



Ricerca di Sistema elettrico

Caratterizzazione sperimentale del funzionamento di un sistema ad eiettori multipli in una pompa di calore aria-acqua a CO₂

R. Trinchieri, G. Boccardi, F. D'Annibale, A. Franchi, A. Lattanzi, M. Morlacca,
L. Saraceno, A. Scotini, L. Simonetti, G. Petroni, G. Lillo,

CARATTERIZZAZIONE SPERIMENTALE DEL FUNZIONAMENTO DI UN SISTEMA AD EIETTORI MULTIPLI IN UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA A CO₂

R. Trinchieri, G. Boccardi, F. D'Annibale, A. Franchi, A. Lattanzi, M. Morlacca, G. Petroni, L. Saraceno, A. Scotini, L. Simonetti (ENEA), G. Lillo (Università degli Studi di Napoli Federico II)

Settembre 2016

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2015

Area: Efficienza energetica e risparmio di energia negli usi finali elettrici e interazione con altri vettori energetici

Progetto: Utilizzo impianti di conversione di energia di piccola taglia

Obiettivo b.1: Sviluppo di sistemi a multieiettori per pompe di calore reversibili ad R744 per la climatizzazione e la produzione di acqua calda sanitaria. Caratterizzazione termo fluidodinamica sperimentale dei componenti e modellizzazione della HP con sistemi di espansione ad eiettori multipli

Responsabile del Progetto: Gino Boccardi, ENEA

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE	5
2 PARAMETRI CARATTERISTICI DELL'EIETTORE	9
3 DESCRIZIONE DELL'ATTIVITÀ SPERIMENTALE E CARATTERIZZAZIONE DEL SISTEMA MULTIEIETTORE.....	14
3.1 MODIFICHE SUL PROTOTIPO E NUOVA APPARECCHIATURA DI MISURA.....	14
3.2 LA MATRICE DI PROVA	19
3.3 CARATTERIZZAZIONE SPERIMENTALE DELL'EIETTORE 3.....	22
3.4 CARATTERIZZAZIONE SPERIMENTALE DELL'EIETTORE 4.....	30
3.5 CARATTERIZZAZIONE SPERIMENTALE DELLA PDC CON EIETTORI IN FUNZIONAMENTO COMBINATO.....	39
3.5.1 Serie con $T_{water\ in} = 40\ ^\circ C$, $T_{water\ out} = 60\ ^\circ C$, $T_{ambiente} = 12\ ^\circ C$	39
3.5.2 Test con $T_{water\ in} = 40\ ^\circ C$, $T_{water\ out} = 60\ ^\circ C$, $T_{ambiente} = 7\ ^\circ C$	46
3.5.3 Test con $T_{water\ in} = 30\ ^\circ C$, $T_{water\ out} = 60\ ^\circ C$, $T_{ambiente} = 5\ ^\circ C$	49
3.5.4 Serie di test con carica di refrigerante aumentata	52
4 CONCLUSIONI.....	54
5 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	55
6 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	56

Sommario

La presente attività di ricerca ha avuto come obiettivo la caratterizzazione sperimentale di un sistema ad eiettori multipli, costituito da 4 eiettori funzionanti in parallelo, utilizzato come organo di espansione in una pompa di calore invertibile di taglia 30 kW operante con fluido refrigerante R744. I test sono stati condotti in diverse condizioni operative (diverse temperature dell'aria e diverse portate e temperature dell'acqua) e con diverse combinazioni di eiettori attivi, in modo da individuare le condizioni ottimali di lavoro per ogni eietttore, caratterizzato da geometria diversa.

I risultati del presente lavoro intendono contribuire al superamento di alcune barriere tecnologiche che impediscono l'utilizzo dei sistemi multi-eietttore nelle pompe di calore commerciali, riconducibili principalmente alla mancanza di dati sperimentali sulle reali prestazioni degli eiettori ad anidride carbonica nel range di condizioni operative tipiche delle pompe di calore (con conseguente difficoltà nel dimensionamento del componente da parte dei costruttori) e alla mancanza di dati e algoritmi per determinare la combinazione ottimale di sezioni di passaggio in relazione alle condizioni operative, produzione di acqua calda sanitaria o climatizzazione estiva/invernale.

L'attività proposta si propone di favorire l'impiego di tali sistemi di espansione, energeticamente più efficienti, consolidando nello stesso tempo la conoscenza tecnica e migliorando di conseguenza le prestazioni dei sistemi a pompa di calore ad anidride carbonica, in ambiti e in condizioni di funzionamento (es. elevate temperature dell'ambiente o dell'acqua di alimento) sfavorevoli per la CO₂.

L'attività è stata realizzata nelle seguenti fasi:

- Modifica della pompa di calore utilizzata nella precedente annualità dell'AdP, al fine di migliorare il sistema di gestione del gruppo multi-eietttore e ottimizzare alcuni componenti
- Definizione della matrice di prova per la caratterizzazione del gruppo multi-eietttore
- Esecuzione della campagna sperimentale del prototipo in esame presso l'impianto "Calorimetro ENEA", sito presso l'istituto di ricerca ENEA Casaccia
- Elaborazione e riduzione dei dati sperimentali
- Analisi qualitativa dei risultati nell'ottica di un loro impiego nella realizzazione e nello sviluppo teorico-sperimentale di un modello di simulazione termofluidodinamica del funzionamento del sistema ad eiettori multipli, realizzato in collaborazione con l'università Federico II di Napoli.

1 Introduzione

Il presente lavoro si propone di caratterizzare la geometria di un gruppo multi-eiettore bifase impiegato in una pompa di calore invertibile di potenza termica 30 kW per la climatizzazione estiva ed invernale e la produzione di acqua calda sanitaria. La pompa di calore impiega la CO₂ come fluido di lavoro. La CO₂ è un refrigerante naturale, utilizzato sin dalla fine del 1800, il cui impiego è tornato in auge negli ultimi venti anni come possibile sostituto dei refrigeranti sintetici CFC, HCFC e HFC. L'utilizzo di questi ultimi negli impianti di refrigerazione può avere, infatti, effetti negativi sull'ecosistema sia perché provocano l'assottigliamento della fascia di ozono stratosferico, sia perché contribuiscono all'incremento della temperatura del pianeta per effetto serra.

In Europa, dall' 1 gennaio 2015 è in vigore il nuovo Regolamento (UE) n. 517 del 16 aprile 2014, che abroga il Regolamento Europeo (CE) n. 842/2006 (recepito in Italia dal D.P.R. n. 43 del 27 gennaio 2012). Esso mira a ridurre gli effetti negativi dei refrigeranti sintetici attraverso una pluralità di misure: norme riguardanti il contenimento, all'uso, al recupero, distruzione dei gas fluorurati a effetto serra, condizioni riguardanti la collocazione sul mercato di certi tipi di prodotti o di dispositivi che contengono o si basano sui gas fluorurati ad effetto serra (divieti), usi specifici di questi gas (divieto di manutenzione con alcuni gas), limiti quantitativi di collocazione sul mercato degli HFC cioè la riduzione del 79% degli F-gas, gradualmente dal 2015 sino al 2030 (phase-down).

In seguito alle restrizioni dettate dai provvedimenti legislativi sull'uso dei refrigeranti, il mercato ha cominciato a muoversi seguendo sostanzialmente due strade diverse: la ricerca di un refrigerante sintetico con il minor impatto ambientale possibile (idro fluoro olefine, HFO) e il ritorno ai refrigeranti naturali.

La compatibilità ambientale dei refrigeranti è valutata facendo riferimento agli indici ODP, GWP e TEWI, definiti come di seguito:

- Il parametro ODP (Ozone Depletion Potential), indica la potenzialità distruttiva sull'ozono stratosferico, ed è definito come il rapporto della variazione di altezza della colonna di ozono calcolata per unità di massa di refrigerante emessa nell'atmosfera rispetto alla corrispondente variazione calcolata per unità di massa di R-11.
- Il GWP (Global Warming Potential) rappresenta, per un certo orizzonte temporale, la massa in chilogrammi di anidride carbonica equivalente, in termini di effetto serra, a un chilogrammo del refrigerante in questione. Esso è definito come il rapporto tra l'effetto serra in un prefissato orizzonte temporale dovuto all'emissione di un'unità di massa di refrigerante e l'effetto serra dovuto all'emissione di un'unità di massa di CO₂ nello stesso tempo. Per ridurre l'effetto serra, nel campo della refrigerazione possono essere attuati i seguenti interventi:
 - riduzione delle perdite di carica;
 - riduzione della quantità di carica di refrigerante all'interno dell'impianto;
 - miglioramento dell'efficienza delle macchine frigorifere e degli impianti per la produzione di energia;
 - uso di gas poco o affatto nocivi per l'ambiente (GWP più basso possibile).
- il TEWI (Total Equivalent Warming Impact) fornisce una valutazione dell'impatto totale sull'effetto serra antropico delle diverse soluzioni tecnologiche possibili per la produzione artificiale del freddo. Tale parametro tiene conto, oltre che del fluido utilizzato, anche della macchina in cui esso evolve. Per valutare l'impatto totale della macchina sull'effetto serra è necessario considerare l'impatto diretto, valutato come la massa di fluido frigorigeno rilasciata nell'atmosfera nel corso della vita utile della macchina, e l'impatto indiretto, dovuto al rilascio di CO₂ in atmosfera provocato dalla produzione di energia (es. elettrica) necessaria al funzionamento della macchina. L'effetto diretto si determina moltiplicando la massa di refrigerante per l'indice GWP, mentre l'effetto indiretto si calcola determinando la quantità di CO₂ rilasciata in atmosfera per produrre l'energia elettrica consumata dalla macchina nella propria intera vita utile.

L'AHRI (Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute) ha lanciato a livello mondiale un programma di valutazione di refrigeranti a basso GWP (Low-GWP AREP) per riunire le risorse del settore in modo da poter valutare e testare i diversi sistemi, considerando più di quaranta candidati come refrigeranti a basso

GWP per varie applicazioni. La maggior parte dei fluidi che presentano bassi valori di GWP risultano infiammabili, mentre la maggior parte dei fluidi con classe di sicurezza A1 presentano un indice GWP generalmente maggiore di 1000. L'anidride carbonica presenta ottime caratteristiche sia ambientali che di sicurezza (gruppo A1) a differenza di quanto accade per la maggior parte dei candidati, sicuri dal punto di vista dell'infiammabilità (gruppi di sicurezza A1 e A2L), ma con GWP elevato.

Quindi, nel complesso, le misure previste dal Regolamento Europeo n. 517/014 sull'uso dei gas refrigeranti, unitamente alle direttive europee emanate in ambito energetico, evidenziano inevitabilmente quali sono le tecnologie e le linee guida delle attività di ricerca da sviluppare per il raggiungimento dei sopra citati obiettivi di carattere energetico ed ambientale. Le macchine frigorifere e le pompe di calore, utilizzando in particolare refrigeranti naturali come la CO₂, rappresentano delle valide soluzioni impiantistiche in linea con gli obiettivi delle direttive, dei regolamenti e dei vari provvedimenti legislativi.

La CO₂ è utilizzata da molti anni come fluido di lavoro in macchine per la produzione di acqua calda sanitaria, applicazione in cui possono essere sfruttate le sue caratteristiche termodinamiche in maniera energeticamente favorevole. Secondo Neksa [1], nel 2015 in Giappone erano installate più di cinque milioni di pompe di calore per produzione di acqua calda sanitaria. Un'altra importante applicazione nella quale la CO₂ è diffusamente applicata è quella della refrigerazione commerciale. In questo caso, la CO₂ è utilizzata sia in combinazione con altri refrigeranti (la CO₂ è utilizzata in tal caso nello stadio a bassa temperatura), sia come unico fluido di lavoro in applicazioni transcritiche. Nel 2015, nel mondo risultavano installate più di 6000 unità transcritiche e più di 3200 sistemi a CO₂ subcritica in cascata con altri refrigeranti [1].

Secondo [1], una delle principali ragioni che ha contribuito a rendere la CO₂ una opzione preferita per i climi a medio-bassa temperatura è la sua grande capacità di recuperare calore nella stagione fredda. In questi periodi dell'anno, il sistema di refrigerazione è utilizzato anche come pompa di calore, mentre in estate può contribuire a generare freddo per le unità di trattamento aria.

Per i climi ad alta temperatura invece, l'impiego di macchine a CO₂ è limitato ad applicazioni di bassa temperatura a cascata perché le temperature ambiente elevate nella gran parte dell'anno limitano il possibile recupero termico al gas-cooler (condensatore) della macchina. Tuttavia, sono in fase di sviluppo macchine a CO₂ transcritiche utilizzando eiettori come organi di espansione in grado di ridurre la potenza elettrica richiesta, consentendo quindi di ottenere efficienze elevate anche in queste condizioni ambientali.

La tecnologia dell'eiettore può essere comunque applicata con profitto non solo alle macchine frigorifere, ma anche alle pompe di calore da utilizzare sia per la climatizzazione estiva e invernale, sia per la produzione di acqua calda sanitaria.

L'idea dell'impiego dell'eiettore nasce dalla constatazione che la trasformazione energeticamente più sfavorevole in un ciclo termodinamico a CO₂ è quella di laminazione, che facendo uso degli organi di laminazione convenzionali (capillari, valvole termostatiche od elettroniche), può essere schematizzata come isoentalpica. E' noto invece che, utilizzando espansori o eiettori, è possibile ricavare del lavoro utile da questa trasformazione, che può consentire di incrementare considerevolmente le prestazioni globali (in termini di COP o di EER) della macchina.

In particolare, la fig. 1 mostra che il lavoro recuperabile con una trasformazione isentropica, proporzionale al Δh della trasformazione stessa, può essere maggiore tanto più è elevata la temperatura della CO₂ in uscita gas-cooler. Dalla figura si può anche dedurre che l'ulteriore effetto di una trasformazione di espansione isentropica è la riduzione del titolo del fluido in ingresso evaporatore, con possibile incremento dell'EER per una macchina frigorifera funzionante secondo questo ciclo.

Per una valutazione quantitativa dell'entità del miglioramento del COP ottenibile, si mostra nel seguito una comparazione tra i COP ottenibili in linea teorica per due cicli termodinamici a CO₂ caratterizzati dagli stessi valori della temperatura di evaporazione (-5°C), del surriscaldamento (+5°C), del rendimento isentropico del compressore (0.7) e da una diversa schematizzazione della trasformazione di chiusura del ciclo termodinamico (isoentalpica nel primo caso e isentropica nel secondo). La comparazione è eseguita per diversi valori della pressione al gas-cooler e della temperatura della CO₂ uscita gas-cooler. Nel seguito

s'ipotizzerà, a livello puramente teorico, che il Δh della trasformazione di espansione sia completamente recuperato in un espansore e fornisca lavoro utile.

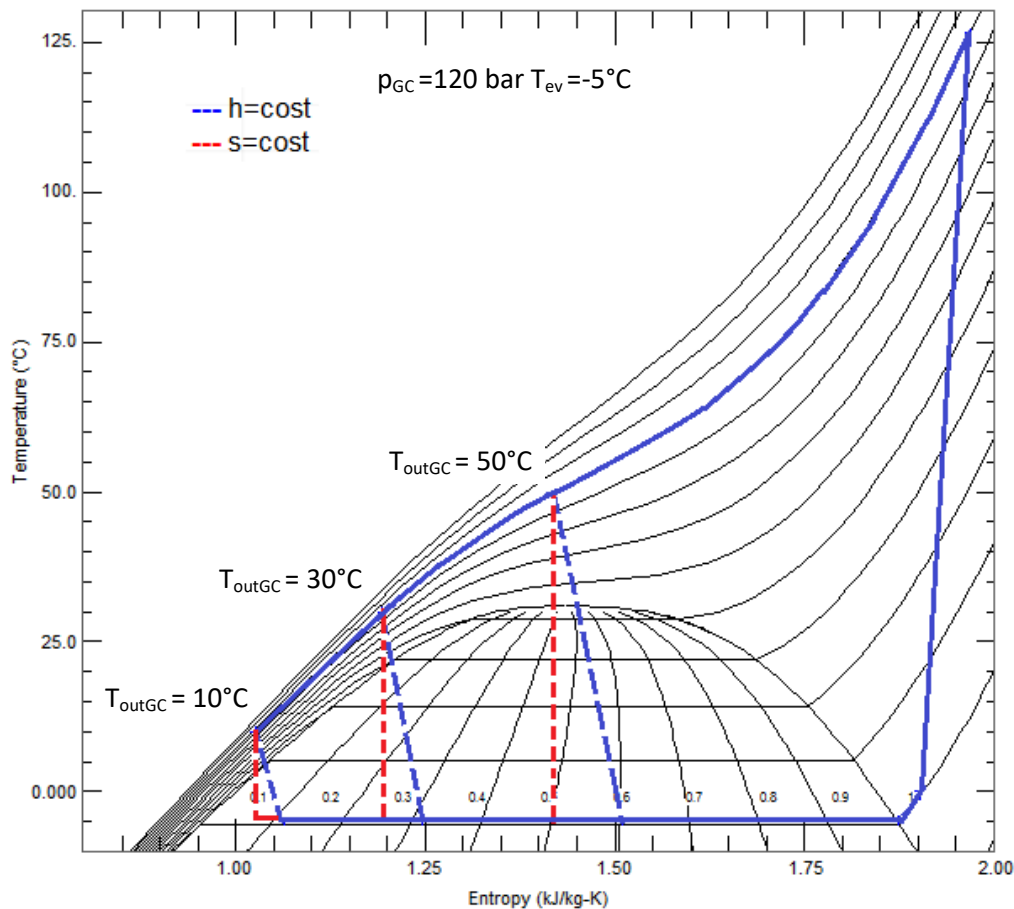


Figura 1. Cicli termodinamici a CO₂ con trasformazione isoentalpica e isentropica

La figura 2 mostra gli andamenti del COP per i cicli con isoentalpica e isentropica, quando la temperatura della CO₂ uscita gas-cooler (T_{outGC}) è pari a 50°C.

Si può rilevare che:

- Con pressioni di lavoro al gas cooler maggiori di 100 bar, l'impiego di un espansore che sfrutti integralmente il salto entalpico della trasformazione isentropica potrebbe portare, in linea del tutto teorica, a miglioramenti del COP compresi tra il 65% e il 30% circa;
- Il valore della pressione ottimale al gas cooler passerebbe da 133.5 bar per il ciclo con trasformazione isoentalpica a 114.5 bar per il ciclo con trasformazione isentropica. Fissata quindi la temperatura di uscita gas-cooler, si potrebbe lavorare con rapporti di compressione minori con una pompa di calore con espansore;
- Lavorando a pressioni minori della ottimale, si ottiene un decremento del COP più contenuto per la pompa di calore dotata di espansore.

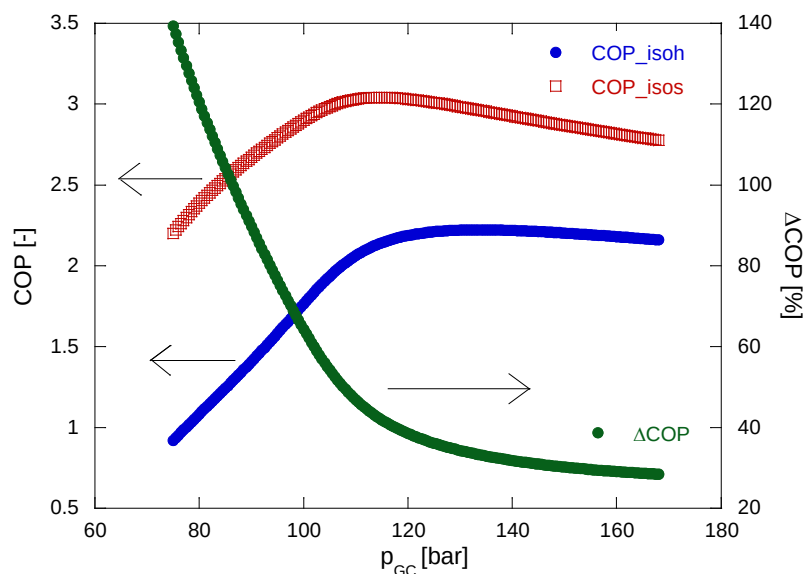


Figura 2. Andamento dei COP per i cicli con isoentalpica e isentropica e della variazione percentuale del COP in funzione della pressione al gas cooler; $T_{outGC}=50\text{ °C}$

Riducendo la temperatura della CO_2 in uscita gas cooler (ipotizzando di poter disporre di un pozzo caldo a più bassa temperatura), intrinsecamente i COP saranno superiori, mentre l'effetto positivo dell'impiego dell'espansore si riduce, come già constatabile dalla figura 1.

La figura 3 si riferisce al caso in cui la T_{outGC} è di 40 °C .

