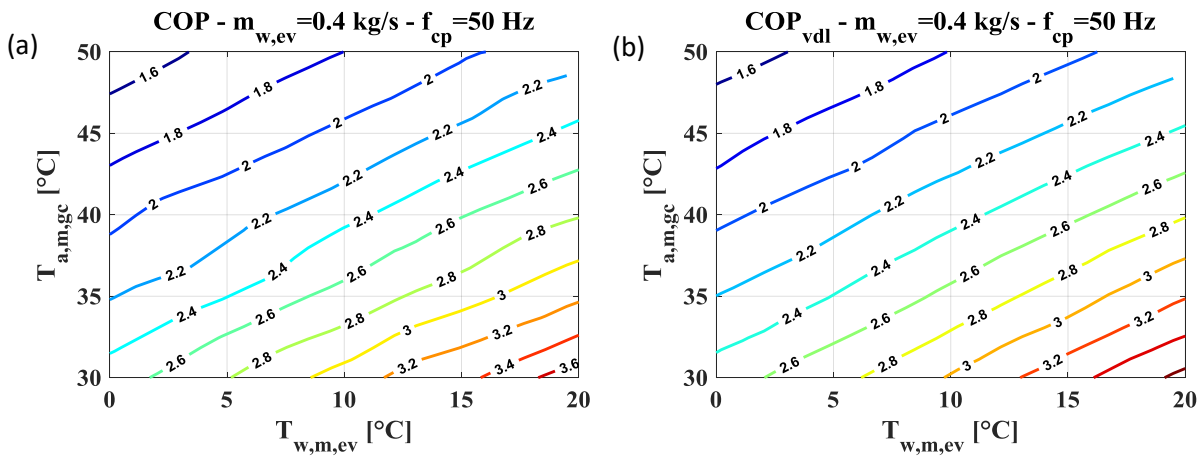
La mappa del COP ottenuto con l'impianto oggetto di studio nel funzionamento estivo in funzione delle temperature di ingresso acqua all'evaporatore ed ambiente è riportato in Figura 25a, mentre

la mappa del COP ottenuto utilizzando lo schema di riferimento con organo di espansione tradizionale è riportata in Figura 25b.

Come per il caso invernale, il confronto è effettuato su due livelli: è dapprima calcolato il parametro ΔCOP , che confronta le prestazioni (a parità di temperature medie termodinamiche all'evaporatore ed al gas cooler) del ciclo trans critico funzionante con eiettori reali con quelle ottenute dall'impianto provvisto di organo di espansione tradizionale (trasformazione isoentalpica).

Il secondo confronto è effettuato tramite il parametro ΔCOP_{max} , che confronta le prestazioni (a parità di temperature medie termodinamiche all'evaporatore e gas cooler) del ciclo trans-critico funzionante con eiettori ideali (trasformazione iso-entropica) con quelle ottenute dall'impianto provvisto di organo di espansione tradizionale. Tale confronto simula la presenza di un eiettore perfettamente ottimizzato in ogni condizione operativa (equivalente all'utilizzo di una turbina con rendimento unitario in grado di recuperare l'intero lavoro utile).

Come evidente dalla Figura 25c, le differenze in termini di performance tra il ciclo con espansione a multi-eiettore ed un ciclo equivalente classico con organo di laminazione (ΔCOP) nel caso di condizioni di funzionamento mediesono molto basse, con vantaggi del sistema di espansione a multi-eiettore contenuti nel range 0-2.5%. La mappa del ΔCOP_{max} , invece (Figura 25c), nel range studiato, assume valori fino al 37%. Similmente a quanto evidenziato per il caso invernale, i diagrammi evidenziano che le geometrie attuali del sistema di espansione a multi-eiettore non sono ottimizzate per le attuali condizioni di funzionamento, con un margine di miglioramento non trascurabile, il cui limite teorico è rappresentato dal parametro ΔCOP_{max} .