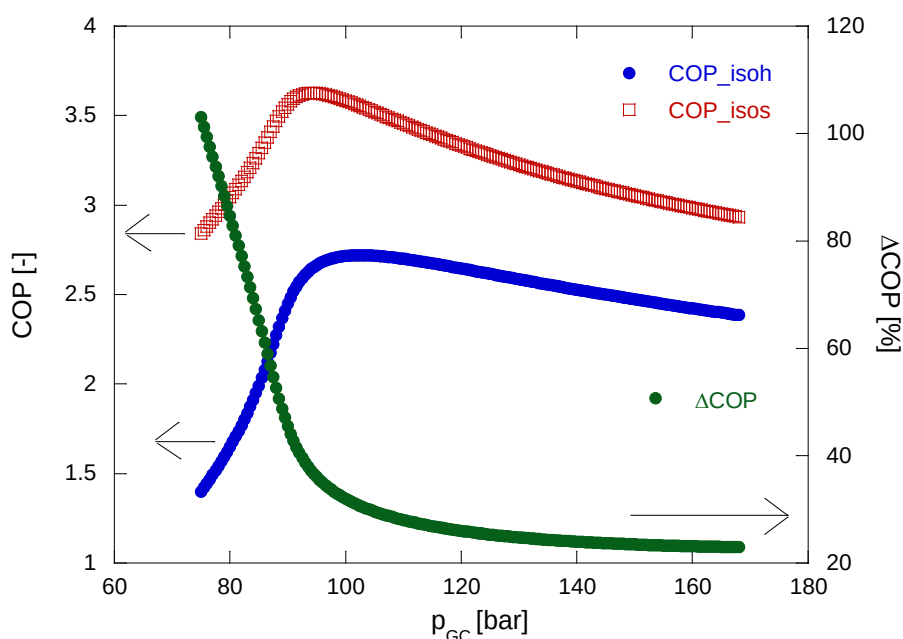


Figura 3. Andamento dei COP per i cicli con isoentalpica e isentropica e della variazione percentuale del COP in funzione della pressione al gas cooler; $T_{outGC} = 40\text{ °C}$

In questo caso si riscontra che:

- I COP raggiungibili arrivano a valori dell'ordine di 3.5;
- Con pressioni di lavoro al gas cooler maggiori di 100 bar, i miglioramenti del COP possibili con l'impiego di un espansore ideale sono compresi tra il 32% e il 23% circa;
- Il valore della pressione ottimale al gas cooler passerebbe da 102.5 bar per il ciclo con trasformazione isoentalpica a 94 bar per il ciclo con trasformazione isentropica. Quindi, anche con questa T_{outGC} , si

potrebbe lavorare con rapporti di compressione minori con una pompa di calore con espansore, con conseguenti benefici anche per il rendimento del compressore, qui ipotizzato costante;

- Lavorando a pressioni minori dell'ottimale, si ottiene una diminuzione del COP più contenuta per la pompa di calore dotata di espansore (andamento meno ripido).

Con T_{outGC} di 10 °C, condizione possibile nel caso di impiego della pompa di calore per produzione di acqua calda sanitaria con serbatoio di accumulo ad elevata stratificazione, si ottengono i risultati illustrati in figura 4. In questo caso si riscontra che:

- L'utilizzo dell'espansore consentirebbe incrementi di COP tra 11 e 13.5%, con trend decrescenti fino a 66.5 bar circa e poi crescenti;
- Il COP decresce con la pressione, ma in questo caso a determinare la pressione di lavoro al gas cooler è la capacità termica richiesta per unità di portata (pressioni di lavoro troppo basse causerebbero un'eccessiva riduzione della capacità termica della macchina);
- Rimane confermato che, con una pompa di calore a CO₂, in applicazioni di produzione di acqua calda sanitaria i COP ottenibili sono estremamente competitivi, anche utilizzando un organo di laminazione convenzionale.

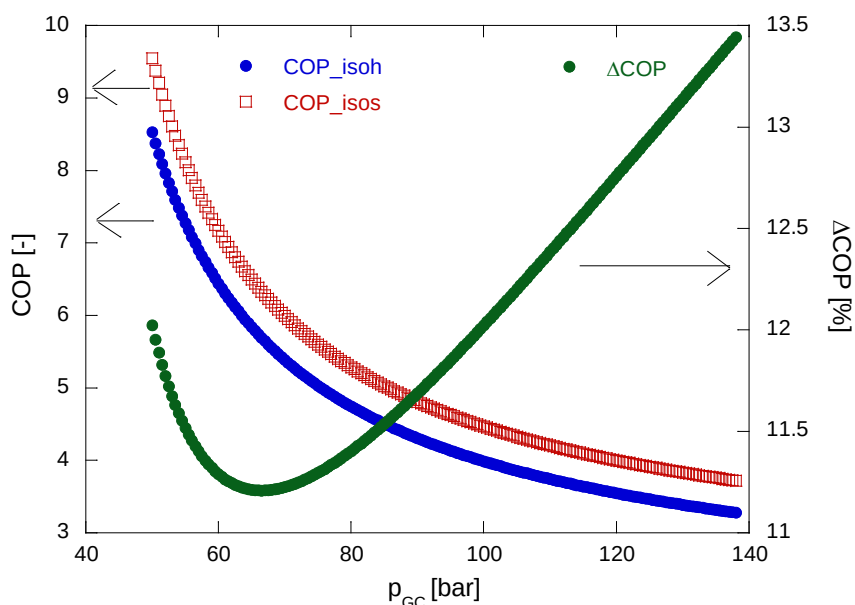


Figura 4. Andamento dei COP per i cicli con isoentalpica e isentropica e della variazione percentuale del COP in funzione della pressione al gas cooler; $T_{outGC} = 10$ °C

2 Parametri caratteristici dell'eiettore

Le applicazioni di espansori in macchine per la refrigerazione hanno lo svantaggio del costo e della scarsa affidabilità di questo componente, costituito da parti mobili. Al contrario l'eiettore è un componente piuttosto semplice dal punto di vista costruttivo e senza parti in movimento, in grado anch'esso di recuperare una parte del lavoro di espansione ottenibile dal flusso proveniente dal gas-cooler di una pompa di calore a CO₂. Uno schema dettagliato riportante la geometria dell'eiettore è riportato in figura 5. Si distinguono il motive-nozzle, di forma convergente-divergente, da cui passa il fluido ad alta pressione, le sezioni di aspirazione del fluido secondario, la sezione di mescolamento dei due fluidi e il diffusore. Con riferimento alla figura 6, il principio di funzionamento dell'eiettore a due fasi utilizzato per questa campagna sperimentale può essere sintetizzato nelle fasi seguenti:

- Ingresso del fluido proveniente dal gas-cooler nel motive nozzle, nel quale avviene la conversione dell'energia interna e di pressione del fluido in energia cinetica: esso raggiunge le condizioni soniche nella sezione di gola (5) e, nel tratto divergente (4), incrementa ulteriormente la sua energia cinetica

giungendo ad una pressione inferiore a quella di evaporazione. Complessivamente tale trasformazione può essere schematizzata come isentropica;

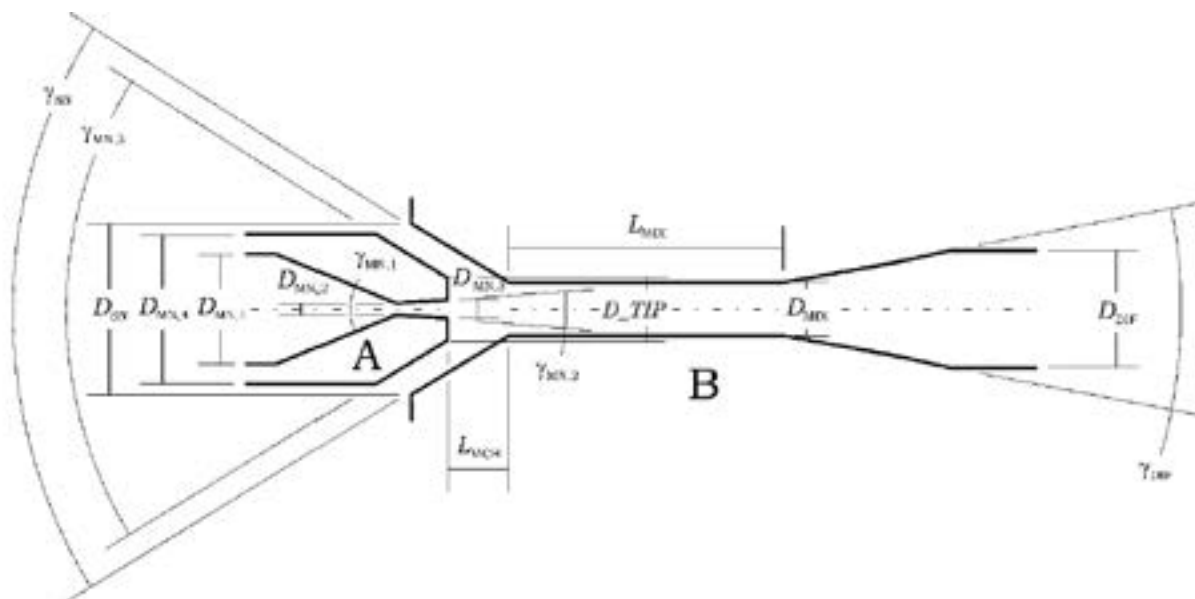


Figura 5. Rappresentazione di dettaglio di un tipico eiettore a due fasi [2]

- b) Aspirazione del fluido secondario in virtù della differenza di pressione tra l'uscita evaporatore (10) e la sezione di uscita del divergente (4);
- c) Mescolamento dei due fluidi nel tratto a sezione costante (6);
- d) Recupero di pressione con riduzione di energia cinetica nel diffusore dell'eiettore (7), secondo una trasformazione isentropica della portata delle due fasi.

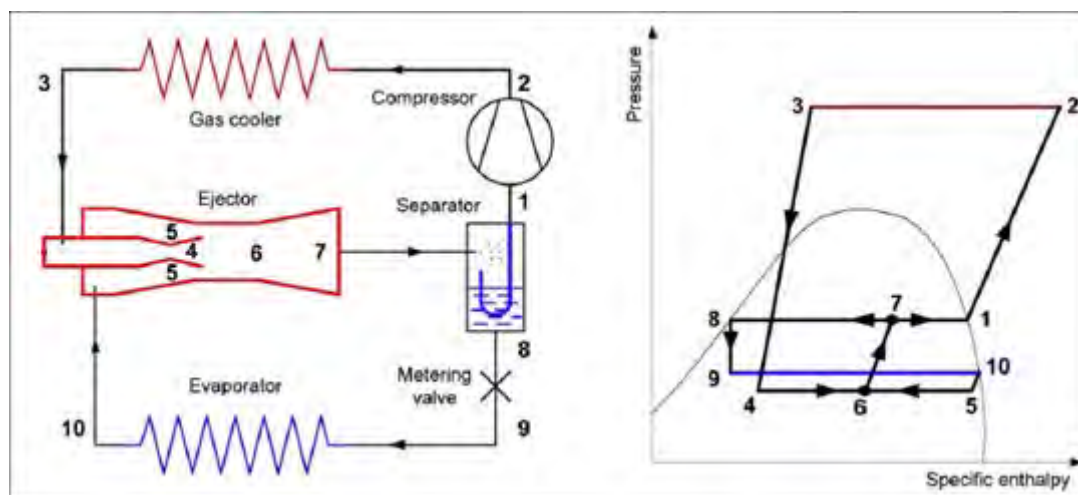


Figura 6. Rappresentazione di dettaglio di un tipico eiettore a due fasi

Facendo ancora riferimento alla figura 6, si indicano le principali grandezze che caratterizzano il funzionamento di un eiettore:

- Pressure lift p_{lift} dato dal rapporto tra la pressione in uscita dall'eiettore (p_7) e la pressione in ingresso del fluido secondario (p_{10}):

$$p_{lift} = \frac{p_7}{p_{10}} \quad (1)$$

- Rapporto di trascinamento di massa μ è dato dal rapporto tra la portata di fluido al secondario ($\dot{m}_{10}$) e la portata di fluido al primario ($\dot{m}_3$) e misura la capacità dell'eiettore di aspirare il flusso dall'evaporatore:

$$\mu = \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_3} \quad (2)$$

Queste due grandezze consentono di quantificare l'entità dei due effetti del lavoro recuperato dal flusso primario dell'eiettore: il recupero di pressione del fluido secondario e la portata di fluido secondario aspirato. Entrambi gli effetti s'influenzano a vicenda per cui all'aumentare della portata trascinata si riduce il recupero di pressione e viceversa. In effetti, il funzionamento dell'eiettore può muoversi tra due estremi:

- a. Realizzare un elevato recupero di pressione di una piccola quantità di flusso secondario;
- b. Aspirare una grande quantità di flusso secondario con un piccolo incremento di pressione.

Per una determinata configurazione dell'eiettore, il rapporto μ è funzione della portata di fluido primario e secondario, e della pressione all'uscita dell'eiettore. Questo porta a difficoltà nel controllo delle condizioni operative in un sistema reale. Per svincolare il legame tra il rapporto di trascinamento e il titolo della miscela a valle dell'eiettore è stata proposta la soluzione impiantistica riportata in figura 6.

La trasformazione termodinamica che avviene nell'eiettore può essere schematizzata come isentropica, ma è necessario valutare gli effetti delle irreversibilità sulla trasformazione, dovuti agli attriti e a fenomeni dissipativi legati alla formazione di onde d'urto all'interno dell'eiettore. Si definiscono per questo i seguenti rendimenti (con riferimento alla numerazione di figura 6):

- Rendimento del motive nozzle:

$$\eta_{MN} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (3)$$

- Rendimento del suction nozzle, con lo stato termodinamico del punto 5, ipotizzato uguale a quello del punto 4:

$$\eta_{SN} = \frac{h_{10} - h_5}{h_{10} - h_{5s}} \quad (4)$$

- Rendimento del diffusore:

$$\eta_{diff} = \frac{h_{7s} - h_6}{\frac{1}{2}u_6^2} \quad (5)$$

Alcuni di questi parametri non sono ottenibili a livello sperimentale, a meno di non predisporre prese di pressione e sonde di temperatura direttamente all'interno dell'eiettore stesso. Tra l'altro, queste sonde consentirebbero la misura della pressione statica, ma resterebbe comunque difficile determinare i valori di entalpia specifica a causa di possibili effetti di non-equilibrio termico nella zona di misura [3].

Per quanto riguarda le prestazioni dell'eiettore nel suo complesso, si definisce efficienza dell'eiettore η_{ej} il rapporto tra il lavoro recuperato dall'eiettore e il massimo lavoro recuperabile [3,4]:

$$\eta_{ej} = \frac{\dot{W}_{rec}}{\dot{W}_{rec,max}} \quad (6)$$

Le trasformazioni che avvengono all'interno dell'eiettore possono essere ricondotte a due differenti processi che riguardano l'espansione del flusso primario e la compressione del flusso secondario fino alla pressione di uscita dall'eiettore.

In letteratura sono presenti diverse formulazione per il calcolo dell'efficienza dell'eiettore. La formulazione proposta da Elbel [3] ha il vantaggio di non richiedere la conoscenza delle pressioni interne all'eiettore, sfruttando unicamente variabili provenienti da misurazioni sperimentali esterne all'eiettore stesso.

Con riferimento al piano p-h di figura 7, è possibile individuare la localizzazione dei punti relativi allo stato del refrigerante impiegati per il calcolo dell'efficienza dell'eiettore.

Il denominatore della (6) può essere espresso nel seguente modo:

$$\dot{W}_{rec,max} = \dot{m}_{pf} \int_B^A T_{diff,out} dS \quad (7)$$

Essendo:

$$TdS = dh - vdP \quad (8)$$

e poiché A e B sono alla stessa pressione, con la (8) è possibile semplificare la (7) e ottenere la seguente espressione:

$$\dot{W}_{rec,max} = \dot{m}_{pf}(h_A - h_B) \quad (9)$$

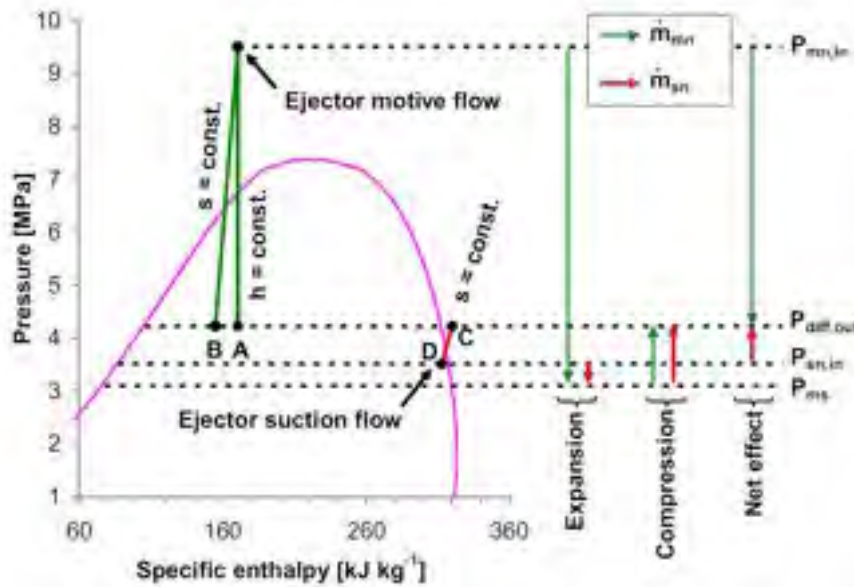


Figura 7. Espansione del flusso primario e compressione del flusso secondario all'interno di un eiettore bifase ad R744 [3]

Il lavoro recuperato attraverso la trasformazione isentropica D-C, che costituisce il numeratore della (6) può essere espresso con la (10). La risoluzione rigorosa dell'integrale richiederebbe la conoscenza della dipendenza del volume specifico dalla pressione durante la compressione D-C. Assumendo invece la compressione come isentropica ed adiabatica ($dS=0$), è possibile sfruttare la semplificazione offerta dalla (8), che porta alla (11).

$$\dot{W}_{rec} = \dot{m}_{sf} \int_D^C v(P) dP \quad (10)$$

$$\dot{W}_{rec} = \dot{m}_{sf}(h_C - h_D) \quad (11)$$

Combinando la (6), (9) e (11) si ottiene l'espressione seguente per il rendimento dell'eiettore, che comprende tutte grandezze misurabili all'esterno dell'eiettore stesso:

$$\eta_{ej} = \mu \cdot \frac{h_C - h_D}{h_A - h_B} \quad (12)$$

Due fenomeni principali possono influire sulle prestazioni dell'eiettore [2]:

- choking del flusso secondario dell'eiettore dovuto alle caratteristiche geometriche e alle condizioni operative off-design. In tal caso, il flusso di massa aspirato sarà costante e indipendente dalle variazioni delle condizioni operative.
- condizione di stallo o contro-pressione critica: quando la pressione di uscita raggiunge e supera un valore critico, il flusso primario viene utilizzato principalmente per il recupero di pressione e non può aspirare il flusso di massa desiderato. In questo caso, la portata in massa aspirata, e quindi il rapporto di trascinamento, è zero ([5], [6]). L'eiettore in queste condizioni, lavora come una valvola di laminazione.

Per quanto riguarda le performance reali degli eiettori, la letteratura disponibile contiene molti più studi numerici di simulazione che investigazioni sperimentali. Kornhauser [7] ha calcolato un miglioramento del COP del 21% per un ciclo con eiettore bifase ed R12 come refrigerante. Studi numerici successivi hanno evidenziato come, con elevate portate in massa, l'incremento di pressione causato dall'eiettore decresce.

Riguardo agli studi afferenti l'impiego di un eiettore in macchine a CO₂, riepilogati da Minetto et al. [8], i lavori teorici di Li e Groll [9] stimano un miglioramento del 16% del ciclo con eiettore rispetto ad un ciclo base per applicazioni di condizionamento; Deng et al. [10] stimano un miglioramento del COP del 18.6% rispetto ad un ciclo con scambiatore di calore interno.

Gli studi sperimentali più significativi sono stati realizzati intorno al 2010. Nel 2008 Elber e Hrnjak [11] hanno studiato sperimentalmente un ciclo con eiettore a sezione principale variabile, mostrando la capacità del sistema di regolare correttamente la pressione al gas-cooler; Nakagawa et al. [12] e Lee et al. [13] hanno recentemente confrontato un ciclo con eiettore con un sistema convenzionale mostrando un incremento del COP del 26% e del 15% rispettivamente; Banasiak et al [14] hanno condotto un'analisi numerica e sperimentale su una pompa di calore di piccola capacità e diverse configurazioni per l'eiettore, trovando un incremento massimo del COP dell'8% rispetto ad un sistema con una valvola di espansione convenzionale; Girotto [15] ha mostrato che il COP di sistemi di refrigerazione commerciali equipaggiati con un singolo eiettore possono essere incrementati anche del 20% a temperature ambiente elevate.

Un importante punto da valutare, non ancora completamente chiarito dalle attività sperimentali che hanno preceduto quest'attività di ricerca, riguarda la capacità dell'eiettore di controllare e mantenere la pressione al gas-cooler ad un valore ottimale al variare delle condizioni operative (temperatura ambiente e temperatura d'ingresso e d'uscita dell'acqua da riscaldare). Secondo Banasiak et al. [16], un eiettore a geometria costante presenta lo svantaggio di non poter controllare con precisione la pressione al gas-cooler e simultaneamente recuperare lavoro di espansione. E' noto inoltre che è possibile utilizzare sistemi automatici per modificare la sezione d'ingresso del motive nozzle, ma non è altrettanto facilmente possibile regolare le geometrie della zona di miscelamento e del diffusore, come sarebbe necessario per mantenere un'efficienza elevata in un ampio range operativo. Per questi motivi la soluzione che appare economicamente e operativamente più efficiente per l'ottimizzazione del funzionamento del sistema, è l'impiego di una serie di eiettori di geometria differente assemblati in parallelo. Con questo sistema è possibile ampliare le condizioni di impiego ottimale del sistema e renderlo quindi adatto ad applicazioni caratterizzate da condizioni operative e termodinamiche (es. diverse pressioni di evaporazione, di uscita gas-cooler, ecc.) molto variabili, come quelle di tipiche della climatizzazione.

Alla luce di quanto sopra e in accordo con le considerazioni di Cavallini e Zilio [17] riguardo la necessità di validare sperimentalmente le prestazioni di sistemi operanti con eiettori come organi di laminazione, ENEA in collaborazione con UNINA, ha realizzato una campagna sperimentale di caratterizzazione di un gruppo multi-eiettore su una pompa di calore a CO₂ aria-acqua al fine di valutare la capacità di garantire

performance (COP e capacità termica) elevate al variare delle condizioni al contorno e individuare le possibili criticità del sistema.

Il gruppo multi-eiettore testato è costituito da una serie di 4 eiettori assemblati in parallelo, con geometria ottimizzata per diverse condizioni operative. L'apertura di ogni eiettore è controllata da una valvola di intercettazione posta a monte del motive-nozzle, mentre una valvola di non ritorno è collocata a monte del suction-nozzle per evitare trafilamenti. L'obiettivo finale è la massimizzazione del COP controllando il numero degli eiettori attivi e mantenendo la pressione al gas-cooler al valore ottimale.

3 Descrizione dell'attività sperimentale e caratterizzazione del sistema multieiettore

3.1 Modifiche sul prototipo e nuova apparecchiatura di misura

Il prototipo impiegato per l'attività sperimentale è stato descritto in [18]. Rispetto a quel prototipo sono state realizzate delle modifiche, riguardanti principalmente la logica di controllo di tutti i componenti e parametri gestiti automaticamente dal controllore della pompa di calore (gruppo multi-eiettore, valvola di laminazione secondaria, valvola di recupero dell'olio dal separatore di liquido, valvola di by-pass dello scambiatore interno, inverter del compressore, velocità dei fan). L'obiettivo di queste modifiche è stato quello di ottenere condizioni di lavoro più stabili e una migliore adattabilità del sistema ad un più ampio range di condizioni di esercizio.

Dal punto di vista costruttivo, sempre nell'ottica di adattare il sistema ad un più ampio range di condizioni operative, è stato realizzato un by-pass dello scambiatore sottoraffreddatore in modo da gestirne opportunamente il funzionamento al variare delle condizioni operative (in particolare la temperatura ambiente).

La facility di prova "Calorimetro ENEA" utilizzata per la sperimentazione oggetto di questo lavoro e la metodologia di esecuzione dei singoli test è stata ampiamente descritta in [18,19]. La strumentazione utilizzata per la misura delle grandezze necessarie al calcolo dei parametri prestazionali si è arricchita di due apparecchiature.

Per quanto riguarda la misura della potenza elettrica assorbita dalla macchina, durante la campagna sperimentale, è stato installato un nuovo misuratore, tipo Aplus della Camille Bauer (fig. 8). Le principali caratteristiche tecniche sono riportate in tabella 1.



Figura 8. Display del misuratore di potenza Camille Bauer – Aplus installato sulla consolle del "Calorimetro ENEA"

Tabella 1. Dati tecnici nuovo misuratore di potenza elettrica Aplus installato sul "Calorimetro ENEA"

Inputs	
Nominal current:	adjustable 1...5 A
Maximum:	7.5 A (sinusoidal)
Consumption:	$\leq I^2 \times 0.01 \Omega$ per phase
Overload capacity:	10 A continuous 100 A, 10 x 1 s, interval 100 s
Nominal voltage:	57.7...400 V _{LN} , 100...693 V _{LL}
Maximum:	480 V _{LN} , 832 V _{LL} (sinusoidal)
Consumption:	$\leq U^2 / 3 M\Omega$ per phase
Impedance:	3 M Ω per phase
Overload capacity:	480 V _{LN} , 832 V _{LL} continuous 600 V _{LN} , 1040 V _{LL} , 10 x 10 s, interval 10s 800 V _{LN} , 1386 V _{LL} , 10 x 1 s, interval 10s
Systems:	Single phase Split phase (2-phase system) 3-wire, balanced load 3-wire, unbalanced load 3-wire, unbalanced load, Aron connection 4-wire, balanced load 4-wire, unbalanced load 4-wire, unbalanced load, Open-Y
Nominal frequency:	45... 50 / 60 ...65Hz
Measurement TRMS:	Up to the 63rd harmonic
Measurement uncertainty	
<i>Reference conditions:</i>	<i>Ambient 15...30°C,</i>
<i>(acc. IEC/EN 60688)</i>	<i>sinusoidal input signals (form factor 1.1107)</i>
	<i>Measurement over 8 cycles, no fixed system frequency for sampling,</i>
	<i>PF=1, frequency 50...60Hz</i>
Voltage, current:	$\pm (0.08\% MV + 0.02\% MB)$ ^{1) 2)}
Power:	$\pm (0.16\% MV + 0.04\% MB)$ ^{3) 2)}
Power factor:	$\pm 0.1^\circ$ ⁴⁾
Frequency:	± 0.01 Hz
Imbalance U, I:	$\pm 0.5\%$
Harmonics:	$\pm 0.5\%$
THD Voltage:	$\pm 0.5\%$
TDD Current:	$\pm 0.5\%$
Active energy:	Class 0.5S, EN 62053-22
Reactive energy:	Class 2, EN 62053-23
<i>Measurement with fixed system frequency:</i>	
General	$\pm$ Basic uncertainty x (F _{konfig} -F _{ist}) [Hz] x 10
Imbalance U	$\pm 1.5\%$ up to ± 0.5 Hz
Harmonics	$\pm 1.5\%$ up to ± 0.5 Hz
THD, TDD	$\pm 2.0\%$ up to ± 0.5 Hz
¹⁾ MV: Measured value, MR: measurement range (maximum)	
²⁾ Additional uncertainty of 0.1% MV if neutral wire not connected (3-wire connections)	
³⁾ MR: maximum voltage x maximum current	
⁴⁾ Additional uncertainty of 0.1° if neutral wire not connected (3-wire connections)	

L'installazione di questo nuovo strumento di misura si è resa necessaria per avere la possibilità di misurare separatamente gli assorbimenti del compressore (carico bilanciato, sistema trifase), dell'inverter e degli ausiliari (carico squilibrato, sistema trifase con neutro). Nella prima parte della campagna sperimentale che si descriverà nel seguito, non è stato utilizzato il misuratore appena descritto e la presenza dell'inverter del compressore ha causato dei disturbi sulle misure elettriche eseguite con il misuratore installato in quella fase.

Per questo, nel seguito, per uniformare i dati presentati, si riporterà il valore della potenza elettrica assorbita dal compressore, calcolata avvalendosi della correlazione seguente, dove $\rho_{in\ cp}$ è la densità della CO₂ in ingresso compressore, V_s è il volume spazzato, $h_{out\ cp_is}$ l'entalpia uscita compressore calcolata con legge isentropica:

$$W_{cp} = \frac{\rho_{in\ cp} \cdot \dot{V}_s \cdot \eta_v \cdot (h_{out\ cp_is} - h_{in\ cp})}{\eta_g} \quad (13)$$

I rendimenti volumetrici η_v e globali del compressore η_g sono valutati con le correlazioni seguenti, fornite dal costruttore del compressore, in funzione del rapporto di compressione β :

$$\eta_v = -0.064 \cdot \beta + 0.979 \quad (14)$$

$$\eta_g = -0.017 \cdot \beta^2 + 0.107 \cdot \beta + 0.517 \quad (15)$$

I dati ottenuti con il nuovo misuratore di potenza elettrica saranno invece divulgati in una successiva fase dell'attività di ricerca, quando, con la prosecuzione dei test, si disporrà di un maggior numero di dati sperimentali ottenuti dopo l'installazione di questo dispositivo.

Per quanto riguarda la misura della portata in massa di CO₂ elaborata dal compressore ($\dot{m}_{pf}$), nella prima fase dell'attività di ricerca è stata calcolata attraverso un bilancio di energia al gas-cooler, conoscendo la potenza termica delle macchine Q_{GC} dalle misure lato acqua e le entalpie della CO₂ in ingresso ($h_{in\ GC}$) e in uscita ($h_{out\ GC}$) dallo scambiatore:

$$\dot{m}_{pf} = Q_{GC} / (h_{in\ GC} - h_{out\ GC}) \quad (16)$$

Per la valutazione della potenza termica scambiata all'evaporatore (Q_{EV}), si è utilizzato un bilancio di energia applicato su un volume di controllo comprendente tutta la macchina.

$$Q_{EV} = Q_{GC} - W_{cp} \quad (17)$$

Per la determinazione della portata di refrigerante al secondario, che attraversa l'evaporatore, si è utilizzata l'equazione (18), applicando il bilancio di energia ad un volume di controllo che racchiude l'evaporatore, la valvola di laminazione elettronica e lo scambiatore recuperatore:

$$\dot{m}_{sf} = Q_{EV} / (h_{in\ SR_h} - h_{in\ EJ_sf}) \quad (18)$$

dove:

- e) $h_{in\ SR_h}$ è l'entalpia del refrigerante in ingresso allo scambiatore sottoraffreddatore lato caldo; tale punto coincide con l'uscita dal separatore di liquido e quindi lo stato termodinamico della CO₂ è sempre corrispondente a quello di liquido saturo;
- f) $h_{in\ EJ_sf}$ è l'entalpia del refrigerante in ingresso al suction nozzle dell'eiettore valutata con Refprop da misure dirette di temperatura e pressione.

La valutazione dell'incertezza sul calcolo delle portate sul primario e sul secondario dell'eiettore è riportata in [19] e mostra valori compresi tra 0.1 e 0.9% per la portata al primario e tra 0.1 e 0.5% per la portata al secondario.

Il calcolo della portata effluente attraverso il secondario dell'eiettore si basa però sulla conoscenza della potenza elettrica assorbita dal compressore (eq. 17 e 18), per cui eventuali disturbi sulla misura elettrica (dovuti per esempio all'impiego dell'inverter per la gestione della frequenza operativa del compressore), inficerebbero tale valutazione.

Si è quindi provveduto all'installazione di due misuratori di portata e di densità ad effetto Coriolis tipo ELITE modello CMFS050P della EMERSON. La tabella 2 mostra i dati relativi all'accuratezza delle misure sui liquidi e sui gas.

Tabella 2. Dati tecnici nuovo misuratore di portata in massa ad effetto Coriolis EMERSON, serie "Elite"

Accuratezza e ripetibilità su liquidi e fanghi

Caratteristiche di riferimento	Standard	Opzionale
Accuratezza della portata in massa/volume ⁽¹⁾⁽²⁾	±0,10% della portata	±0,05% della portata
Ripetibilità della portata in massa/volume	±0,05% della portata	±0,025% della portata
Accuratezza della densità ⁽³⁾⁽⁴⁾	±0,0005 g/cm ³ (±0,5 kg/m ³)	±0,0002 g/cm ³ (±0,2 kg/m ³)
Ripetibilità della densità	±0,0002 g/cm ³ (±0,2 kg/m ³)	±0,0001 g/cm ³ (±0,1 kg/m ³)
Accuratezza della temperatura	±1 °C ±0,5% del valore letto	
Ripetibilità della temperatura	±0,2 °C	

(1) L'accuratezza dichiarata della portata include gli effetti combinati di ripetibilità, linearità e isteresi.

(2) Per applicazioni criogeniche, l'accuratezza del liquido è pari a ±0,35% della portata.

(3) L'opzione di accuratezza della densità standard per i modelli di sensore CMFS010, CMFS015 è pari a ±0,002 g/cm³ (±2 kg/m³), l'accuratezza opzionale è pari a ±0,001 g/cm³ (±1 kg/m³).

(4) L'opzione di accuratezza della densità standard per il modello di sensore CMFS017 è pari a ±0,002 g/cm³ (±2 kg/m³).

Accuratezza e ripetibilità su gas

Caratteristiche di riferimento	Modelli CMF	Modelli CMFS
Accuratezza della portata in massa	±0,35% della portata	±0,25% della portata
Ripetibilità della portata in massa	±0,20% della portata	
Accuratezza della temperatura	±1 °C ±0,5% del valore letto	
Ripetibilità della temperatura	±0,2 °C	

Il misuratore della portata elaborata dal primario è stato installato a valle dello scambiatore di calore interno (IHE), lato caldo, laddove lo stato termodinamico del refrigerante è monofase in quasi tutte le condizioni di funzionamento. Nei test eseguiti dopo l'installazione di tale misuratore, la differenza massima tra il valore misurato e quello calcolato con la (16) è stata di circa 1.9%.

Per quanto riguarda la collocazione del misuratore di portata sul secondario, sono stati predisposti due punti per l'installazione, uno a valle del lato caldo del sottoraffreddatore e l'altro in corrispondenza dell'ingresso secondario dell'eiettore (fig. 9). Inizialmente il misuratore è stato installato a valle del sottoraffreddatore, ma, nella maggior parte dei test eseguiti dopo il montaggio, si è riscontrato il mancato raggiungimento di uno stato monofase stabile in quel punto. Per questo nel seguito dell'attività si installerà il misuratore nel secondo punto di misura predisposto, laddove lo stato termodinamico risulta essere sempre surriscaldato. Nei dati di seguito presentati quindi, il valore della portata al secondario indicato è stato calcolato con la (18). Le figure 9 e 10 e 11 mostrano la macchina in test con i misuratori di portata e i trasmettitori installati.

In figura 12a è anche visibile il separatore di olio, utilizzato per l'attività sperimentale descritta in [20].

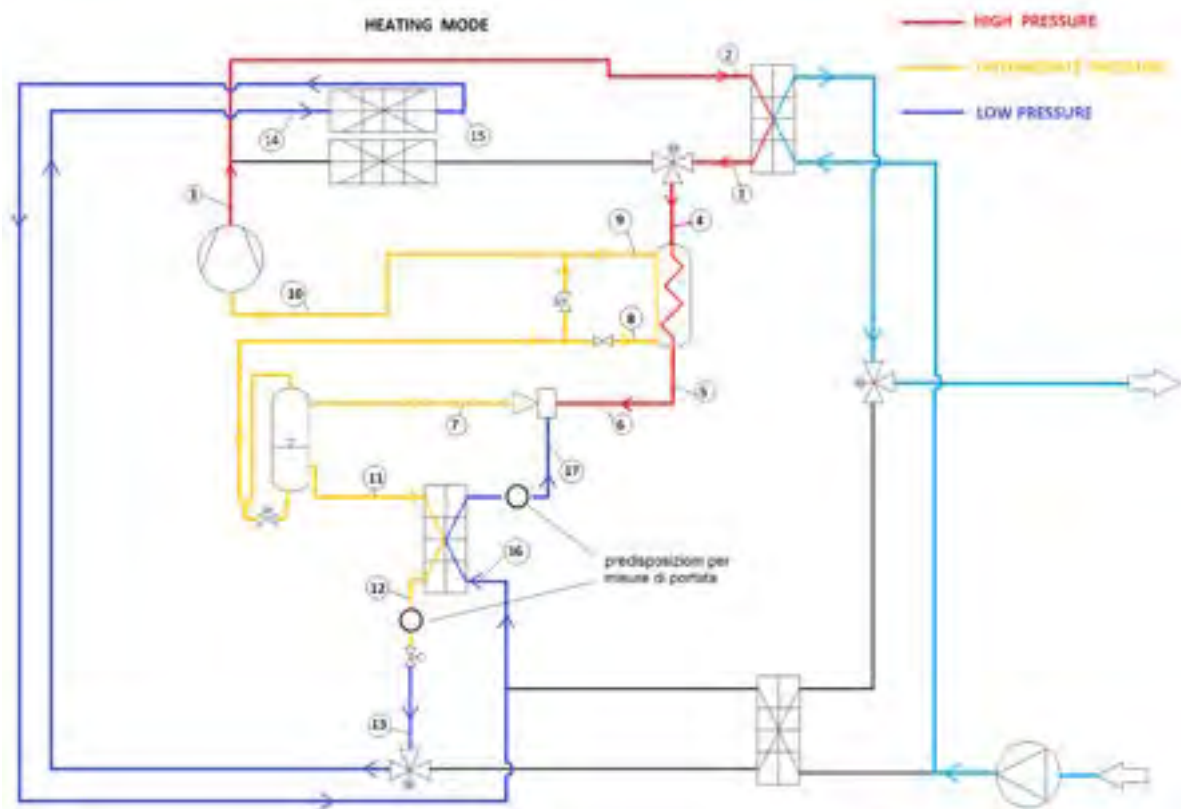


Figura 9. Schema circuitale prototipo con indicazione punti di misura per la portata aspirata dall'eiettore



Figura 10. Misuratore di portata installato a vallo dell'IHE, lato caldo



Figura 11. La PdC in test in camera climatica con misuratore di portata sul secondario (a destra)



a



b

Figura 12. Separatore d'olio (a sinistra) e trasmettitori installati in camera climatica (a destra)

3.2 La matrice di prova

La matrice di prova è stata definita da ENEA ed UNINA nell'ottica della caratterizzazione dei singoli eiettori, in modo da ottenere informazioni utili alla realizzazione del modello realizzato da UNINA [19]. Sono stati realizzati inoltre numerosi test con il controllore attivo (e quindi con il funzionamento simultaneo di più eiettori) per la caratterizzazione sperimentale della pompa di calore in un ampio spettro di condizioni di esercizio. Complessivamente sono stati eseguiti 119 test. Nove di questi presentano però condizione

termodinamica bifase in ingresso eiettore secondario, per cui ad esse non è possibile applicare la (18). In Tabella 3 si riportano allora le condizioni al contorno alla macchina, la configurazione del sistema multi eiettore e i più significativi parametri prestazionali dei 110 test ritenuti validi. La temperatura d'ingresso dell'acqua al gas cooler è stata fatta variare nell'intervallo 10÷50°C mentre la temperatura dell'acqua di uscita dal gas cooler nell'intervallo 20÷80°C. La temperatura ambiente ha assunto valori nel range -15÷30°C. Per la frequenza sono stati scelti tre valori: 40, 50 e 60 Hz.

Tabella 3. Matrice di prova

N° prova	T _{w,in}	T _{w,out}	T _{amb}	f	eiettore	T _{ev}	Q _{GC}	W _{CP}	COP _{CP}	p _{lift}	μ	η _{ej}
[#]	[°C]	[°C]	[°C]	[Hz]	[#]	[°C]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]	[-]	[-]
1	31	36	2	40	ej1 + ej3	-13.34	21.44	7.35	2.92	1.15	0.48	0.23
2	29	36	12	40	ej1 + ej3	-4.21	28.91	7.43	3.89	1.06	0.60	0.18
3	40	46	7	40	ej1 + ej3	-6.44	25.48	9.13	2.79	1.17	0.47	0.24
4	42	46	-7	40	ej1 + ej3	-19.52	15.90	8.19	1.94	1.31	0.26	0.15
5	39	46	12	40	ej1 + ej3	-2.53	29.07	9.52	3.05	1.14	0.52	0.25
6	47	55	7	40	ej2 + ej3	-4.17	21.70	9.73	2.23	1.22	0.32	0.16
7	46	55	12	40	ej4	0.20	24.63	9.94	2.48	1.18	0.37	0.18
8	47	55	7	50	ej4	-6.59	27.21	12.00	2.27	1.23	0.32	0.16
9	20	61	7	50	ej1 + ej3	-6.83	34.27	9.89	3.46	1.06	0.57	0.15
10	40	60	7	50	ej1 + ej3	-7.28	32.16	11.65	2.76	1.15	0.48	0.22
11	20	60	7	60	ej1 + ej3	-8.75	37.60	11.54	3.26	1.04	0.54	0.09
12	20	60	-2	60	ej1 + ej3	-12.01	32.44	11.02	2.95	1.07	0.49	0.14
13	40	60	-2	60	ej1 + ej3	-15.86	27.75	12.32	2.25	1.21	0.35	0.18
14	40	60	7	40	ej1 + ej3	1.70	27.65	9.57	2.89	1.07	0.48	0.12
15	40	60	7	60	ej4	-0.41	40.91	14.35	2.85	1.12	0.46	0.17
16	39	60	7	40	ej1 + ej3	-0.78	26.60	9.37	2.84	1.1	0.47	0.16
17	50	60	7	60	ej1 + ej3 + ej4	1.37	30.18	14.63	2.06	1.18	0.22	0.09
18	50	60	-3	60	ej1 + ej4	-9.16	27.14	14.10	1.92	1.26	0.23	0.12
19	30	38	7	60	ej1 + ej3	-9.08	36.40	11.00	3.31	1.04	0.52	0.10
20	21	60	7	50	ej1 + ej3	-4.54	34.03	9.96	3.42	1.04	0.55	0.10
21	20	59	7	50	ej3	-7.71	31.75	9.57	3.32	1.03	0.53	0.07
22	20	46	7	50	ej1 + ej2	-21.29	20.57	7.52	2.74	1.02	0.48	0.03
23	40	60	7	50	ej1 + ej3	-2.73	31.77	11.58	2.74	1.07	0.46	0.11
24	40	60	7	50	ej3	-5.56	29.63	11.19	2.65	1.04	0.45	0.06
25	40	59	7	50	ej1 + ej2	-12.43	24.55	10.33	2.38	1.02	0.42	0.03
26	40	60	7	50	ej1 + ej2	-5.44	29.59	11.17	2.65	1.04	0.46	0.06
27	40	61	7	50	ej1 + ej3	-2.84	31.77	11.49	2.76	1.07	0.47	0.11
28	40	60	7	50	ej2 + ej3	-1.31	31.64	11.48	2.76	1.09	0.46	0.13
29	40	60	7	50	ej1 + ej2 + ej3	-1.38	31.59	11.47	2.75	1.13	0.44	0.17
30	40	60	7	50	ej4	-1.41	30.84	11.36	2.72	1.13	0.42	0.16
31	40	60	7	50	ej1 + ej4	-1.35	30.39	11.29	2.69	1.15	0.40	0.17
32	40	60	7	50	ej2 + ej4	-1.18	28.85	11.10	2.60	1.15	0.36	0.15
33	40	60	7	50	ej1 + ej2 + ej4	-1.07	28.18	11.01	2.56	1.15	0.35	0.15
34	30	60	5	50	ej1 + ej3	-4.92	31.87	10.40	3.06	1.05	0.51	0.10
35	30	60	7	50	ej3	-6.95	30.68	10.23	3.00	1.03	0.50	0.06
36	30	60	20	50	ej3	-5.23	33.46	10.54	3.17	1.03	0.52	0.07
37	30	60	5	50	ej1 + ej3	-5.17	31.37	10.36	3.03	1.05	0.50	0.10
38	30	60	4	50	ej2 + ej3	-5.36	30.42	10.26	2.96	1.1	0.47	0.17
39	30	60	4	50	ej1 + ej2 + ej3	-5.44	30.69	10.29	2.98	1.14	0.46	0.22
40	30	60	4	50	ej4	-5.14	29.97	10.21	2.93	1.13	0.45	0.20
41	30	60	4	50	ej1 + ej4	-4.94	29.60	10.17	2.91	1.14	0.43	0.20
42	30	59	4	50	ej2 + ej4	-5.19	27.67	9.94	2.78	1.14	0.42	0.19
43	40	60	12	50	ej1 + ej3	-1.76	33.52	11.73	2.86	1.06	0.48	0.11
44	40	60	12	50	ej2 + ej3	1.24	35.06	11.89	2.95	1.08	0.48	0.13
45	40	60	12	50	ej1 + ej2 + ej3	2.56	35.67	11.94	2.99	1.1	0.48	0.16
46	40	60	12	50	ej4	2.94	35.02	11.86	2.95	1.1	0.47	0.15
47	40	59	12	50	ej2 + ej4	3.60	33.08	11.52	2.87	1.12	0.43	0.16
48	40	59	12	50	ej1 + ej2 + ej4	3.27	32.41	11.59	2.80	1.13	0.40	0.17
49	40	59	12	50	ej3 + ej4	3.61	30.64	11.38	2.69	1.13	0.37	0.15
50	40	59	12	50	ej1 + ej3 + ej4	3.69	29.77	11.13	2.67	1.13	0.35	0.14