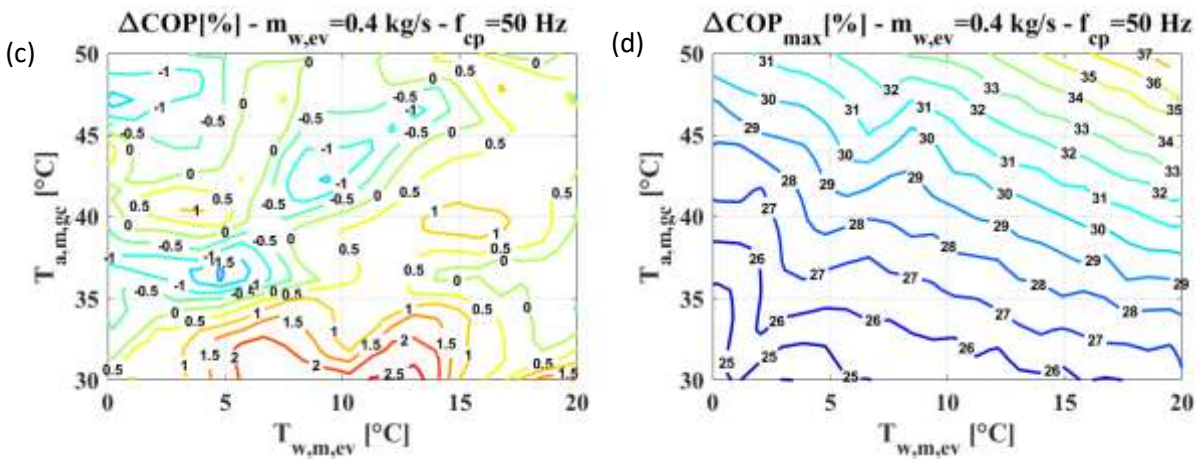
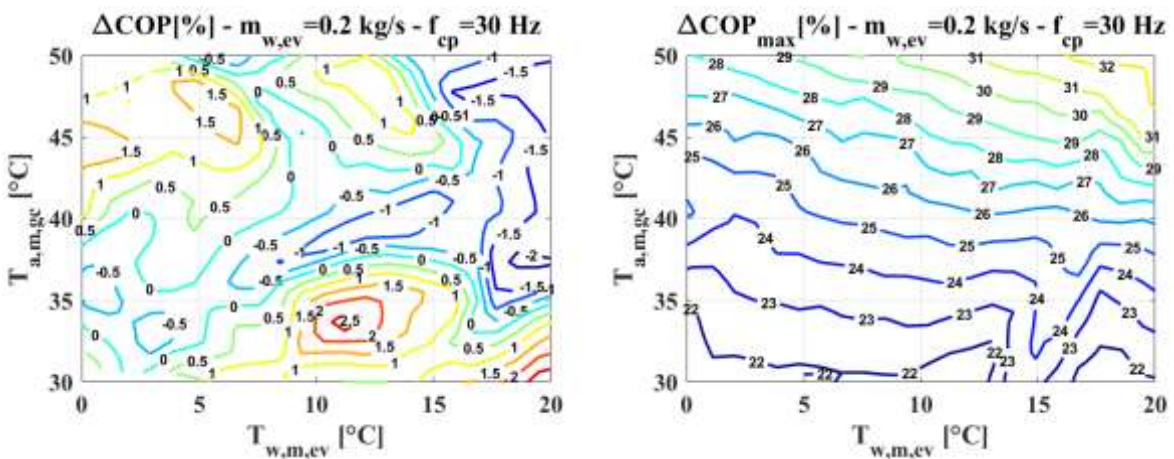
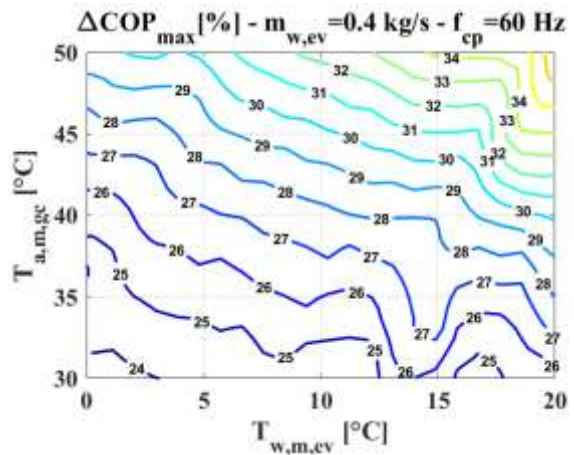
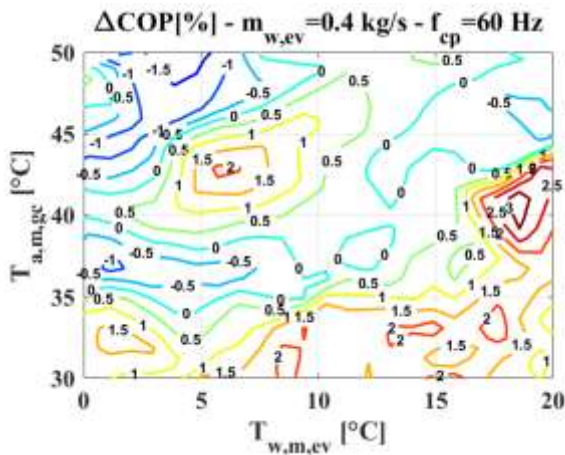
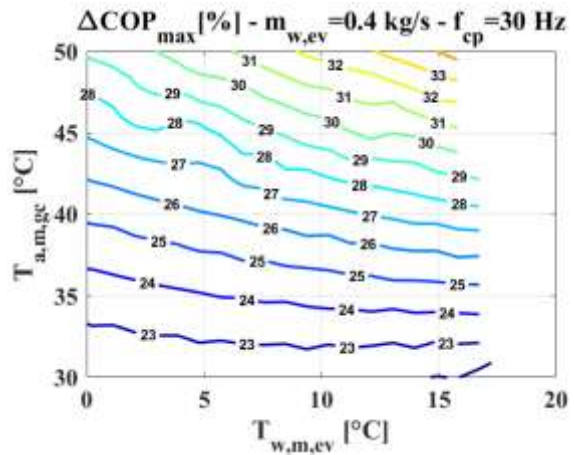