N° prova	T _{w,in}	T _{w,out}	T _{amb}	f	eiettore	T _{ev}	Q _{GC}	W _{CP}	COP _{CP}	p _{lift}	μ	η _{ej}
51	40	59	12	50	ej1 + ej2 + ej3 + ej4	3.69	29.77	11.13	2.67	1.13	0.35	0.14
52	40	60	7	50	ej3	-6.24	28.43	11.01	2.58	1.04	0.44	0.06
53	40	60	7	50	ej3	-6.57	28.19	10.98	2.57	1.04	0.44	0.06
54	40	70	7	50	ej3	-5.66	28.97	11.33	2.56	1.04	0.45	0.06
55	41	81	7	50	ej4	-4.01	28.32	11.89	2.38	1.19	0.35	0.16
56	30	60	30	50	ej4	7.03	47.88	11.73	4.08	1.07	0.62	0.22
57	30	58	29	50	ej1 + ej2	-5.69	33.50	10.40	3.22	1.03	0.52	0.08
58	50	70	12	40	ej4	6.63	24.07	10.44	2.31	1.13	0.33	0.12
59	43	68	12	40	ej3	0.66	26.43	9.96	2.65	1.05	0.45	0.08
60	40	60	12	40	ej3	-0.68	26.23	9.32	2.81	1.04	0.47	0.08
61	14	60	12	60	ej4	-2.65	44.13	11.03	4.00	1.06	0.60	0.16
62	16	55	12	50	ej4	-0.98	38.54	9.51	4.05	1.06	0.62	0.19
63	16	45	12	60	ej3	-17.02	26.42	9.18	2.88	1.03	0.52	0.06
64	21	47	12	60	ej4	-4.19	42.49	11.05	3.85	1.06	0.59	0.17
65	21	41	12	60	ej3	-16.29	26.68	9.47	2.82	1.03	0.51	0.06
66	11	37	7	50	ej3	-13.87	25.35	7.40	3.42	1.02	0.59	0.07
67	10	41	7	60	ej3	-19.69	23.72	8.35	2.84	1.03	0.55	0.06
68	12	43	35	60	ej4	-5.60	41.59	10.05	4.14	1.05	0.57	0.18
69	13	43	35	50	ej4	-1.07	40.76	8.52	4.78	1.05	0.61	0.20
70	13	44	35	40	ej4	6.72	41.14	6.82	6.03	1.04	0.68	0.23
71	11	41	0	40	ej4	-7.93	22.80	6.13	3.72	1.09	0.63	0.29
72	11	42	0	60	ej4	-11.08	32.31	9.32	3.47	1.07	0.59	0.20
73	12	18	0	50	ej3	-19.31	19.46	6.21	3.13	1.02	0.60	0.06
74	13	19	0	60	ej3	-24.69	18.62	7.19	2.59	1.03	0.52	0.05
75	10	57	0	60	ej3	-21.67	23.23	8.64	2.69	1.05	0.55	0.09
76	13	29	5	60	ej4	-9.77	35.17	8.75	4.02	1.04	0.64	0.15
77	10	59	5	60	ej4	-7.27	38.28	10.83	3.53	1.08	0.55	0.20
78	11	54	5	40	ej4	-4.12	25.56	6.93	3.69	1.09	0.58	0.26
79	13	24	5	50	ej4	-7.28	31.44	6.81	4.62	1.04	0.69	0.17
80	20	60	12	50	ej3	-7.69	31.69	9.53	3.33	1.03	0.52	0.07
81	30	60	0	50	ej3	-9.77	26.76	9.74	2.75	1.05	0.46	0.08
82	30	60	-5	50	ej3	-13.13	23.82	9.38	2.54	1.08	0.42	0.10
83	40	60	0	50	ej3	-7.95	26.49	10.72	2.47	1.05	0.42	0.07
84	20	60	12	50	ej4	0.01	37.86	10.15	3.73	1.07	0.58	0.18
85	30	60	0	50	ej4	-8.62	26.61	9.80	2.72	1.15	0.41	0.19
86	30	60	-5	50	ej4	-13.24	22.62	9.30	2.43	1.19	0.34	0.17
87	40	60	0	50	ej4	-7.05	25.36	10.68	2.37	1.17	0.34	0.15
88	40	60	-7	50	ej3	-13.20	22.77	10.24	2.22	1.12	0.36	0.11
89	40	60	-7	50	ej4	-13.12	20.31	9.99	2.03	1.22	0.26	0.13
90	47	55	0	50	ej4	-5.82	24.98	11.58	2.16	1.2	0.30	0.14
91	31	61	-10	50	ej4	-16.61	19.84	8.96	2.22	1.22	0.28	0.15
92	40	60	-15	50	ej4	-19.11	15.27	9.05	1.69	1.28	0.15	0.08
93	31	61	-10	50	ej3	-16.73	21.17	9.04	2.34	1.12	0.38	0.12
94	29	59	-15	50	ej3	-20.92	18.69	8.46	2.21	1.16	0.36	0.14
95	41	61	-15	50	ej3	-20.03	18.68	9.59	1.95	1.23	0.28	0.14
96	47	55	7	50	ej4	0.45	28.99	12.24	2.37	1.14	0.35	0.13
97	47	55	0	50	ej4	-5.83	24.18	11.56	2.09	1.19	0.29	0.13
98	40	60	-15	50	ej4	-19.54	15.01	8.95	1.68	1.28	0.15	0.08
99	40	60	-7	50	ej3 + ej4	-11.29	14.87	8.97	1.66	1.2	0.12	0.07
100	20	60	12	50	ej3 + ej4	0.83	34.77	9.75	3.57	1.11	0.49	0.20
101	12	25	5	50	ej4	-7.58	30.81	6.80	4.53	1.04	0.69	0.17
102	30	60	12	40	ej3	-1.94	27.27	8.63	3.16	1.04	0.51	0.08
103	26	61	15	60	ej4	-0.83	44.57	12.80	3.48	1.07	0.56	0.17
104	29	55	35	60	ej3 + ej4	1.10	44.79	12.33	3.63	1.11	0.48	0.26
105	30	54	35	60	ej4	-3.62	41.38	12.32	3.36	1.11	0.49	0.24
106	35	50	30	50	ej3	-7.97	30.29	10.18	2.97	1.06	0.47	0.12
107	30	60	4	50	ej3 + ej4	-3.79	25.27	9.70	2.61	1.15	0.32	0.14
108	34	59	-8	40	ej1 + ej3	-12.65	18.12	7.87	2.30	1.18	0.33	0.16
109	32	41	27	50	ej4	1.59	40.22	10.03	4.01	1.06	0.60	0.20
110	33	42	28	40	ej3	-2.66	28.37	8.28	3.43	1.03	0.56	0.08

In figura 13 si riportano, sul piano temperatura assoluta-entropia specifica, tutte le prove effettuate in termini di condizioni del fluido in ingresso al motive nozzle.

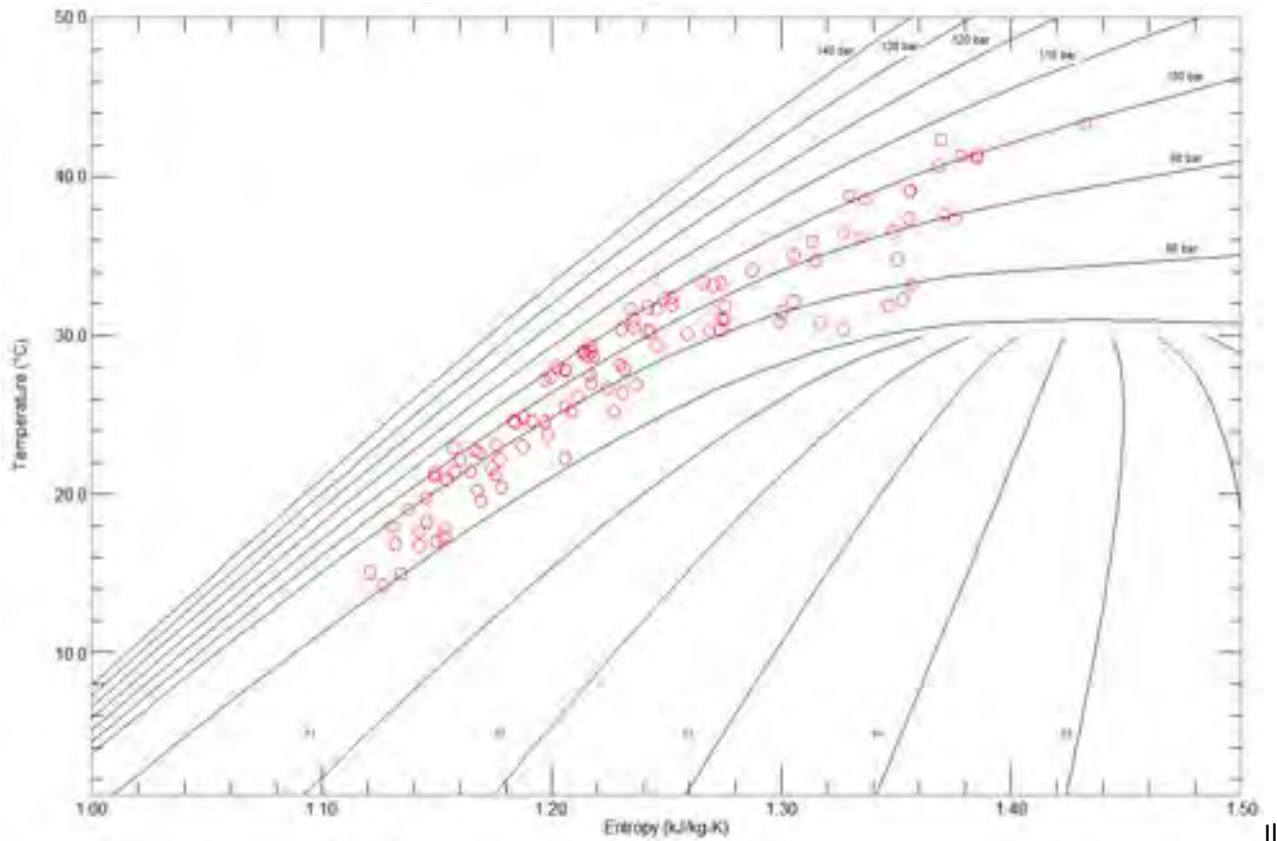


Figura 13. Diagramma T-S delle condizioni termodinamiche del fluido all'ingresso del motive nozzle per tutti i test eseguiti

COP_{cp} indicato in tabella è stato calcolato con il rapporto tra la potenza termica al gas-cooler Q_{GC} e la potenza elettrica assorbita dal solo compressore W_{cp} :

$$COP_{cp} = \frac{Q_{GC}}{W_{cp}} \quad (19)$$

In questa fase dell'attività sperimentale non è stato possibile eseguire test con i due eiettori di dimensioni minori in funzionamento singolo, a causa dell'eccessiva riduzione della pressione di evaporazione.

3.3 Caratterizzazione sperimentale dell'eiettore 3

I test sono stati eseguiti forzando il sistema di gestione automatica del gruppo multi-eiettore a lavorare con il solo eiettore 3 attivo. L'obiettivo è la valutazione delle prestazioni ottenibili con questo solo eiettore, valutate con le correlazioni (1),(2) e (12).

La figura 14 mostra i 27 test condotti con il solo eiettore 3 attivo, riportando i valori di pressione ed entalpia in ingresso motive nozzle e il valore della portata al primario in forma parametrica. Il numero accanto ai marker si riferisce all'ordine dei test di tabella 3. La portata elaborata dall'eiettore dipende dalle condizioni termodinamiche della CO_2 in ingresso al motive nozzle e dalla pressione che si instaura in uscita del diffusore. La portata al primario aumenta allontanandosi dalla curva limite inferiore e assume valori compresi tra 0.06 kg/s e 0.16 kg/s.

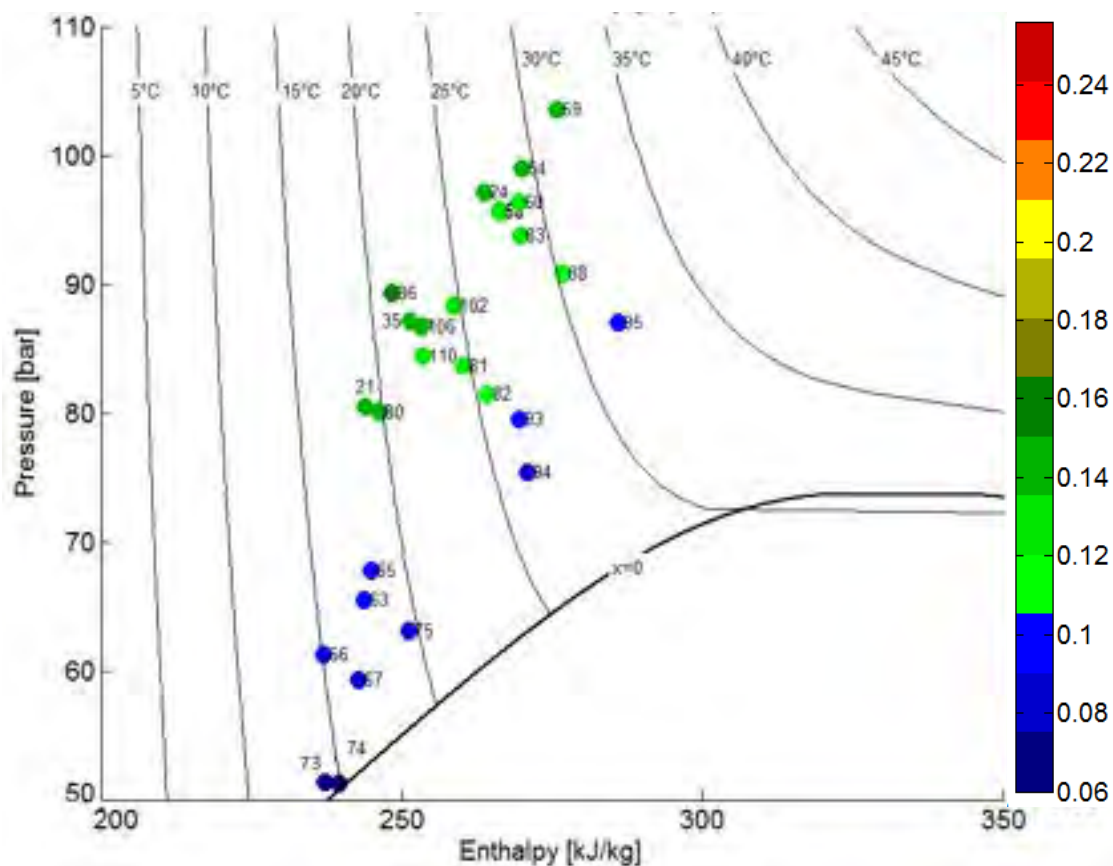


Figura 14. Diagramma p-h delle condizioni termodinamiche del fluido all'ingresso del motive nozzle per i test eseguiti con il solo eiettore 3 attivo

Le portate elaborate dal motive nozzle (m_{pf}) e dal suction nozzle (m_{sf}) possono essere correlate alla temperatura ambiente ($T_{ambiente}$) e alla temperatura dell'acqua in ingresso gas-cooler, come mostrato nelle figure seguenti.

La figura 15, che comprende tutti i test eseguiti con l'eiettore 3, mostra che m_{pf} aumenta con $T_{ambiente}$.

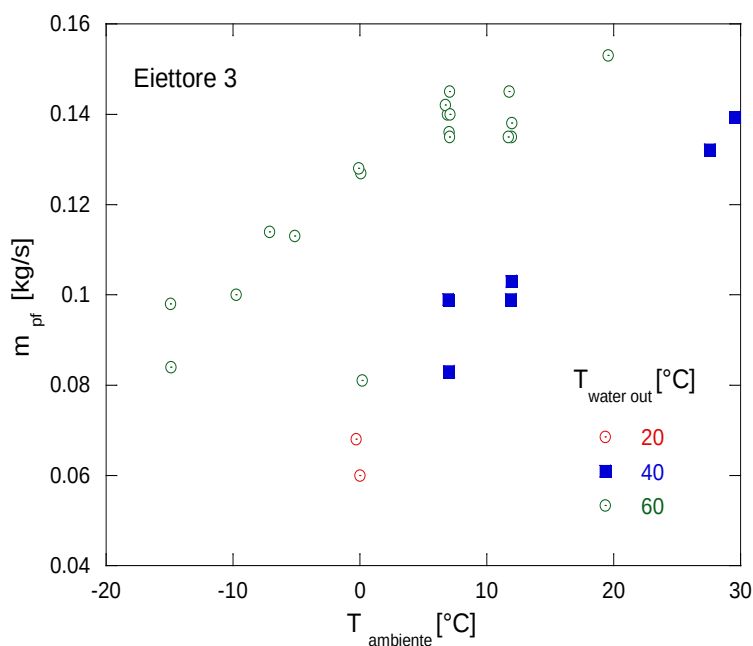


Figura 15. Portata al motive nozzle m_{pf} vs temperatura ambiente $T_{ambiente}$ parametro temperatura uscita gas-cooler

Considerando soltanto i test caratterizzati dalla stessa temperatura dell'acqua in uscita gas-cooler (60 °C) e dalla stessa frequenza di lavoro del compressore (50 Hz), per m_{pf} si ottiene l'andamento mostrato in figura 16: non si ravvisa una netta dipendenza dalla temperatura dell'acqua ingresso gas-cooler ($T_{water\ in}$). L'andamento è linearmente crescente fino a $T_{ambiente}$ dell'ordine di 5°C, mentre, per valori maggiori di $T_{ambiente}$, m_{pf} tende a stabilizzarsi.

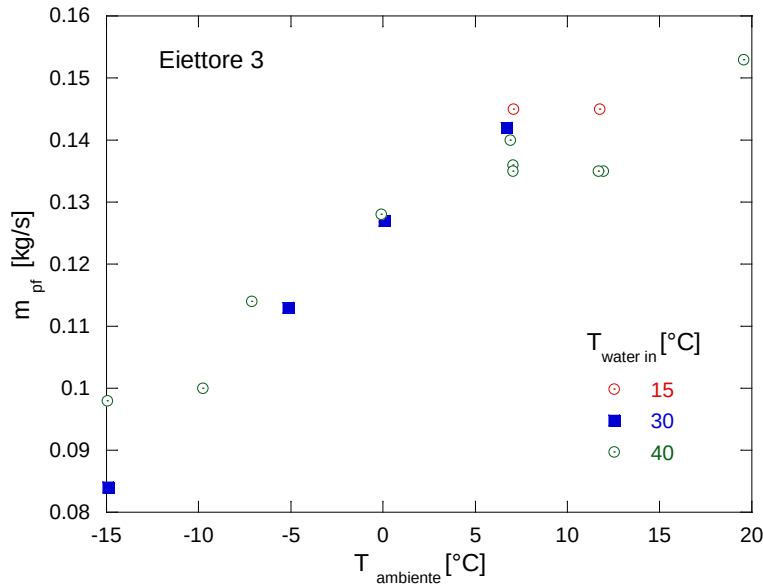


Figura 16. m_{pf} vs $T_{ambiente}$; parametro temperatura dell'acqua ingresso gas-cooler

La figura 17, che comprende tutti i test eseguiti con l'eiettore 3, mostra che, a parità di $T_{water\ out}$, anche l'andamento della portata al suction nozzle (m_{sf}) è crescente con $T_{ambiente}$. Considerando soltanto i test caratterizzati dalla stessa temperatura dell'acqua in uscita gas-cooler (60°C) e dalla stessa frequenza di lavoro del compressore (50Hz), per m_{sf} si ottiene l'andamento mostrato in figura 18. In questo caso, si evidenzia una moderata dipendenza di m_{sf} da $T_{water\ in}$. Inoltre, a differenza di m_{pf} , essa continua ad aumentare al crescere di $T_{ambiente}$.

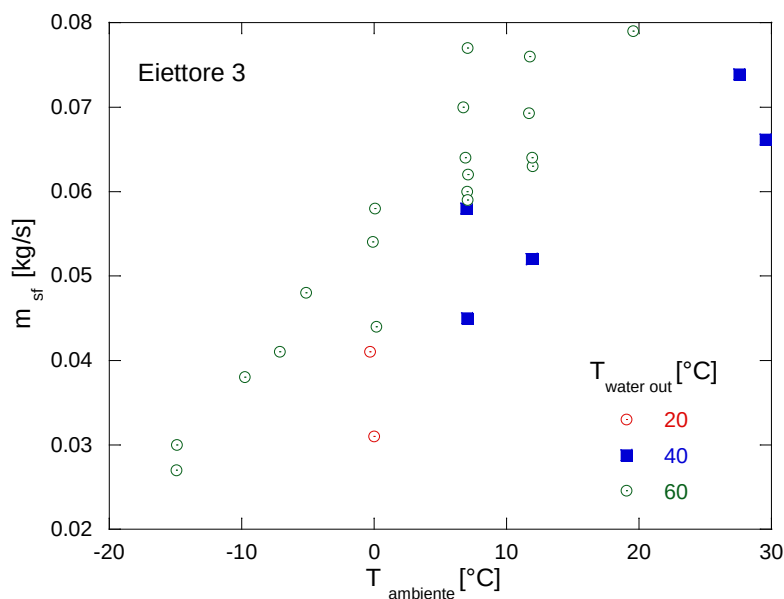


Figura 17. Portata al suction nozzle m_{sf} vs temperatura ambiente $T_{ambiente}$; parametro temperatura uscita gas-cooler

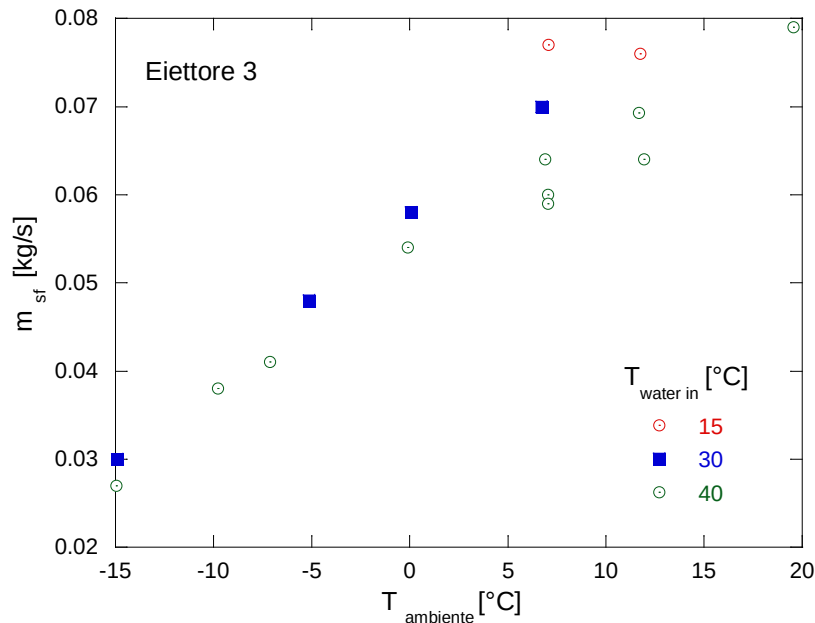


Figura 18. m_{sf} vs T_{ambiente} ; parametro temperatura dell'acqua ingresso gas-cooler

Utilizzando l'eiettore 3, per il rapporto di trascinamento di massa μ (eq. 2) sono stati misurati valori compresi tra 0.28 e 0.6. Per test caratterizzati dalla stessa frequenza di lavoro per il compressore (50 Hz) e la stessa $T_{\text{water out}}$ (60 °C), si registra un andamento crescente di μ con T_{ambiente} fino a circa 7 °C (fig. 19). L'individuazione del trend di μ con T_{ambiente} oltre i 7°C richiede l'esecuzione di altri test, ma considerando anche i test eseguiti alle altre frequenze di lavoro per il compressore, sembrerebbe confermata una tendenza alla stabilizzazione di questa grandezza, come già indicato per m_{sf} .

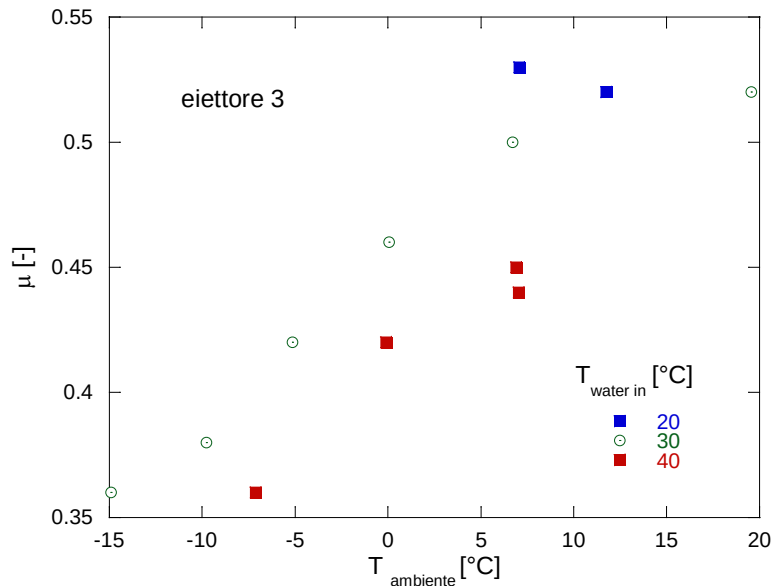


Figura 19. Rapporto di trascinamento di massa μ in funzione della temperatura ambiente; parametro temperatura acqua in ingresso PdC

Anche il pressure lift, dato dal rapporto tra la pressione in uscita dall'eiettore e la pressione in ingresso del fluido secondario (eq.1), è correlato alle condizioni operative della macchina. Considerando i test effettuati alla stessa $T_{\text{water out}}$ (60°C), si riscontra l'andamento riportato in fig. 20. In queste condizioni operative, la

capacità di incrementare la pressione del fluido avviato al compressore si riduce drasticamente con la temperatura ambiente fino ad arrivare a valori prossimi all'unità per T_{ambiente} superiori a 7 °C.

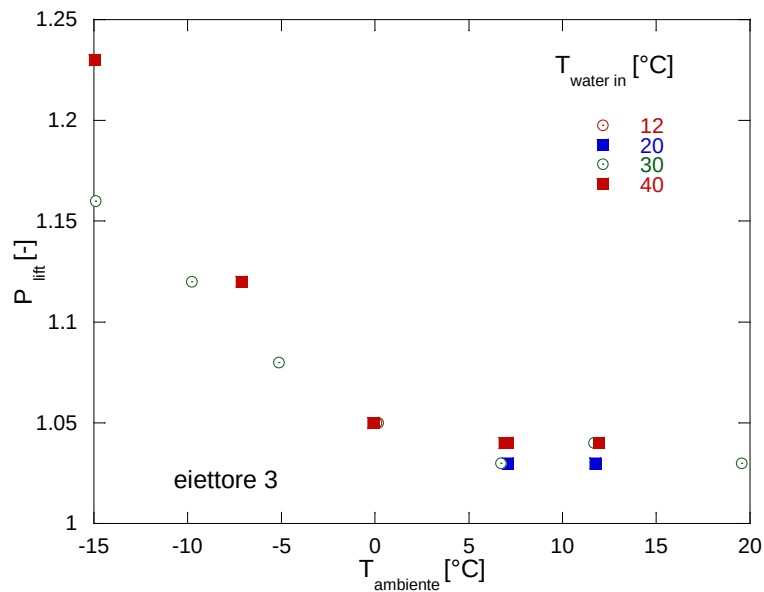


Figura 20. Pressure lift in funzione della temperatura ambiente; parametro temperatura acqua in ingresso PdC

In termini di pressioni, la figura 21 mostra che, nelle condizioni operative indicate, l'eiettore 3 non garantisce un recupero di pressione apprezzabile se p_{inEJsf} (sostanzialmente corrispondente alla pressione di evaporazione) è uguale o maggiore a circa 27 bar.

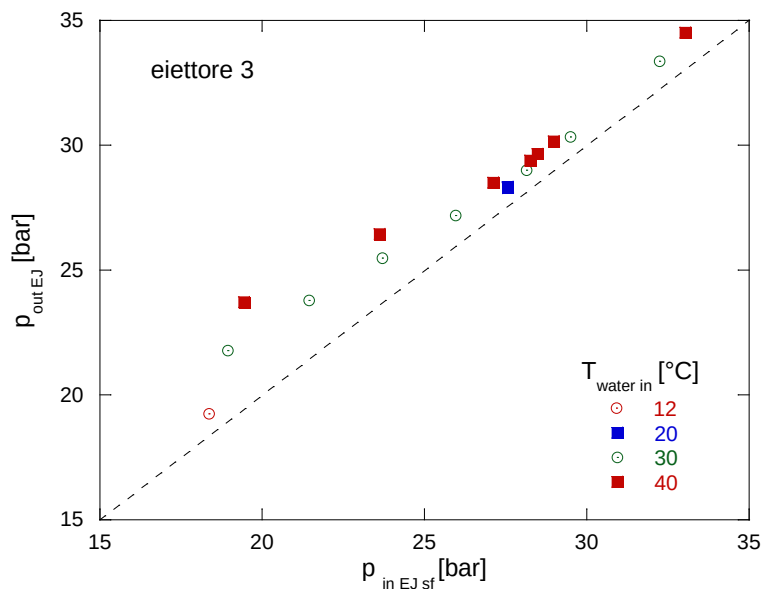
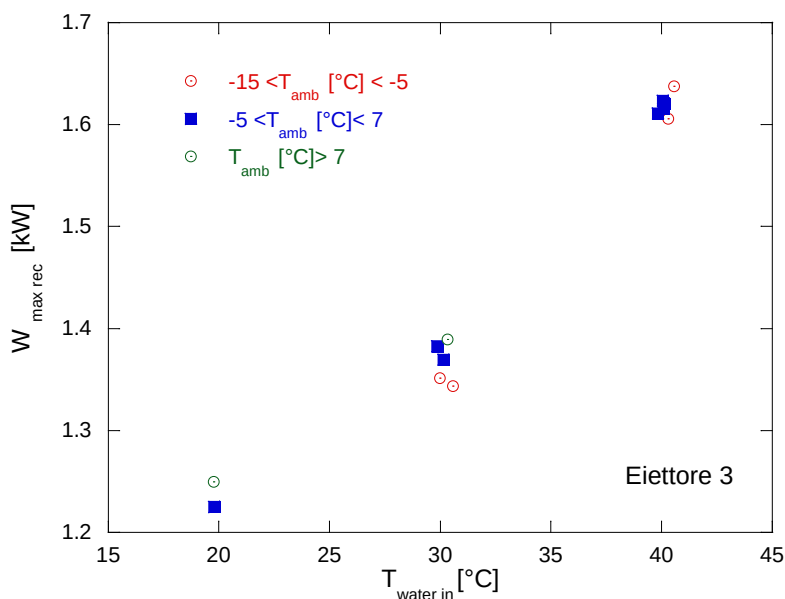


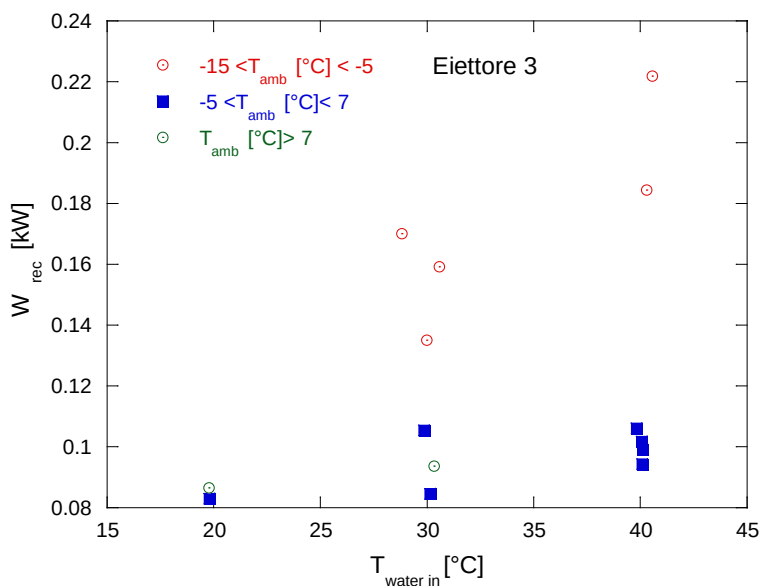
Figura 21. Pressione uscita eiettore vs. pressione ingresso eiettore fluido secondario; parametro temperatura acqua in ingresso PdC

La figura 22 mostra la massima potenza recuperabile ($W_{\text{max rec}}$) con l'eiettore, calcolata in accordo all'eq.9, per i test con $T_{\text{water out}} = 60^{\circ}\text{C}$ e frequenza del compressore 50Hz. Come atteso (fig.1), la potenza recuperabile cresce con $T_{\text{water in}}$, perché in queste condizioni cresce anche la temperatura della CO_2 in uscita gas-cooler. Per le condizioni esaminate, i valori di potenza recuperabile sono nell'intervallo 1.2-1.7 kW.



**Figura 22. Potenza massima recuperabile vs. temperatura acqua in ingresso PdC;
parametro temperatura ambiente**

La fig. 23 mostra, per gli stessi test, la potenza effettivamente recuperata (W_{rec}) grazie all'impiego dell'eiettore, calcolata con l'eq. (11). Da questa figura si rileva che l'eiettore 3 ha una buona capacità di recupero di potenza quando la temperatura ambiente è tra -15°C e -5°C circa. Per temperature maggiori, invece si ha un recupero di potenza dell'ordine dei 100 W in ogni condizione.



**Figura 23. Potenza recuperata vs. temperatura acqua in ingresso PdC;
parametro temperatura ambiente**

Ne consegue che l'efficienza dell'eiettore η_{ej} , uguale al rapporto tra W_{rec} e $W_{\max \text{ rec}}$ (eq. 12), assume i valori mostrati in figura 24 in funzione di T_{ambiente} . L'andamento è decrescente a partire da 14% fino a valori dell'ordine del 6% per T_{ambiente} maggiori di 0°C .

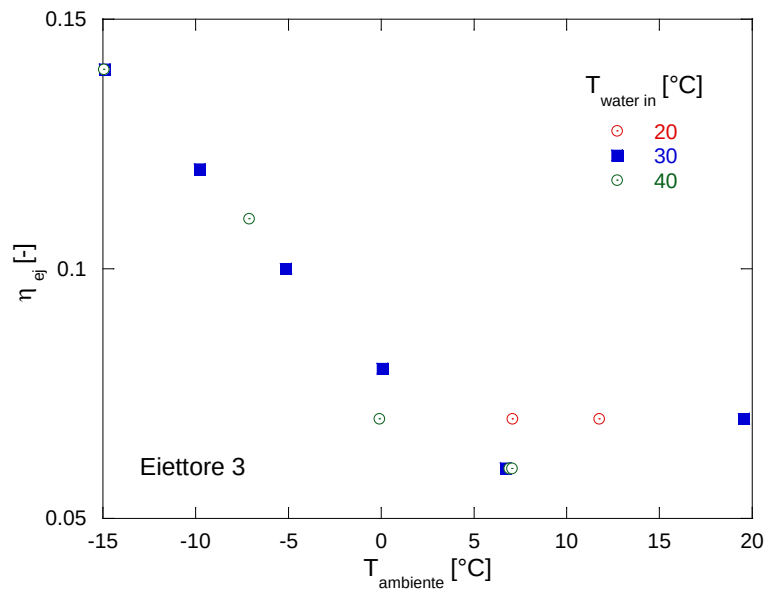


Figura 24. Rendimento dell'eiettore η_{ej} vs. temperatura ambiente; parametro temperatura acqua in ingresso PdC

L'andamento di η_{ej} è legato a quello del pressure lift p_{lift} e del rapporto di trascinamento di massa μ dagli andamenti mostrati in figura 25. Complessivamente, nelle condizioni operative testate, la temperatura ambiente è il principale parametro che influenza il funzionamento dell'eiettore 3, in quanto la $T_{\text{water in}}$ non sembra influire significativamente né sul pressure lift, né sul rendimento dell'eiettore.

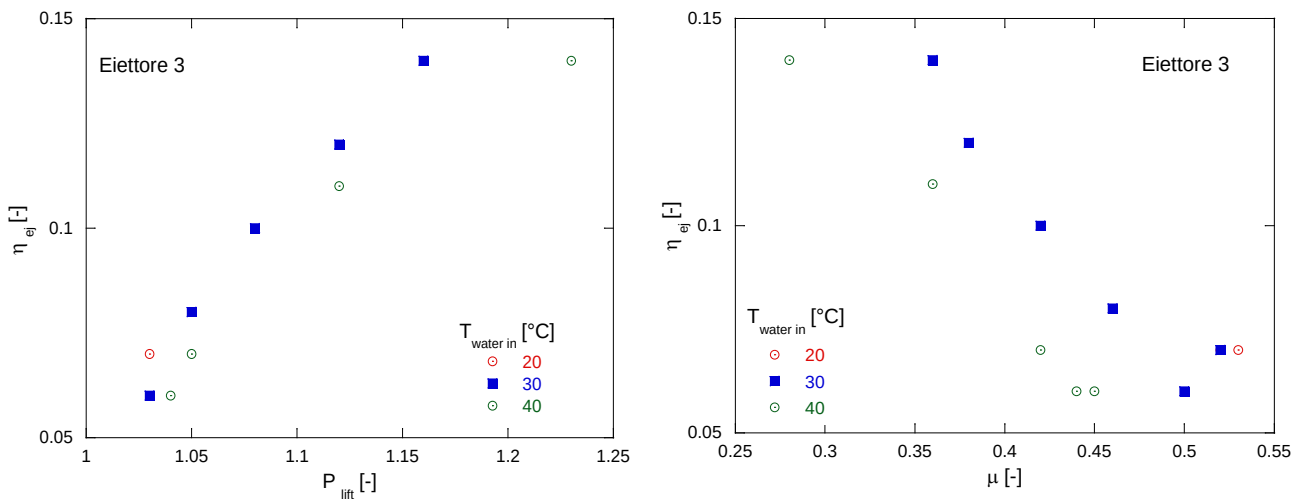


Figura 25. η_{ej} vs. P_{lift} (sx) e η_{ej} vs. μ (dx); parametro temperatura acqua in ingresso PdC

Riguardo le prestazioni globali della pompa di calore nei test effettuati con l'eiettore 3 attivo, si può notare quanto segue:

- L'andamento del COP con le condizioni di esercizio corrisponde a quello atteso: la figura 26 infatti, mostra, per i test eseguiti con frequenza compressore 50 Hz e con temperatura $T_{\text{water out}} = 60^{\circ}\text{C}$, che il COP cresce in maniera sostanzialmente lineare con T_{ambiente} (a parità di $T_{\text{water in}}$); a parità di T_{ambiente} , si riscontra un atteso incremento del COP al diminuire di $T_{\text{water in}}$;

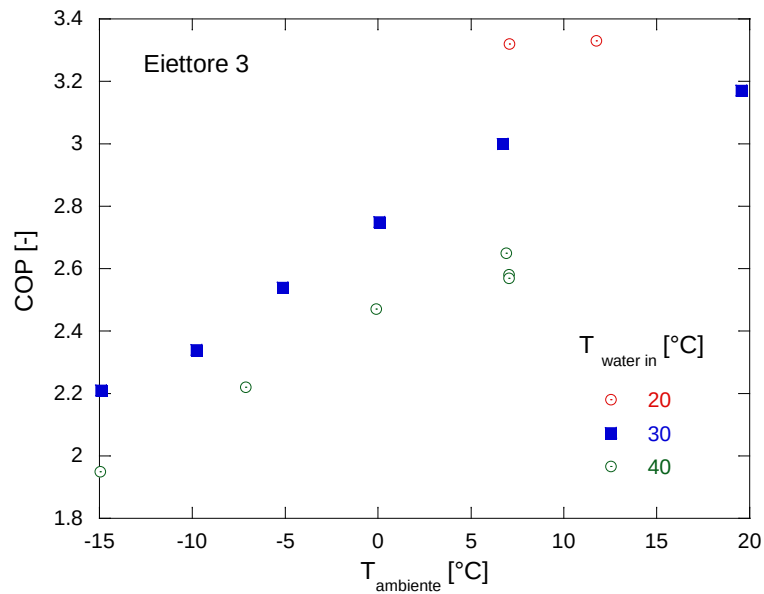


Figura 26. COP vs T_{ambiente} ; parametro temperatura acqua in ingresso PdC

- b) Il COP decresce al crescere dell'efficienza dell'eietto η_{ej} (fig. 27): tale andamento è dovuto al fatto che il rendimento dell'eietto 3 diminuisce all'aumentare di T_{ambiente} (fig. 24), mentre il COP cresce con T_{ambiente} (fig. 26); la fig. 27(sx) mostra che la diminuzione del COP con η_{ej} è praticamente lineare a parità di $T_{\text{water in}}$;