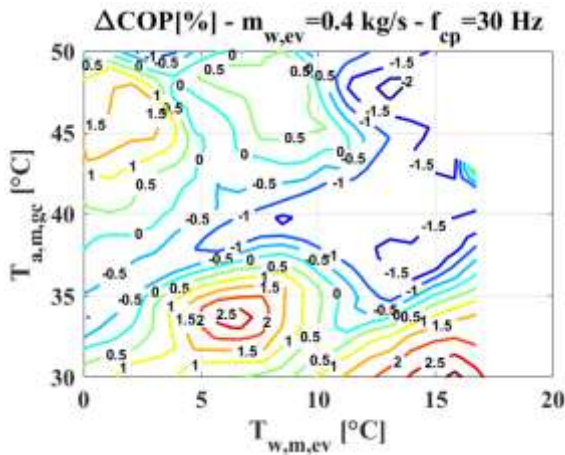
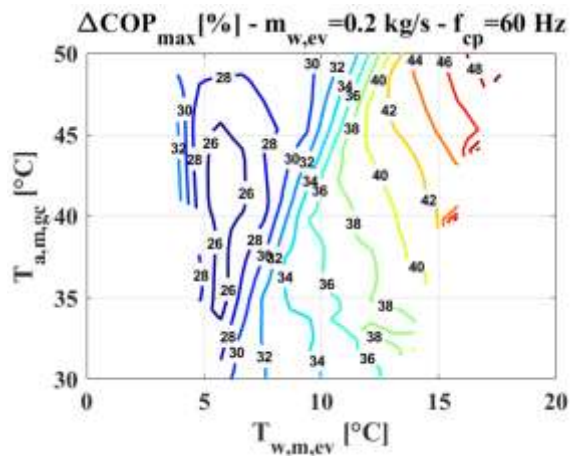
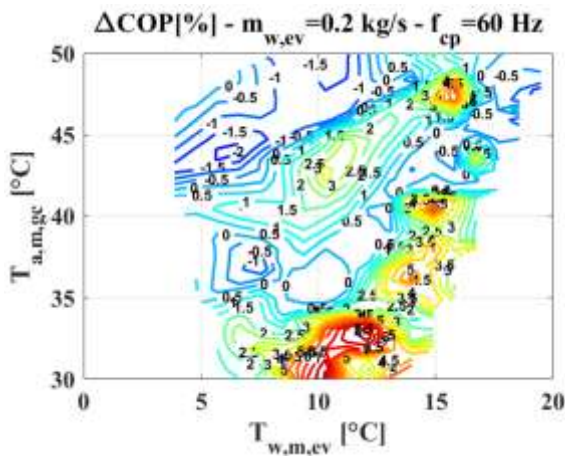
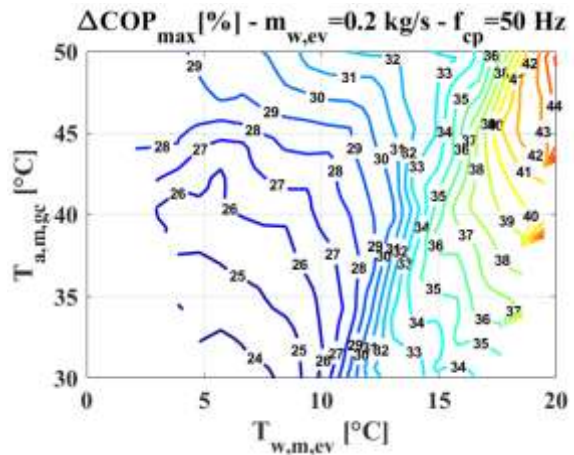
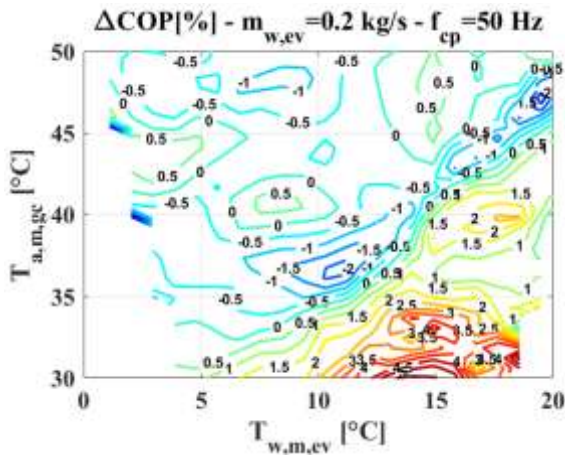