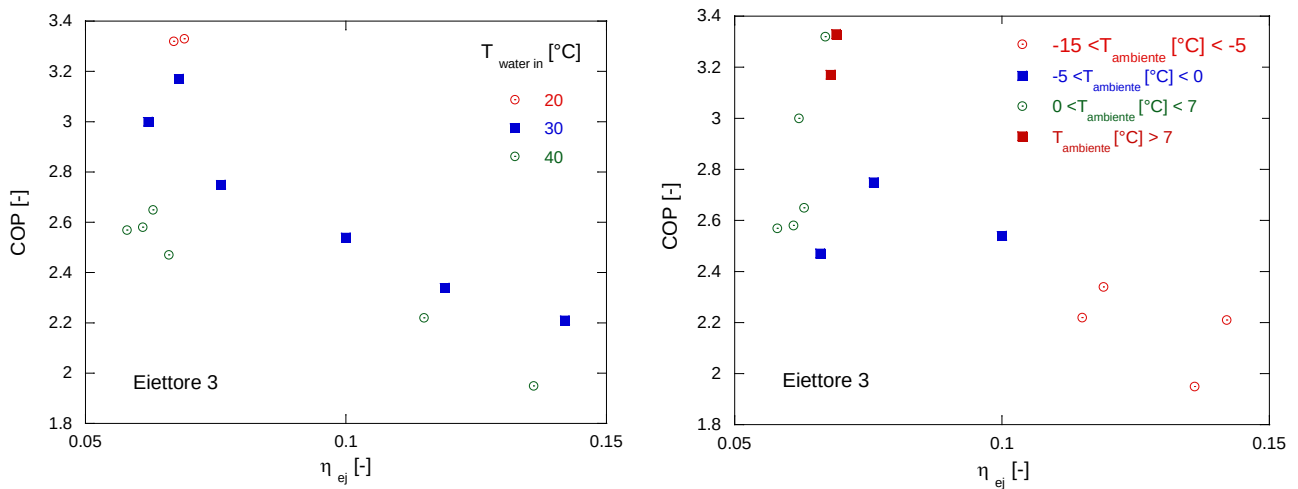


Figura 27. COP vs η_{ej} ; parametro $T_{\text{water in}}$ (sx) e T_{ambiente} (dx)

- c) Il COP cresce in maniera pressoché lineare con il rapporto di trascinamento μ (fig.28) con andamento indifferente alla $T_{\text{water in}}$

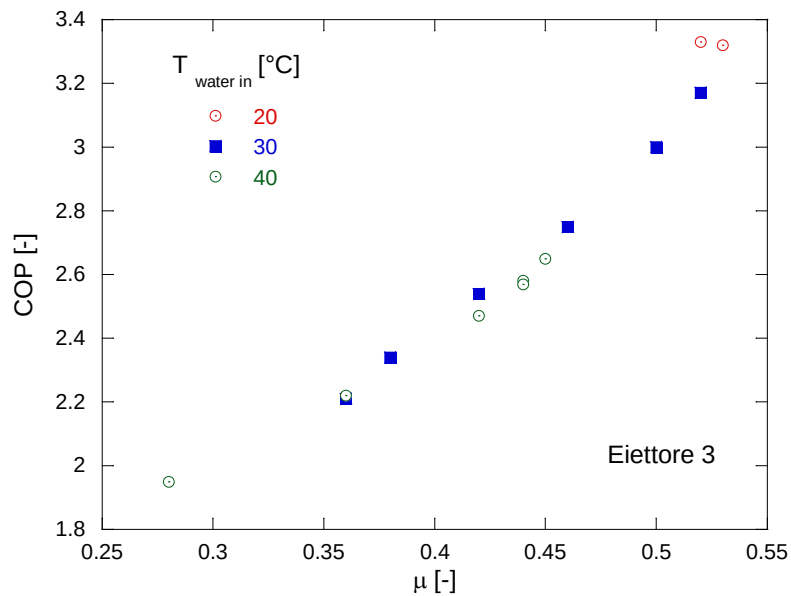


Figura 28. COP vs rapporto di trascinamento μ ; parametro $T_{\text{water in}}$

In conclusione, nei test condotti con il solo eiettore 3 attivo si sono registrati valori di rendimento dell'eiettore relativamente bassi e decrescenti con l'aumentare di T_{ambiente} . D'altra parte, proprio in condizioni di temperatura ambiente elevate, sono stati misurati i valori di COP più elevati, non in virtù dell'impiego di questo eiettore che, in queste condizioni, sostanzialmente non ha fornito un contributo tangibile in termini di pressure lift e di rendimento dell'eiettore (fig. 20 e 24), ma per il naturale incremento della pressione di evaporazione e conseguente riduzione del rapporto di compressione β .

Di converso, l'eiettore 3 può aver contribuito ad incrementare le prestazioni della pompa di calore per bassi valori della temperatura ambiente (minore di 0°C), laddove il rendimento dell'eiettore e il pressure lift hanno assunto valori apprezzabili.

3.4 Caratterizzazione sperimentale dell'eiettore 4

L'eiettore 4 è l'eiettore che presenta la sezione di gola del motive nozzle maggiore tra quelli testati. La figura 29 mostra i 36 test condotti con soltanto questo eiettore attivo e indica i valori di pressione ed entalpia in ingresso motive nozzle e il valore della portata al primario in forma parametrica. Il numero accanto ai marker si riferisce all'ordine dei test di tabella 3.

La portata elaborata dall'eiettore dipende dalle condizioni termodinamiche della CO_2 in ingresso al motive nozzle e dalla pressione che si instaura in uscita del diffusore. Dalla figura 26 è possibile notare che la portata elaborata al primario cresce allontanandosi dalla curva limite inferiore, con valori compresi tra 0.09 kg/s a 0.22 kg/s circa.

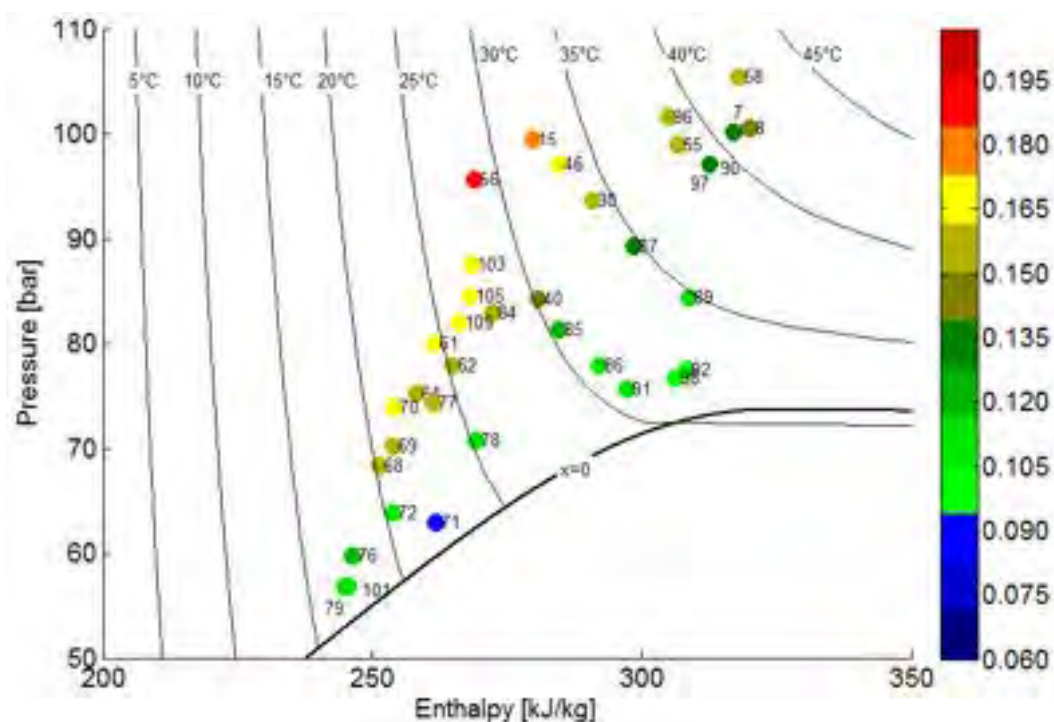


Figura 29. Diagramma p-h delle condizioni termodinamiche del fluido all'ingresso del motive nozzle per i test eseguiti con il solo eiettore 3 attivo

Come per i test eseguiti con l'eiettore 3, è possibile correlare l'andamento delle portate elaborate dal motive nozzle (m_{pf}) e dal suction nozzle (m_{sf}) alla temperatura ambiente $T_{ambiente}$ e alla temperatura dell'acqua in ingresso al gas-cooler $T_{water in}$, come di seguito illustrato in figura 30.

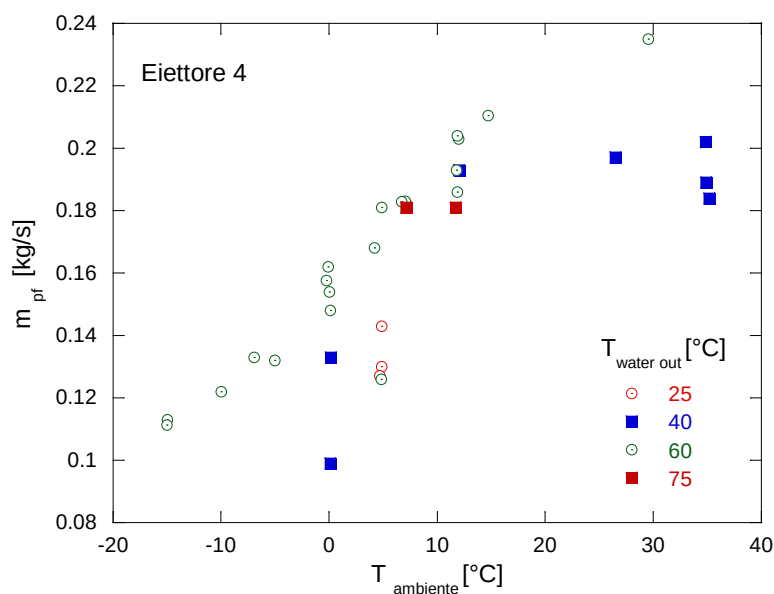


Figura 30. Portata al motive nozzle m_{pf} vs $T_{ambiente}$; parametro temperatura acqua uscita gas-cooler $T_{water out}$

La figura 30 comprende tutti i test eseguiti con l'eiettore 4 attivo. Per m_{pf} sono stati ottenuti valori compresi tra 0.09 e 0.22 kg/s con andamento crescente con $T_{ambiente}$. Considerando soltanto i test caratterizzati dalla stessa temperatura dell'acqua in uscita gas-cooler (60 °C) e dalla stessa frequenza di lavoro del compressore (50 Hz), per m_{pf} si ottiene l'andamento mostrato in figura 31: anche in questo caso, così come per l'eiettore 3, non si ravvisa una netta dipendenza dalla temperatura dell'acqua ingresso gas-

cooler ($T_{\text{water in}}$). Invece, diversamente dall'andamento riscontrato con l'eiettore 3, l'andamento della portata con la temperatura ambiente per questo eiettore è crescente per tutti i valori testati di T_{ambiente} .

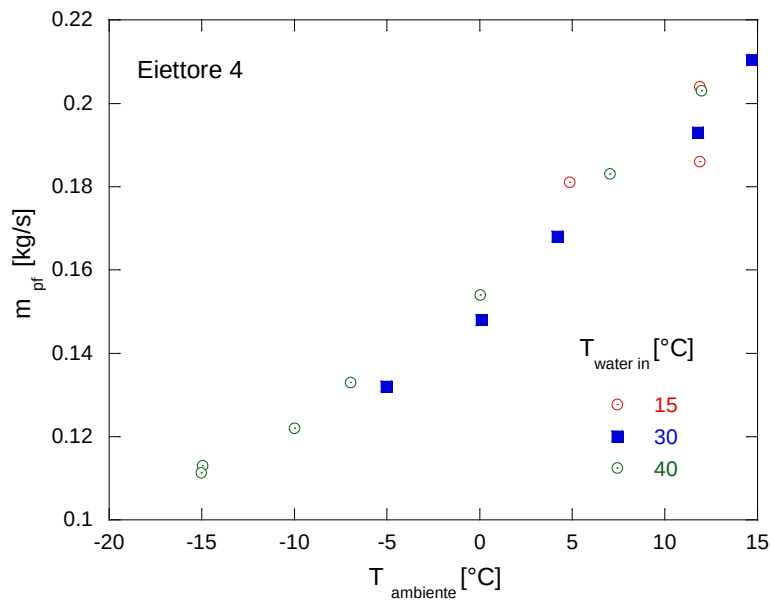


Figura 31. m_{pt} vs T_{ambiente} ; parametro temperatura dell'acqua ingresso gas-cooler $T_{\text{water out}}$

La figura 32 comprende tutti i test eseguiti con l'eiettore 4 e mostra che con questo eiettore attivo sono stati ottenuti valori della portata al suction nozzle (m_{sf}) compresi tra 0.03 e 0.15 kg/s. A parità di $T_{\text{water out}}$, anche l'andamento di m_{sf} è crescente con T_{ambiente} .

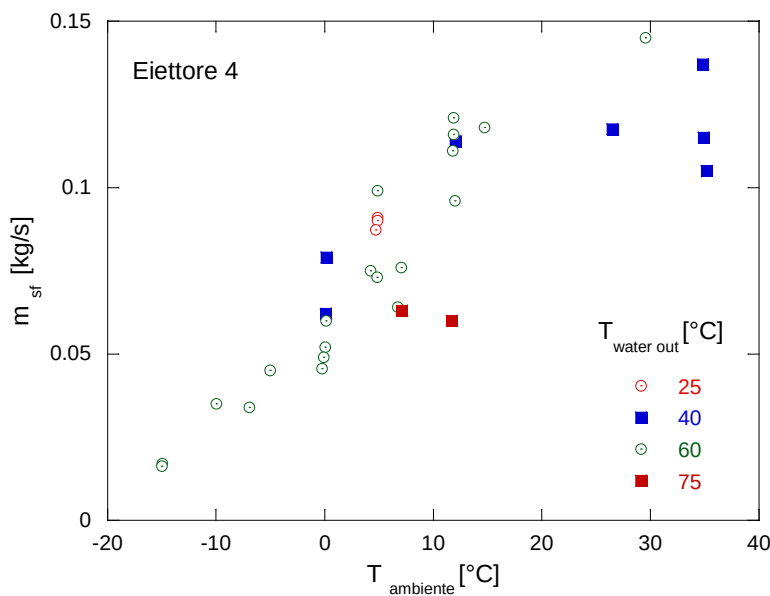


Figura 32. Portata al suction nozzle m_{sf} vs T_{ambiente} ; parametro temperatura acqua uscita gas-cooler $T_{\text{water out}}$

Considerando soltanto i test caratterizzati dalla stessa temperatura dell'acqua in uscita gas-cooler (60°C) e dalla stessa frequenza di lavoro del compressore (50Hz), per m_{sf} si ottiene l'andamento mostrato in figura 33. In questo caso, si evidenzia una moderata dipendenza di m_{sf} da $T_{\text{water in}}$, con andamento crescente per tutti i valori di T_{ambiente} testati.

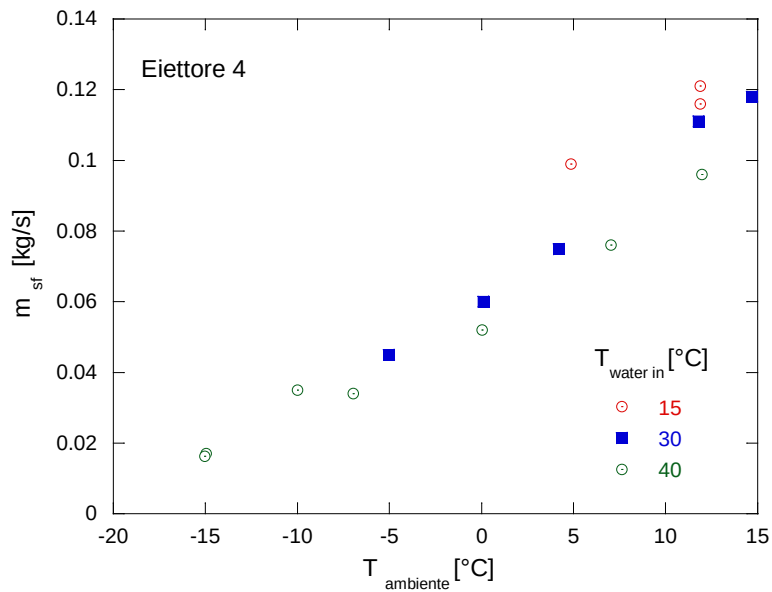


Figura 33. m_{sf} vs $T_{ambiente}$; parametro temperatura dell'acqua ingresso gas-cooler

Utilizzando l'eiettore 4, per il rapporto di trascinamento di massa μ (eq. 2) sono stati misurati valori compresi tra 0.1 e 0.7. Per test caratterizzati dalla stessa frequenza di lavoro per il compressore (50 Hz) e la stessa $T_{water\ out}$ (60 °C), si registra un andamento crescente di μ con $T_{ambiente}$ per tutti i valori di $T_{ambiente}$ testati (fig. 34).

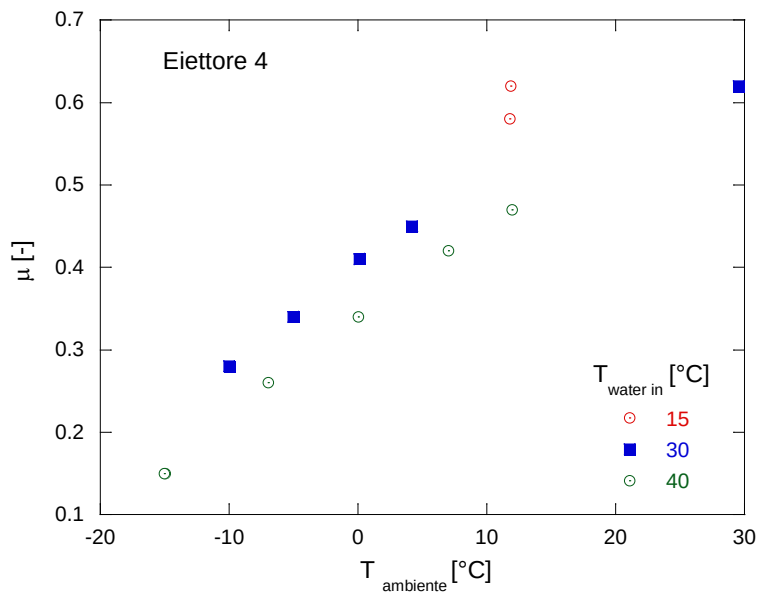
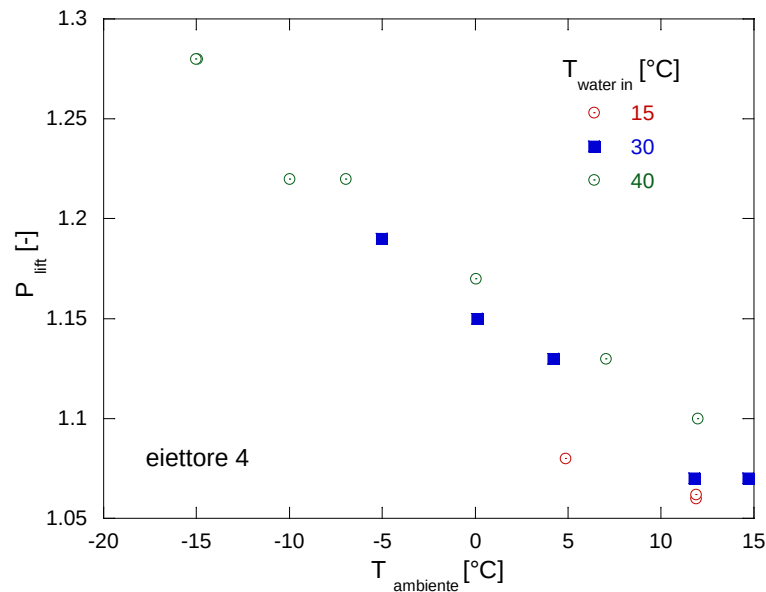


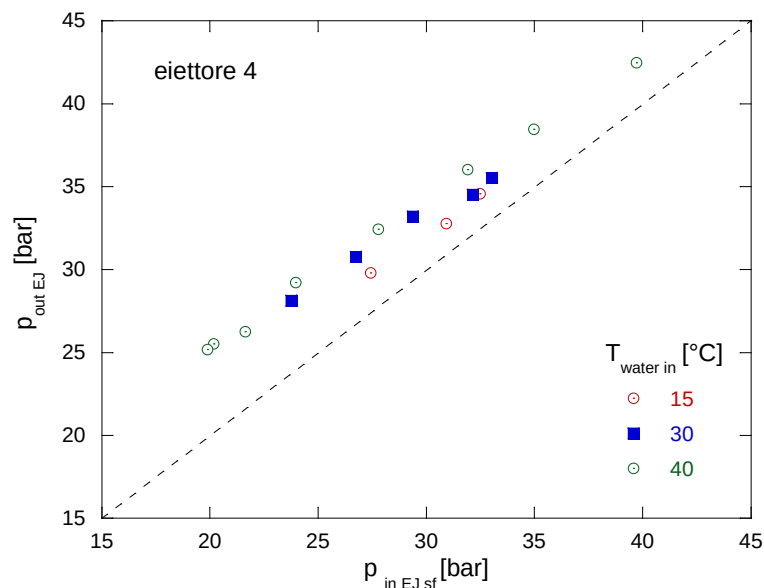
Figura 34. Rapporto di trascinamento di massa μ in funzione della temperatura ambiente parametro temperatura acqua in ingresso PdC

Il pressure lift, nei test con l'eiettore 4, ha avuto valori compresi tra 1.04 e 1.3, con andamento decrescente in tutto il range di temperature ambiente investigate. Considerando i test effettuati alla stessa $T_{water\ out}$ (60 °C), si riscontra l'andamento riportato in fig. 35. Rispetto all'eiettore 3 (fig. 20), l'eiettore 4 appare complessivamente in grado di garantire un recupero di pressione significativo fino valori di $T_{ambiente}$ dell'ordine di 10 °C.



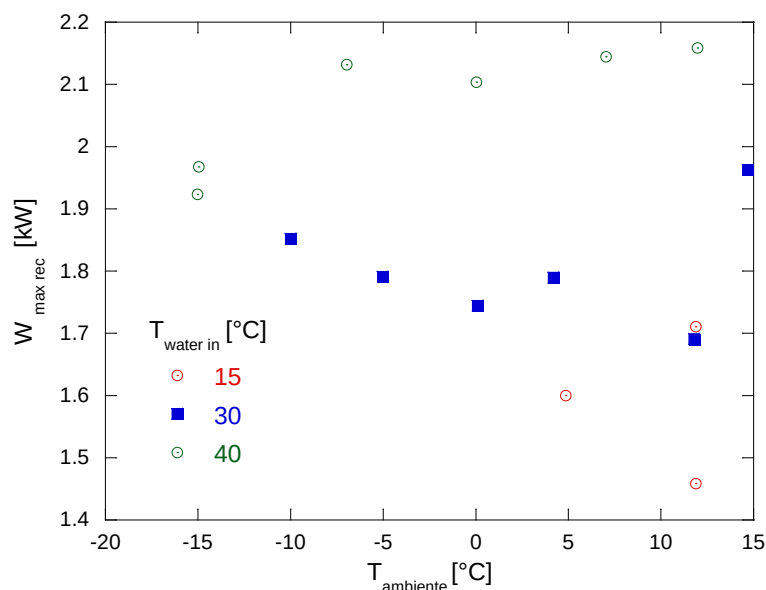
**Figura 35. Pressure lift in funzione della temperatura ambiente;
Parametro temperatura acqua in ingresso PdC**

In termini di pressioni, la figura 36 mostra che, nell'impiego con $T_{\text{water in}}$ di 40°C il recupero di pressione è apprezzabile se p_{inEJsf} (sostanzialmente corrispondente alla pressione di evaporazione) è minore o uguale a circa 40 bar; se $T_{\text{water in}}$ è pari a circa 15 °C invece il recupero di pressione è apprezzabile se p_{inEJsf} è minore o uguale a 30÷32 bar.



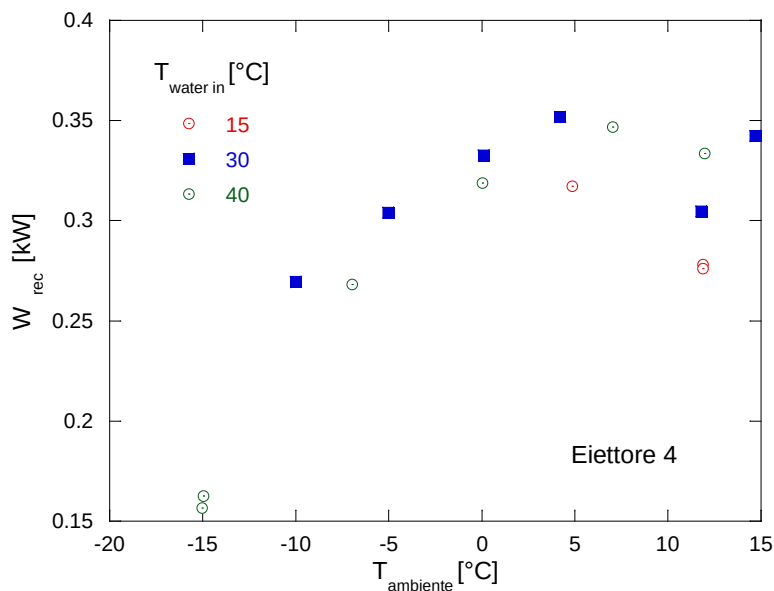
**Figura 36. Pressione uscita eiettore vs. pressione ingresso eiettore fluido secondario;
Parametro temperatura acqua in ingresso PdC**

La figura 37 mostra la massima potenza recuperabile ($W_{\text{max rec}}$) con l'eiettore, calcolata in accordo all'eq.9, per i test con $T_{\text{water out}} = 60^\circ\text{C}$ e T_{ambiente} minori di 15°C . Per le condizioni esaminate, i valori di potenza recuperabile sono nell'intervallo 1.4 - 2.2 kW, nettamente superiori a quelli relativi all'eiettore 3, in virtù di una maggiore portata elaborata al primario. Come per i test eseguiti con l'eiettore 3, a parità di T_{ambiente} , la potenza recuperabile cresce con $T_{\text{water in}}$. A parità di $T_{\text{water in}}$, si ha un'oscillazione di $W_{\text{max rec}}$ di circa 300 W tra i valori minimi e massimi di potenza recuperabile.



**Figura 37. Potenza massima recuperabile vs. temperatura ambiente;
Parametro temperatura acqua in ingresso PdC**

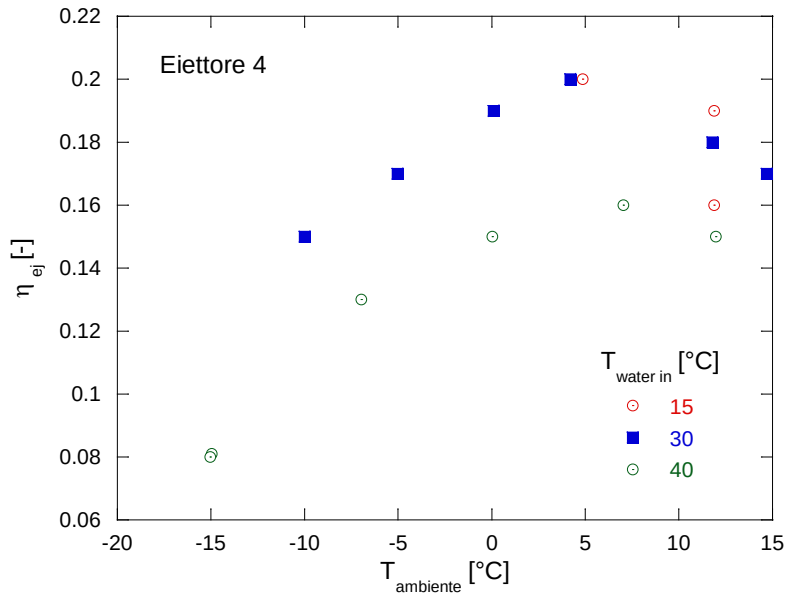
La fig. 38 mostra, per gli stessi test, la potenza effettivamente recuperata (W_{rec}) grazie all'impiego dell'eiettore, calcolata con l'eq. (11). Da questa figura si rileva che l'eiettore 4, a parte due test nei quali la potenza recuperata è dell'ordine di 150 W, recupera una potenza compresa tra 250 e 350W, nettamente superiore a quella dell'eiettore 3. Anche in questo caso, l'incremento di questa grandezza è principalmente dovuto all'incremento della portata elaborata al secondario. L'andamento della potenza recuperata ha lo stesso andamento per i test con $T_{water\ in}$ pari a 30 °C e 40 °C, con crescita lineare di W_{rec} fino a $T_{ambiente}$ di circa 7 °C. Oltre questo valore W_{rec} tende a stabilizzarsi o a decrescere leggermente.



**Figura 38. Potenza recuperata vs. temperatura ambiente;
Parametro temperatura acqua in ingresso PdC**

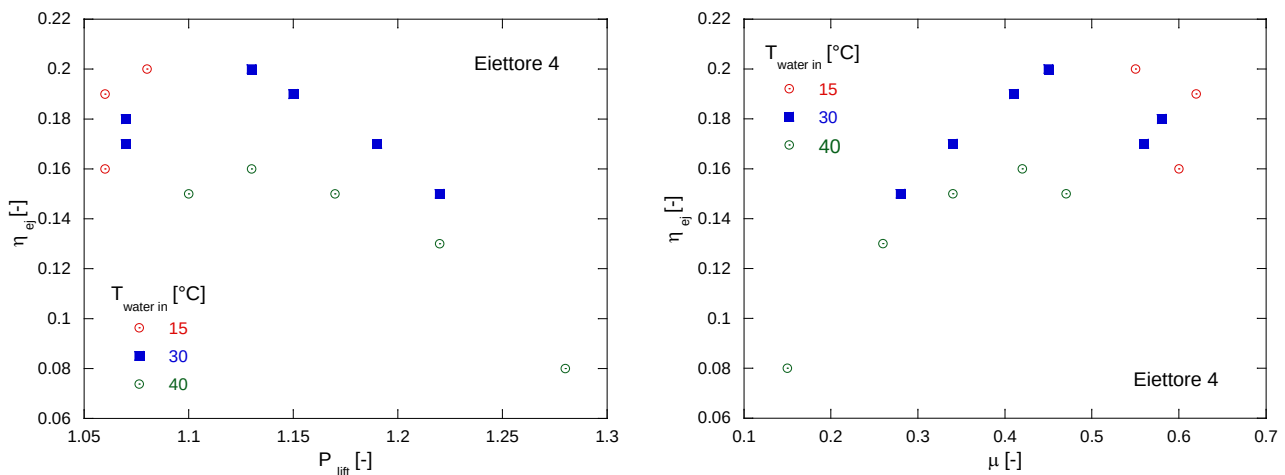
L'efficienza dell'eiettore η_{ej} , uguale al rapporto tra W_{rec} e $W_{max\ rec}$ (eq. 12), assume i valori mostrati in figura 39 in funzione di $T_{ambiente}$. Essi sono sensibilmente superiori a quelli calcolati per l'eiettore 3 (fig. 24), e sono compresi tra 0.08 e 0.2. Il rendimento dell'eiettore 4 è inferiore a quello dell'eiettore 3 soltanto quando la

T_{ambiente} è di $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ e, a differenza di quest'ultimo, su di esso influisce significativamente la $T_{\text{water in}}$. L'andamento di tale parametro è molto diverso da quello riscontrato per l'eiettore 3 (decrescente con T_{ambiente}): esso appare crescente con T_{ambiente} fino ad un massimo che, per $T_{\text{water in}}$ di 30°C , si ha in corrispondenza di T_{ambiente} 4°C circa e, per $T_{\text{water in}}$ di 40°C , si ha in corrispondenza di T_{ambiente} 7°C circa. Altri test sarebbero comunque necessari per confermare il raggiungimento di un valore massimo con T_{ambiente} .



**Figura 39. Rendimento dell'eiettore η_{ej} vs. temperatura ambiente;
Parametro temperatura acqua in ingresso PdC**

La fig. 40 mostra l'andamento di η_{ej} in funzione del pressure lift p_{lift} e del rapporto di trascinamento di massa μ . Gli andamenti sembrano dipendere significativamente da $T_{\text{water in}}$, diversamente da quanto accadeva con l'eiettore 3.



**Figura 40. η_{ej} vs. P_{lift} (sx) e η_{ej} vs. μ (dx);
Parametro temperatura acqua in ingresso PdC**

Riguardo le prestazioni globali della pompa di calore nei test effettuati con l'eiettore 4 attivo, si può notare quanto segue:

- L'andamento del COP con le condizioni di lavoro corrisponde a quello atteso: la figura 41 infatti, mostra, per i test eseguiti con frequenza compressore 50 Hz e con temperatura $T_{\text{water out}} = 60^{\circ}\text{C}$, che

il COP cresce in maniera sostanzialmente lineare con T_{ambiente} (a parità di $T_{\text{water in}}$); a parità di T_{ambiente} , si riscontra un atteso incremento del COP al diminuire di $T_{\text{water in}}$;

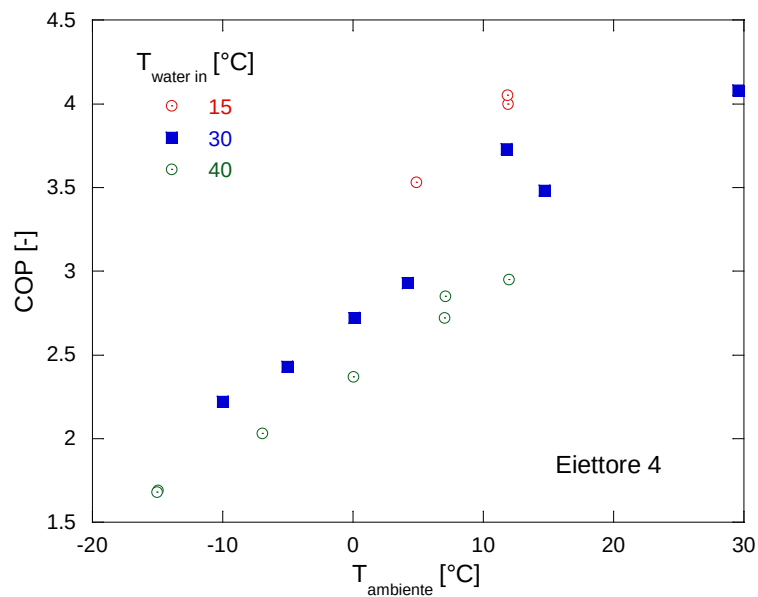


Figura 41. COP vs T_{ambiente} ; parametro temperatura acqua in ingresso PdC

- b) Diversamente dai test condotti con l'eietto 3, con l'eietto 4 il COP tende a crescere con η_{ej} , ma il legame tra COP e efficienza η_{ej} a parità di $T_{\text{water in}}$ (fig. 42,sx) non è univoco, in quanto il rendimento dell'eietto 4 presenta un massimo in funzione di T_{ambiente} (fig. 39), mentre il COP cresce sempre con T_{ambiente} ;

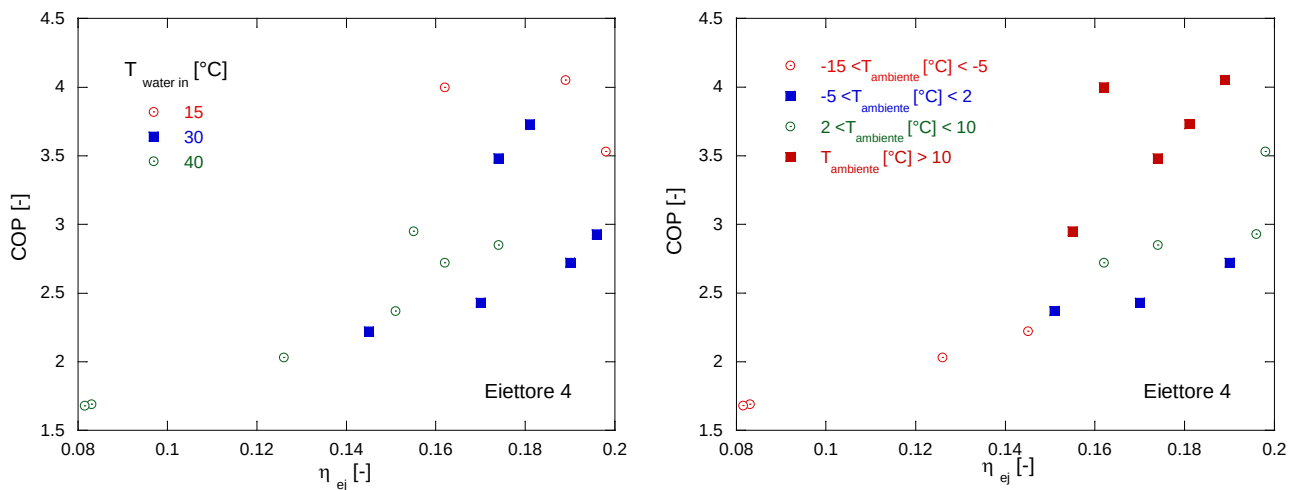


Figura 42. COP vs η_{ej} ; parametro $T_{\text{water in}}$ (sx) e T_{ambiente} (dx)

- c) Il COP cresce in maniera pressoché lineare con il rapporto di trascinamento μ con andamento indifferente alla $T_{\text{water in}}$ (fig. 43);

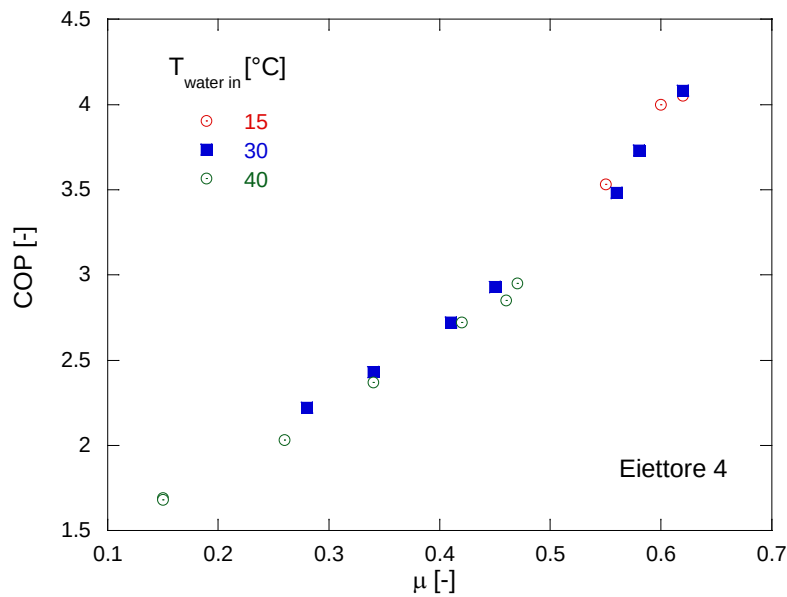


Figura 43. COP vs rapporto di trascinamento μ ; parametro $T_{water\ in}$

Con i dati dei test effettuati con gli eiettori 3 e 4, aventi $T_{water\ in}$ di 30 °C e 40 °C, è possibile costruire le linee di tendenza del COP in funzione di $T_{ambiente}$ (fig. 44): con $T_{ambiente}$ minore di circa 4 °C, si ottengono COP migliori con l'eiettore 3, sia con $T_{water\ in}$ di 30 °C, sia con $T_{water\ in}$ di 40 °C; invece, con $T_{ambiente}$ maggiori di 4 °C, si ottengono COP migliori con l'eiettore 4, sia con $T_{water\ in}$ di 30 °C, sia con $T_{water\ in}$ di 40 °C. E' evidente da questa figura, che potendo disporre in una pompa di calore dotata di due eiettori, si otterrebbe un incremento delle prestazioni significativo per qualsiasi $T_{ambiente}$. Gli andamenti di fig. 44 rendono conto anche della diversa sensibilità del COP ottenibile con i due eiettori dalla temperatura ambiente. Ad esempio, con l'eiettore 4, il COP della PdC appare più sensibile alle variazioni di $T_{ambiente}$ (maggiore pendenza delle relative linee di tendenza).

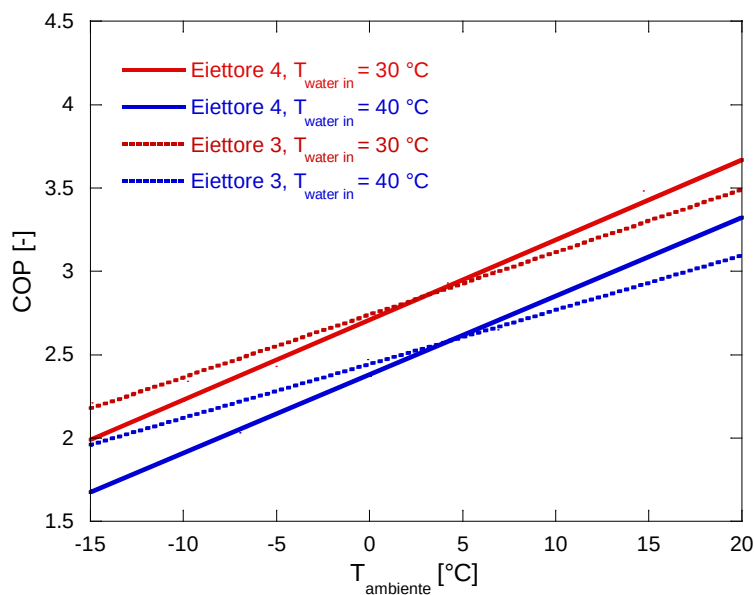


Figura 44. linee di tendenza degli andamenti del COP in funzione di $T_{ambiente}$ per le serie di test con gli eiettori 3 e 4 e $T_{water\ in}$ di 30 °C e 40 °C

In conclusione, i test condotti con gli eiettori 3 o 4 attivi hanno mostrato che l'utilizzo di un singolo eiettore non è in grado di garantire un recupero energetico significativo in tutte le possibili condizioni di

funzionamento, estremamente variabili, di una pompa di calore aria-acqua. D'altra parte, l'eiettore 3 ha consentito un recupero di energia significativo a basse temperature ambiente (da -15 °C a 0 °C), mentre l'eiettore 4 ha lavorato più efficacemente a temperature più elevate. Appare dunque confermata l'opportunità di impiegare un gruppo multi-eiettore che sia in grado di sfruttare le potenzialità di ogni singolo eiettore nelle condizioni di funzionamento più adatte per ognuno.

Il gruppo multi-eiettore installato sulla pompa di calore in test può consentire un funzionamento anche simultaneo dei singoli eiettori, per cui, essendo esso dotato di quattro eiettori con diverso diametro della sezione di gola, è possibile lavorare con 15 diverse combinazioni. Nei prossimi paragrafi si analizzerà il funzionamento della pompa di calore nel funzionamento con uno o più eiettori attivi simultaneamente.