Figura 25. Confronto tra le prestazioni del sistema oggetto di studio e configurazioni di riferimento. (a) COP dell'impianto funzionante con eiettori reali; (b) COP dell'impianto di riferimento funzionante con organo di espansione classico; (c) Variazione percentuale del COP tra impianto ad eiettori reali e impianto con organo di espansione classico; (d) Variazione percentuale del COP tra impianto ad eiettori ideali ($\Delta s=0$) e impianto con organo di espansione classico.

Il confronto prestazionale tra eiettori reali e organo di espansione tradizionale (ΔCOP) e tra sistema ad eiettori ideali ed organo di espansione tradizionale (ΔCOP_{max}) per ulteriori condizioni di funzionamento (in termini di portata di acqua all'evaporatore e frequenza al compressore) diverse da quelle medie è riportato in Figura 26. I valori dei parametri ΔCOP e ΔCOP_{max} sono in linea con quanto commentato e mostrato in Figura 25c-d. Gli incrementi di COP più significativi (fino al 4.5% con valori teorici fino al 48%) si ottengono per portate di acqua basse (0.20 kg/s) e con frequenze al compressore più alte (60 Hz).





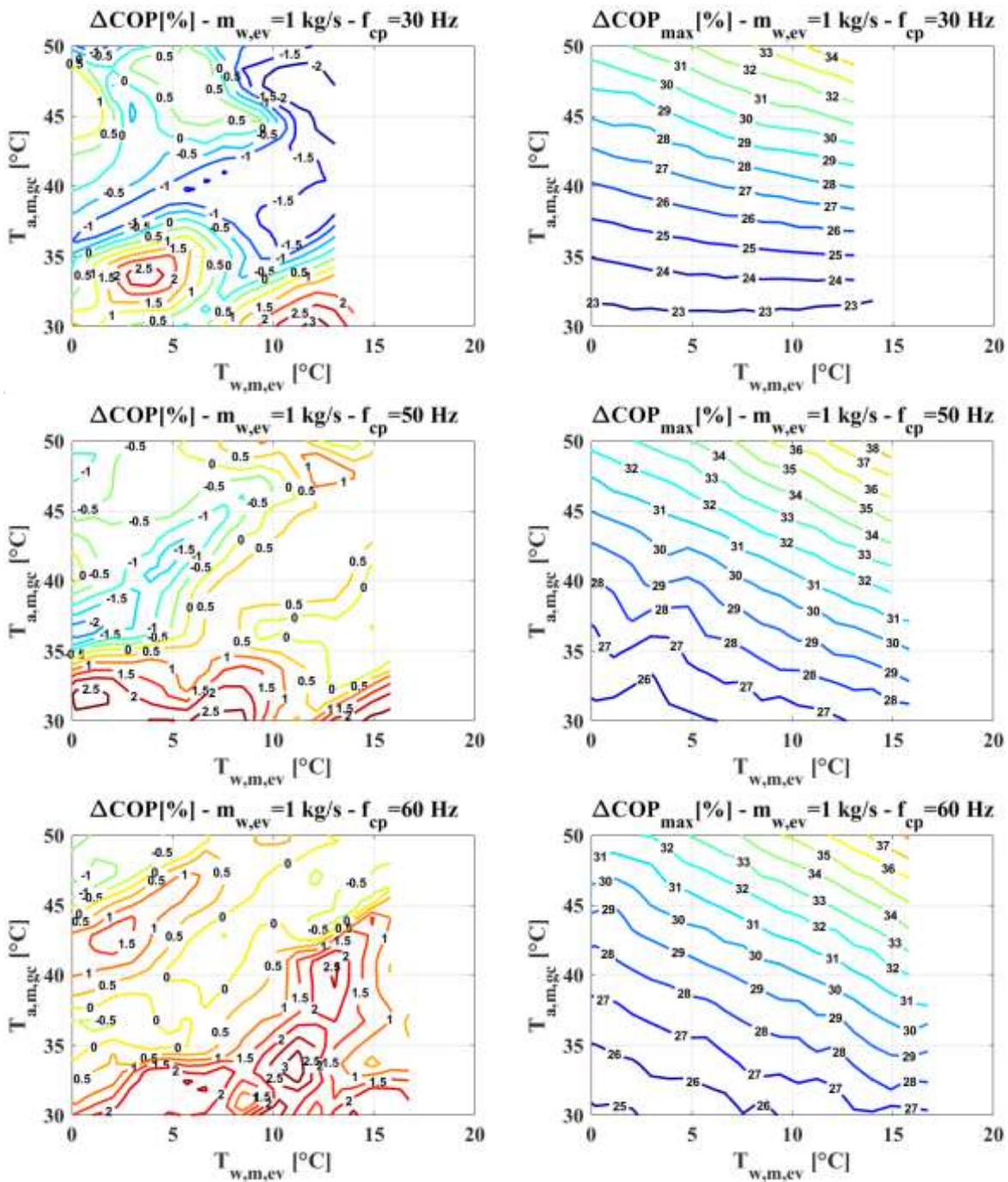


Figura 26. Confronto prestazionale tra sistema a multi-eiettores e sistema con organo di espansione tradizionale, per condizioni di funzionamento in termini di portata di acqua all'evaporatore e frequenza al compressore diverse da quelle medie. Figure a sinistra: Variazione percentuale del COP tra impianto ad eiettori reali e impianto con organo di espansione classico; Figure a destra: Variazione percentuale del COP tra impianto ad eiettori ideali ($\Delta s=0$) e impianto con organo di espansione classico.

2.5.4 Calcolo delle prestazioni stagionali (SEER) in modalità raffrescamento

È stato eseguito il calcolo dell'efficienza stagionale per la pompa di calore per la modalità di funzionamento estivo 5 della macchina, riferito al periodo in cui la pompa di calore è in funzione (SEERon), secondo quanto proposto dalla Norma UNI 14825 [18]. L'espressione utilizzata per il calcolo del SEERon è riportata di seguito:

$$SEER_{on} = \frac{E_c}{E_E} = \frac{\sum n_h(T_{amb}) \dot{Q}_{USER-LOAD}(T_{amb})}{\sum n_h(T_{amb}) \left(\frac{\dot{Q}_{USER-LOAD}(T_{amb})}{COP_{adj}(T_{amb}) \cdot CR(T_{amb})} \right)}$$

I parametri EC ed EE si riferiscono rispettivamente all'energia frigorifera richiesta dall'utente durante la stagione estiva e l'energia elettrica complessivamente richiesta per soddisfare il carico termico. $\dot{Q}_{USER-LOAD}$ si riferisce alla potenza frigorifera richiesta per soddisfare le esigenze dell'utente, n_h rappresenta il numero di ore in un anno corrispondenti ad una certa temperatura ambiente, per un determinata località, ed infine CR rappresenta l'eventuale coefficiente di penalizzazione (≤ 1) sul COP dell'impianto a causa del suo funzionamento a carico parziale. La sommatoria è da intendersi per ogni valore della temperatura ambiente durante il periodo di funzionamento della macchina nella stagione estiva.

Sono state considerate le seguenti ipotesi:

- Temperatura ambiente di progetto pari a 35 °C;
- Incremento della temperatura ambiente per il calcolo del carico frigorifero richiesto a causa dell'irraggiamento solare considerando una temperatura sole aria calcolata come:

$$T_{sole-aria} = T_{amb} + G \cdot \frac{a}{\alpha}$$

Dove G è l'irraggiamento solare, considerato pari a 800 W/m², a è il coefficiente di assorbimento medio della struttura, considerato pari a 0.70 ed α è il coefficiente di scambio termico convettivo-radiativo, considerato pari a 20 W/m²K.

- Con riferimento all'ipotesi precedente, si considera come potenza termica richiesta dall'utenza, alla temperatura ambiente di progetto, il valore esatto di potenza termica fornita dalla pompa di calore per la stessa temperatura ambiente, ovvero 29.18 kW per la pompa di calore oggetto di studio e 28.94 kW per la pompa di calore con sistema di espansione convenzionale.
- Uso di inverter per la gestione del carico parziale, evitando la penalizzazione sul COP (CR=1)

Calcolo effettuato considerando come numero di ore ad una certa temperatura ambiente (bins, n_h) per differenti condizioni climatiche. Per questa analisi sono stati considerati i dati climatici relativi alla "stagione media di raffrescamento", definiti nel regolamento (UE) 2016/2281 (Ecodesign)[20].

In accordo alla normativa di riferimento [18]e secondo la tabella mostrata in Figura 27, sono stati considerati 4 differenti valori della temperatura ambiente, ovvero 35, 30, 25 e 20 °C, per i quali sono state valutate tutte le grandezze necessarie al calcolo del SEER. Per tutte le temperature ambiente simulate, la portata volumetrica di aria al gas cooler è stata fissata a 12000 m³/h, così come la temperatura di uscita dell'acqua dall'evaporatore, fissata a 7 °C. La portata di acqua refrigerata è fissata al valore di 1.0 kg/s.

CONDIZIONI DI PARZIALIZZAZIONE PER CALCOLO DEL SEER								
PART LOAD RATIO	PL (%)	SCAMBIATORE ESTERNO TEMP. IN/OUT ACQUA (°C)			SCAMBIATORE INTERNO TEMP. IN/OUT ACQUA (°C)			
		Cooling tower	Acqua falda	Dry cooler	Fan coil (T _{out} fissa/no)		Radiante	
A	(35-16)/(T _{ac} -16)	100	30/35	10/15	50/55	12/7	12/7	23/18
B	(30-16)/(T _{ac} -16)	74	26/a	10/a	45/a	a/7	a/8,5	a/18
C	(25-16)/(T _{ac} -16)	47	22/a	10/a	40/a	a/7	a/10	a/18
D	(20-16)/(T _{ac} -16)	21	18/a	10/a	35/a	a/7	a/11,5	a/18

a= condizioni valutate con la portata d'acqua determinata durante il test "A" per unità con portata d'acqua fissa o con ΔT fisso e pari a 5°C e portata d'acqua variabile

Figura 27. Condizioni operative considerate per il calcolo del SEER nella modalità di funzionamento estiva della pompa di calore.

La resa frigorifera della pompa di calore oggetto di studio e di quella con sistema di espansione convenzionale nelle condizioni precedentemente elencate è raffigurata con una linea arancione in Figura 28. La potenza frigorifera richiesta dall'utenza è invece raffigurata con una curva blu, ottenuta ipotizzando un andamento lineare [18] dalle condizioni di progetto fino alla temperatura ambiente di 16 °C, in cui la macchina non è più in funzione.

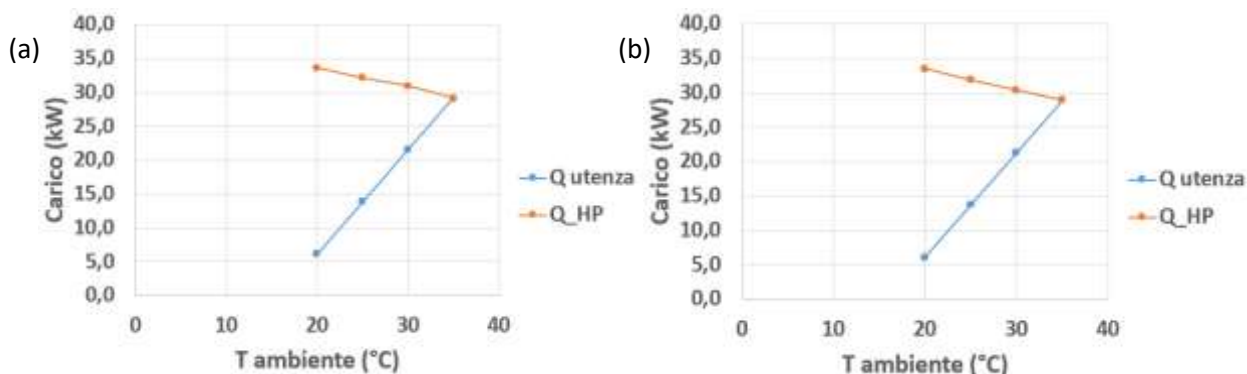


Figura 28. Andamento della resa frigorifera della pompa di calore e della potenza frigorifera richiesta dall'utenza in funzione della temperatura ambiente, per la modalità di funzionamento estiva. (a) Macchina con sistema di espansione a multi-eiettore; (b) Macchina con sistema di espansione convenzionale.

Avendo fissato le portate dei fluidi secondari all'evaporatore ed al gas cooler e la temperatura di uscita dell'acqua dall'evaporatore a 7 °C, la temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore è ottenuta dai risultati delle simulazioni effettuate, insieme alla resa frigorifera ed al COP dell'impianto. Tali valori, per ogni temperatura ambiente considerata, sono mostrati in Tabella 16.

Tabella 16. Temperatura di ingresso acqua all'evaporatore, resa frigorifera a COP al variare della temperatura ambiente per le condizioni richieste dalla normativa, valutate per il sistema oggetto di studio e per il sistema di riferimento con organo di espansione classico

T_{amb} [°C]	Gruppo multi-eiettori			Organo di laminazione		
	$T_{w,in,ev}$ [°C]	\dot{Q}_{ev} [kW]	COP [-]	$T_{w,in,ev}$ [°C]	\dot{Q}_{ev} [kW]	COP [-]
20	15	33,6	3,95	15	33,5	3,9
25	14,67	32,13	3,38	14,58	31,85	3,35
30	14,4	30,93	2,91	14,25	30,42	2,92
35	13,96	29,18	2,57	13,9	28,94	2,55

Il calcolo delle prestazioni stagionali è quindi effettuato per diversi climi di riferimento (Atene, Strasburgo, Helsinki, Milano, Napoli, Palermo, Parigi e Trieste), i cui bins alle temperature di riferimento sono riportati in Tabella 17.

Tabella 17. Bins per le ore di riferimento relative ai climi oggetto di studio

N ore -> Clima	20°C	25°C	30°C	35°C
Atene	337	333	189	26
Strasburgo	190	83	11	0
Milano	341	222	32	0
Napoli	374	276	74	0
Palermo	457	384	124	2
Parigi	202	52	4	0
Trieste	349	304	36	0

Infine, per tutti i climi considerati, vengono riportati in Tabella 18 l'energia frigorifera richiesta dall'utenza, l'energia elettrica richiesta dalla macchina ed il valore del SEER, sia per il sistema oggetto di studio che per quello di riferimento con sistema di espansione tradizionale, indicando nell'ultima colonna lo scostamento percentuale tra le due prestazioni stagionali. Si nota come la macchina con gruppo a multi-eiettore abbia prestazioni solo marginalmente migliori (incrementi del SEER fino all'1.10%) per tutti i climi considerati.

Tabella 18. Energia frigorifera, energia elettrica, SEER per tutti i climi considerati. Lo scostamento percentuale tra il SEER della macchina frigorifera oggetto di studio ed il SEER della macchina di riferimento con sistema ad espansione convenzionale è riportato nell'ultima colonna.

Clima	Gruppo multi-eiettori			Organo di laminazione			$\frac{\Delta SEER}{SEER}$ [%]
	Ec [kWh]	Eel [kWh]	SEER	Ec [kWh]	Eel [kWh]	SEER	
Atene	11495	3578	3.21	11401	3564	3.20	0.31
Strasburgo	2551	716	3.56	2530	717	3.53	0.85
Milano	5851	1675	3.49	5803	1675	3.46	0.87
Napoli	7704	2257	3.41	7640	2254	3.39	0.59
Palermo	10840	3220	3.37	10750	3214	3.35	0.60
Parigi	2046	556	3.68	2029	558	3.64	1.10
Trieste	7120	2052	3.47	7061	2052	3.44	0.87

3 Conclusioni e sviluppi futuri

L'attività di simulazione ha consentito di integrare ed estendere l'attività sperimentale svolta da ENEA. Infatti, mentre l'attività sperimentale è stata rivolta alla caratterizzazione termodinamica dell'impianto e dei suoi componenti, esplorando condizioni operative anche non reali, la presente attività di modellazione e simulazione ha consentito di ottenere una mole di risultati non ottenibili (nello stesso tempo) in laboratorio e di confrontare tali stime con altri sistemi (uno standard diffuso in commercio e uno ideale).

E' emerso che l'utilizzo del sistema multi-eiettores consente sia in modalità heating che in modalità cooling di ottenere un miglioramento percentuale sul COP che si assesta al massimo al 4% per la modalità heating e al 5% per la modalità cooling. Il calcolo dei coefficienti stagionali per il riscaldamento, il raffrescamento e per la produzione di acqua calda sanitaria ha fornito miglioramenti ancora più esigui.

In merito bisogna precisare che tali miglioramenti si riferiscono ai risultati basati sul prototipo testato in ENEA e non a quelli ottenibili da altre macchine in commercio.

E' importante osservare che il prototipo, i cui dati sperimentali sono stati utilizzati per calibrare il modello di simulazione, è stato realizzato con l'unico sistema multi-eiettores disponibile in commercio, il quale era stato ottimizzato per l'utilizzo dell'anidride carbonica in cicli trans-critici, ma in condizioni operative tipiche dei supermercati. Pertanto, l'intervallo di temperature di evaporazione per cui è stato concepito è più basso di quello investigato in questo studio, ossia la condizione al contorno di progetto per la pressione allo scarico del primario dell'eiettores è minore di quella investigata. Essendo il funzionamento del primario dell'eiettores sempre strozzato (condizione di moto sonico in gola) la pressione allo scarico del primario (ossia nella suction chamber dell'eiettores) è stata sempre molto più bassa di quella richiesta determinando un'onda d'urto di ricomprensione nella suction chamber notevole con conseguente perdita di efficienza del sistema di espansione. Pertanto, si ritiene che esista un margine di miglioramento ulteriore ottenibile adattando la geometria del sistema in esame alle condizioni effettive di funzionamento. Tale azione è fattibile allo stato attuale della tecnica.

Inoltre, dalle simulazioni effettuate, pur avendo ottimizzato la scelta dell'eiettore in relazione alla pressione ottima al gas-cooler in relazione della temperatura di uscita dal gas-cooler stesso, si è effettuato che il bilanciamento complessivo del sistema avviene, sotto gli altri vincoli imposti, per un rapporto di trascinamento sempre abbastanza alto e per il quale il pressure lift è basso. Sarebbe pertanto da investigare la possibilità di avere una geometria differente del corpo del diffusore in relazione a queste condizioni operative, in modo da avere un maggiore recupero di energia meccanica del flusso e quindi migliorare le prestazioni complessive del sistema.

4 Riferimenti bibliografici

- [1] J. Yang, A. Jacobi, W. Liu, Heat transfer correlations for single-phase flow in plate heat exchangers based on experimental data, *Applied Thermal Engineering* 113 (2017) 1547-1557.
- [2] J.D. Jackson, W.B. Hall, *Forced Convection Heat Transfer to Fluids at Supercritical Pressure*. Institution of Mechanical Engineers, Conference Publications 1979; 2:563–611.
- [3] P. Forooghi, K. Hooman, Experimental analysis of heat transfer of supercritical fluids in plate heat exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer* 74 (2014) 448-459.
- [4] R.K. Shah, D.P. Sekulic, *Fundamentals of heat exchangers design*, ISBN 0-471-32171-0, Published by John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey (2003).
- [5] G.A. Longo, S. Mancin, G. Righetti, C. Zilio, HFC32 vaporization inside a brazed plate heat exchanger (BPHE): Experimental measurements and IR thermography analysis, *International Journal of Refrigeration* 57 (2015) 77-86.
- [6] D. Gorenflo, *Pool Boiling*, VDI Heat Atlas, VDI Verlag, Dusseldorf (1993).
- [7] H. Martin, A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers, *Chem. Eng. Proc.* 35 (1996) 301-310.
- [8] R.L. Amalfi, F. Vakili-Farahani, J.R. Thome, Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers. Part 2: Comparison of literature methods to database and new prediction methods, *Int. J. Refrigeration* 61 (2016) 185-203.
- [9] K. Gungor, R. Winterton, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, *Int. J. Heat Mass trans.* 29 (1986) 351-358.
- [10] F.W. Dittus, L.M.K. Boelter, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, *Univ. Calif. Publ. Eng.* 2 (1930) 443-461.
- [11] H. Müller-Steinhagen, K. Heck, A simple friction pressure drop correlation for two-phase

flow in pipes. *Chem. Eng. and Processing: Process Intensification* 20 (1986) 297-308.

- [12] C.C. Wang, C.J. Lee, C.T. Chang, S.P. Lin, Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin and tube heat exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer* 42 (1999) 1945-1956.
- [13] C.C. Wang, Y.T. Lin, C.J. Lee, An airside correlation for plain fin-and-tube heat exchangers in wet conditions, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 43 (2000) 1869-1872.
- [14] F.P. Incropera, D.P. DeWitt, *Introduction to heat transfer*, 3rd Ed. John Wiley & Sons, New York, 1996.
- [15] K. Banasiak, A. Hafner, E.E. Kriezi, K.B. Madsen, M. Birkelund, K. Fredslund, R. Olsson, Development and performance mapping of a multi-ejector expansion work recovery pack for R744 vapour compression units, *Int. J. Refrigeration* 57 (2015) 265-276.
- [16] M. Haider, S. Elbel, Development of ejector performance map for predicting fixed-geometry two-phase ejector performance for wide range of operating conditions, *Int. J. Refrigeration* (in press, 2021).
- [17] S.M. Liao, T.S. Zhao, A. Jakobsen, A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles, *Applied Thermal Engineering* 20 (2000) 831-841.

Curriculum vitae della Prof.ssa Rita Mastrullo

Note biografiche e carriera accademica

Rita Maria Antonietta Mastrullo è nata a Bisaccia (AV) il 21 Maggio 1954. Ha conseguito, con lode, la laurea in Ingegneria Elettrotecnica, presso l'Università degli Studi di Napoli Federico II, il 28/2/78. Dal 1994 al 1996 è stata Professore Ordinario di Fisica tecnica presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università degli Studi di Salerno; dall' 1/11/1996 è Professore Ordinario di Fisica tecnica Industriale presso l'Università degli Studi di Napoli Federico II.

Attività di ricerca scientifica

Dal 1980 ad oggi ha svolto, con continuità, attività di ricerca nell'ambito della conversione dell'energia. Nei primi anni si è occupata di sistemi per lo sfruttamento dell'energia solare per il riscaldamento; successivamente, la principale tematica di ricerca ha riguardato la conversione energetica inversa per sistemi frigoriferi e pompe di calore.

Gli oggetti delle ricerche e i relativi scopi hanno riguardato: i sistemi energetici alternativi per valutarne il trade-off termodinamico/economico, in relazione alla specifica applicazione, alla taglia del sistema ed ai conseguenti vincoli tecnici; i componenti innovativi per valutarne l'effettiva prestazione e il relativo vantaggio termodinamico; la fenomenologia dei processi termodinamici per elaborare teorie e modelli. Più nel dettaglio, le attività di ricerca hanno incrociato due principali tematiche: la caratterizzazione delle prestazioni termodinamiche di sistemi a compressione di vapore per la refrigerazione e la climatizzazione operanti con refrigeranti innovativi a basso impatto ambientale; le prestazioni termo-idrauliche durante l'evaporazione in convezione forzata di refrigeranti in geometrie standard e innovative per scambiatori e dissipatori di calore.

Sono state adottate differenti metodologie: teorico/simulative per l'analisi di sistemi complessi; modellistiche e numeriche per esplorare preliminarmente le opzioni di maggior successo a livello di componenti ovvero per condurre analisi parametriche; sperimentali, sia per prove sul campo di prototipi di sistemi o componenti sia per condurre esperimenti specifici per il fenomeno studiato; statistico/teorico per lo sviluppo di metodi predittivi semi-empirici.

Le attività di ricerca sono state svolte principalmente presso l'Università degli studi di Napoli Federico II. Progetti di ricerca specifici sono stati svolti in collaborazione con altri Atenei, nazionali e internazionali, enti di ricerca, tra i quali si annoverano: Università del Sannio, Università di Salerno, Enea, Ecole PolytechniqueFédérale de Lausanne, Universitat Politècnica de València, KTH Royal Institut Stochkolm.

L'attività di ricerca è stata finanziata da numerosi progetti, di cui è stata ed è responsabile scientifico sia a livello nazionale sia internazionale: progetti PON Poligrind e Smartcase, progetto FP7 NXTHPG, progetti PRIN su svariati bandi a partire dal 1994 e fino al 2015, commesse di ricerca per il MISE e convenzioni di ricerca con aziende private.

Membro dell'International Institute of Refrigeration, dell'Associazione Italiana per la climatizzazione dell'aria e la refrigerazione (AICARR) e dell'Unione Italiana Termofluidodinamica.

E' revisore per numerose riviste scientifiche di rilievo per gli SSD ING-IND/10 e 11.

L'attività è testimoniata da oltre 180 memorie pubblicate su riviste internazionali o presentate a convegni nazionali, internazionali (97 pubblicazioni indicizzate su Scopus, hindex=20).

Curriculum vitae del Prof. Alfonso William Mauro

Dopo essersi laureato, con lode, in Ingegneria Meccanica presso l'Università degli Studi di Napoli nell'Ottobre del 2003, nel 2006 ha conseguito il titolo di dottore di ricerca presso la Scuola di Dottorato in Ingegneria dei Sistemi Meccanici della stessa Università.

Nell'Ottobre del 2008 ha preso servizio come ricercatore universitario di Fisica tecnica presso l'Università di Napoli Federico II, dove attualmente ricopre il ruolo di professore associato in Fisica tecnica dal 2015. E' stato prima visiting scholar e poi visiting scientist presso il laboratorio di trasmissione del calore (LTCM) dell'EPFL di Losanna (CH), per un periodo totale di 7 mesi. Nel 2017, per 4 mesi, ha ricoperto il ruolo di "Professeur de recherche invité" presso il CETHIL dell'INSA di Lione (FR).

Ha svolto e svolge attività di didattica e supporto alla didattica per gli insegnamenti di Fisica tecnica e Tecnica del freddo per allievi ingegneri dell'Università degli studi di Napoli Federico II. E' membro del Collegio dei docenti per la Scuola di Dottorato in Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Napoli Federico II.

Le tematiche di ricerca di cui si occupa direttamente, con metodi sia sperimentali che modellistici, riguardano l'efficientamento energetico e la riduzione dell'impatto ambientale di sistemi per conversione energetica per la refrigerazione e la climatizzazione operanti con fluidi naturali o a basso impatto ambientale. E' autore di oltre 100 pubblicazioni scientifiche e ha contribuito allo svolgimento di numerosi progetti di ricerca, sia nazionali che internazionali, finanziati da enti e/o aziende sia pubblici che privati.

Serve la comunità scientifica di riferimento come: revisore di pubblicazioni scientifiche; valutatore di proposte di progetti di ricerca; membro di commissione di esami di dottorato in Italia e all'estero; esperto invitato per seminari tematici sullo scambio termico bifase e sui sistemi a

compressione di vapore per la refrigerazione e la climatizzazione presso conferenze, workshop, università e istituti di ricerca.

Membro della commissione B2 dell'IIR. Membro dello European Two-Phase Flow Group e del working party dell'IIR sulla riduzione della carica di refrigerante. Socio Aicarr e IIR.