3.5 Caratterizzazione sperimentale della PdC con eiettori in funzionamento combinato

In questo paragrafo si analizzerà il comportamento del gruppo multieiettore per tre condizioni di prova di riferimento:

1. Serie con $T_{\text{water in}} = 40\text{ °C}$, $T_{\text{water out}} = 60\text{ °C}$, $T_{\text{ambiente}} = 12\text{ °C}$
2. Serie con $T_{\text{water in}} = 40\text{ °C}$, $T_{\text{water out}} = 60\text{ °C}$, $T_{\text{ambiente}} = 7\text{ °C}$
3. Serie con $T_{\text{water in}} = 30\text{ °C}$, $T_{\text{water out}} = 60\text{ °C}$, $T_{\text{ambiente}} = 5\text{ °C}$

Il gruppo multi-eiettore installato sulla pompa di calore in test è dotato di quattro eiettori con diverso diametro della sezione di gola che possono operare anche simultaneamente, per cui è possibile lavorare con 15 diverse combinazioni. Nel seguito, si forniranno alcune indicazioni sul funzionamento della pompa di calore in alcune serie di test realizzate fissando le condizioni al contorno al valore di set (es. serie con $T_{\text{water in}} = 40\text{ °C}$, $T_{\text{water out}} = 60\text{ °C}$, $T_{\text{ambiente}} = 12\text{ °C}$) e variando la combinazione di eiettori attivi, allo scopo di valutare l'influenza della geometria interna dell'eiettore sui principali parametri termodinamici e prestazionali della pompa di calore e dei singoli componenti. Per il gruppo multi-eiettore si valuteranno le prestazioni sempre in termini di pressure lift, di rapporto di trascinamento e di rendimento dell'eiettore secondo le eq. 1, 2 e 12. Le varie combinazioni sono caratterizzate da una diversa sezione di passaggio complessiva per la CO₂, per cui nel seguito saranno contraddistinte da un diverso rapporto tra l'area di passaggio percentuale offerta al fluido rispetto alla massima disponibile: si indicherà tale parametro come $A_{\text{eff}}/A_{\text{tot}}$.

3.5.1 Serie con $T_{\text{water in}} = 40\text{ °C}$, $T_{\text{water out}} = 60\text{ °C}$, $T_{\text{ambiente}} = 12\text{ °C}$

La figure 45, 46 e 47 mostrano come si modificano le pressioni e le temperature nei punti più significativi del circuito durante il test variando della sezione di passaggio complessiva per la CO₂. Il test è stato eseguito mantenendo stabili le condizioni di esercizio ($T_{\text{water in}} = 40\text{ °C}$, $T_{\text{water out}} = 60\text{ °C}$ e $T_{\text{ambiente}} = 12\text{ °C}$), l'inverter del compressore a 50Hz e la velocità dei ventilatori dell'evaporatore. La fig. 45 mostra la variazione della pressione in uscita compressore e all'ingresso principale dell'eiettore.

I vari "gradini" corrispondono all'aumento della sezione di passaggio, ottenuto variando la combinazione degli eiettori attivi. L'area di passaggio è stata incrementata dopo aver raggiunto le condizioni stazionarie nella configurazione precedente. L'aumento dell'area di passaggio provoca la riduzione della pressione di scarico fino a valori di circa 87 bar per il funzionamento con tutti gli eiettori attivi.

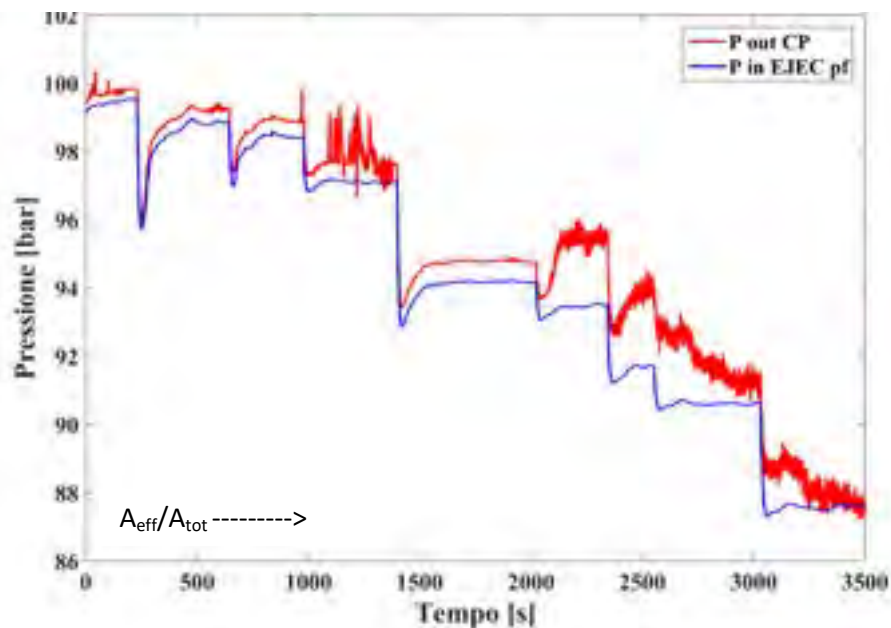


Figura 45. Andamento della pressione di scarico P_{outCP} nel tempo al crescere di A_{eff}/A_{tot}

La fig. 46 mostra la variazione delle pressioni sul ramo di bassa pressione della PdC all'aumentare della sezione di passaggio. A questo aumento fa riscontro un incremento delle pressioni, in particolare di quella di evaporazione (corrispondente alla pressione in uscita valvola elettronica di laminazione, $p_{out EEV}$), fin quando, oltre un certo valore della sezione di passaggio, essa tende a stabilizzarsi, mentre la pressione uscita evaporatore ($p_{out EVH}$) si avvicina ad essa.

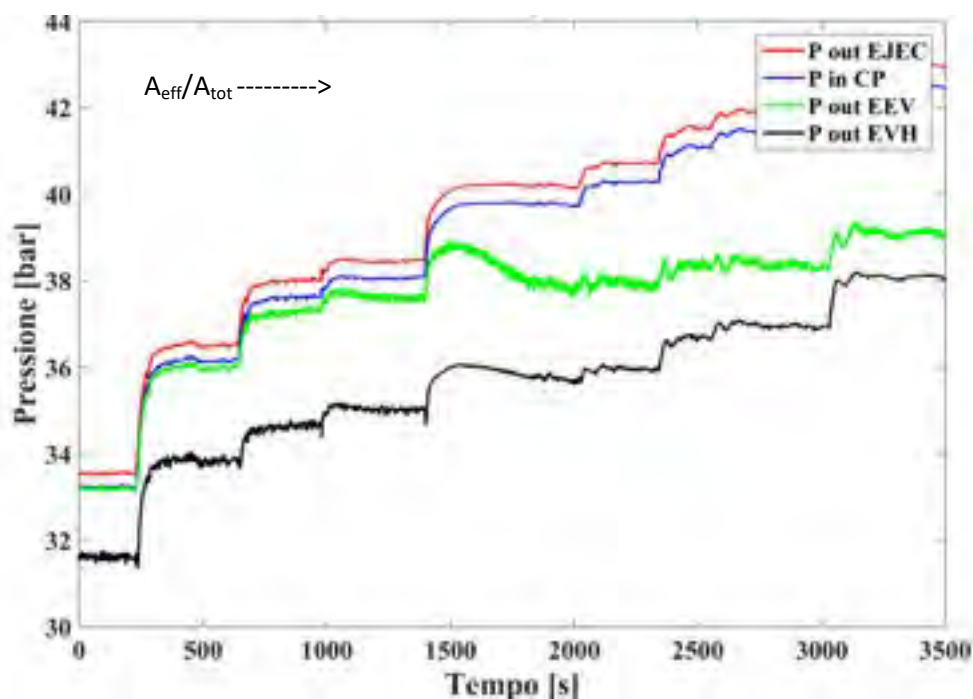


Figura 46. Andamento della pressione sul ramo di bassa pressione del circuito nel tempo al crescere di A_{eff}/A_{tot}

La fig. 47 mostra la variazione delle temperature sul ramo di bassa pressione della PdC all'aumentare della sezione di passaggio. Per bassi valori del rapporto A_{eff}/A_{tot} (fase iniziale del test, fino a circa 750 secondi), si ha un elevato surriscaldamento della CO_2 in uscita evaporatore (grande differenza tra la temperatura in uscita evaporatore $T_{out EVH}$ e la temperatura di evaporazione $T_{out EEV}$). All'aumentare di A_{eff}/A_{tot} , le due

temperature $T_{out\ EVH}$ e $T_{out\ EEV}$ tendono a sovrapporsi e ciò indica che lo stato termodinamico della CO_2 in uscita evaporatore è bifase.

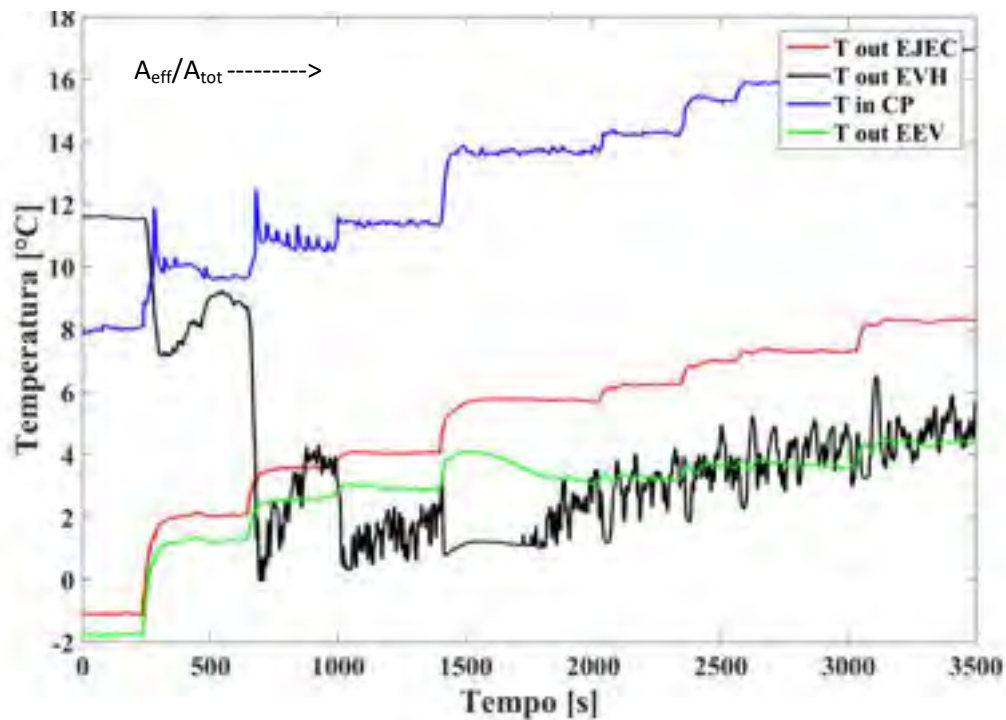


Figura 47. Andamento delle temperature sul ramo di bassa pressione del circuito nel tempo al crescere di A_{eff}/A_{tot}

La variazione della sezione di passaggio modifica il ciclo termodinamico in quanto all'aumentare della sezione di passaggio corrisponde un avvicinamento dei livelli di pressione che caratterizzano il ciclo; ciò permette al compressore di lavorare con rapporti di compressione più bassi (fig. 48 e 49).

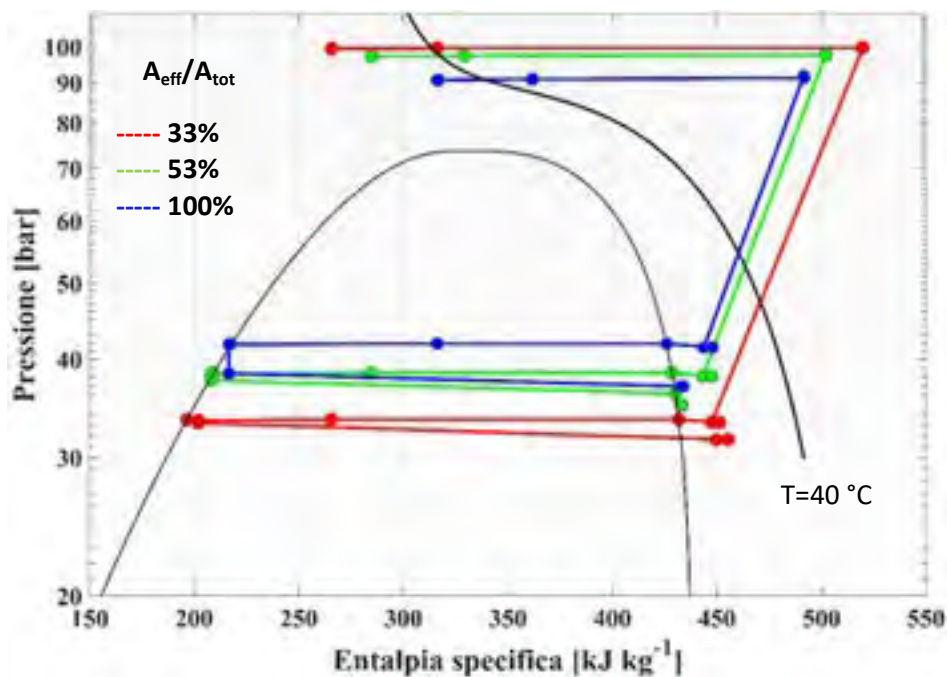


Figura 48. Modifica del ciclo termodinamico della PdC sul diagramma p-h al variare di A_{eff}/A_{tot}

Inoltre, con sezioni di passaggio maggiori, l'eiettore consente un maggiore incremento della pressione di aspirazione compressore rispetto a quella di evaporazione.

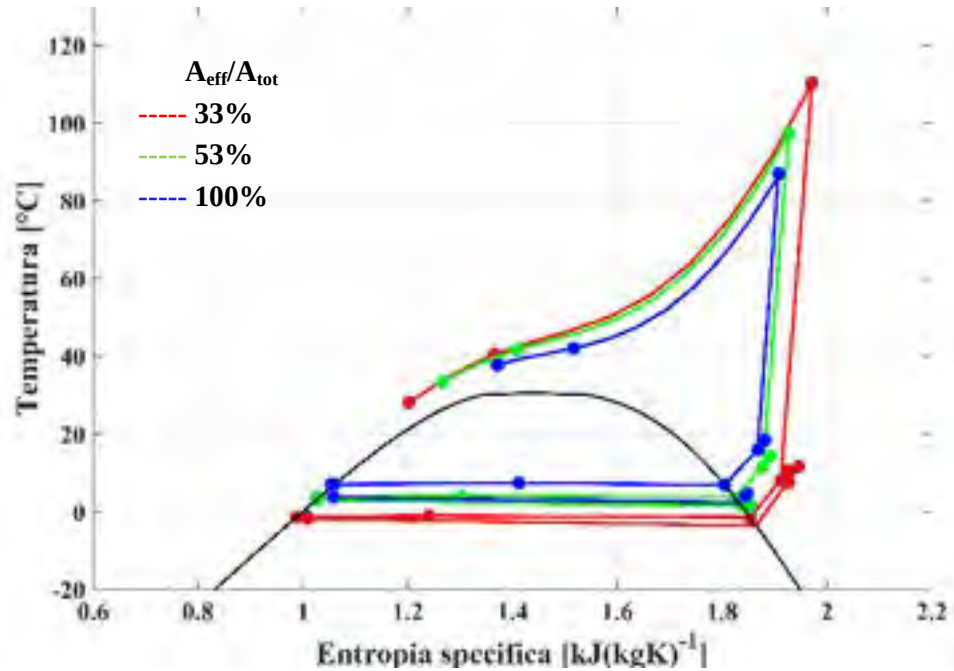


Figura 49. Modifica del ciclo termodinamico della PdC sul diagramma T-s al variare di A_{eff}/A_{tot}

Per quanto riguarda le grandezze più direttamente legate al funzionamento del multi-eiettore, la portata elaborata al primario m_{pf} cresce con A_{eff}/A_{tot} , ma il sistema ha via via una minore capacità di trascinare la portata al secondario, come si evince dalla fig. 50.

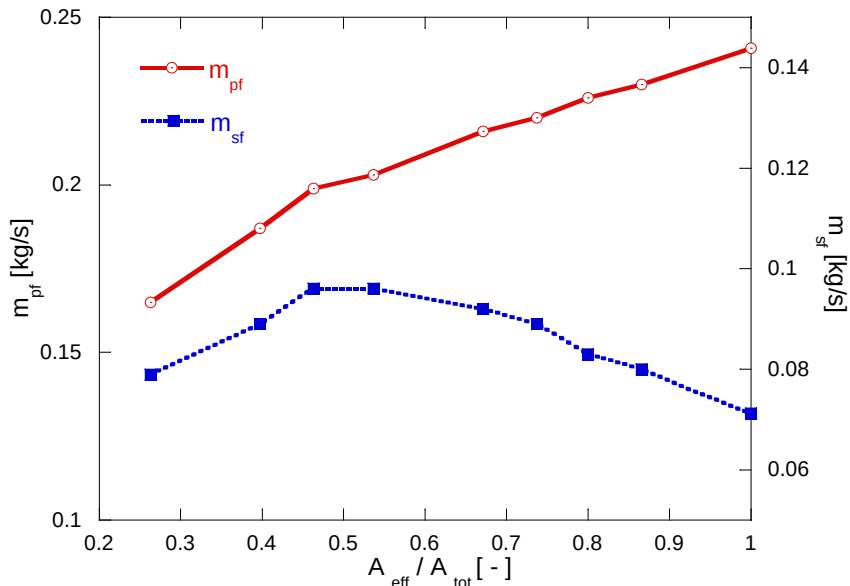


Figura 50. Portate al primario (m_{pf}) e al secondario (m_{sf}) al variare di A_{eff}/A_{tot}

Di conseguenza, il rapporto di trascinamento presenta i valori massimi per bassi valori del rapporto A_{eff}/A_{tot} e decresce all'aumentare di A_{eff}/A_{tot} . Il pressure lift presenta invece un andamento opposto (fig. 51). Infatti esso cresce con A_{eff}/A_{tot} fino a valori di questo di circa 0,8, per poi stabilizzarsi. Questi andamenti sono coerenti con quelli riscontrati sperimentalmente da Lucas et al. [21], che ha evidenziato come a bassi valori del rapporto di trascinamento corrispondano elevati valori del recupero di pressione e viceversa.

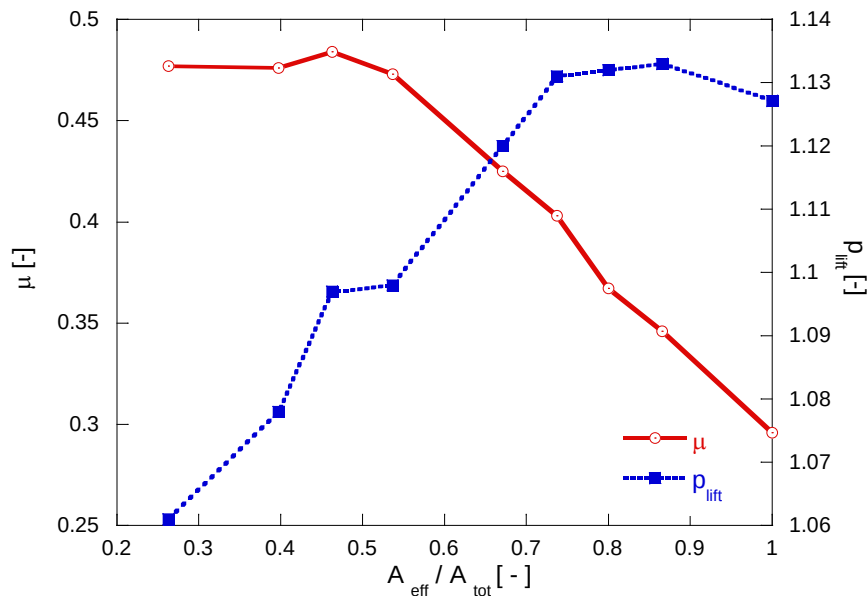


Figura 51. Rapporto di trascinamento μ e pressure lift p_{lift} al variare di A_{eff}/A_{tot}

La potenza massima recuperabile W_{maxrec} cresce proporzionalmente all'area di passaggio, principalmente per il corrispondente incremento della portata elaborata al primario. La potenza recuperata assume invece i valori più elevati in corrispondenza di valori piuttosto bassi di m_{sf} (fig.52).

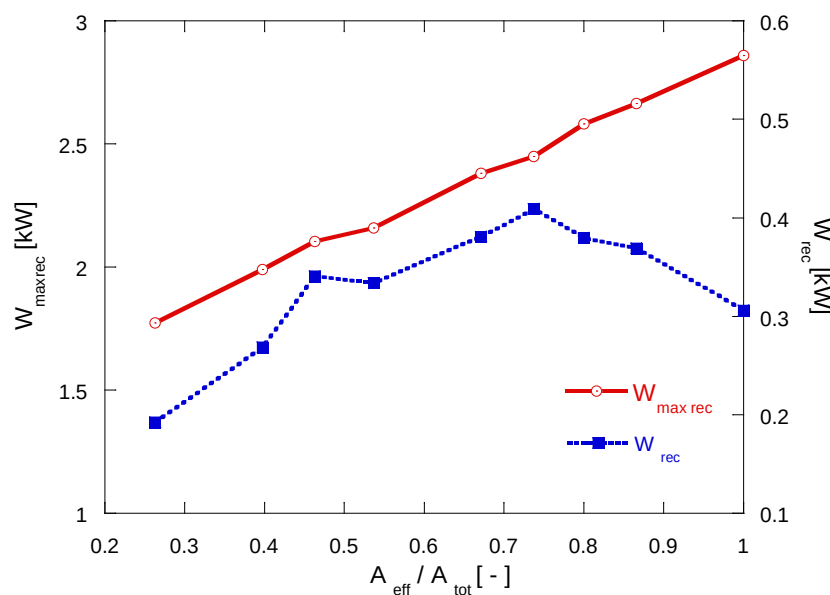


Figura 52. Potenza massima recuperabile W_{maxrec} e potenza recuperata W_{rec} al variare di A_{eff}/A_{tot}

Il rendimento dell'eiettore assume il valore massimo in corrispondenza del massimo per la potenza recuperata (fig. 53). Si nota però che il COP massimo è ottenuto con una combinazione di eiettori attiva diversa da quella corrispondente al massimo per η_{ej} . Il COP infatti può dipendere anche dalle prestazioni degli altri componenti in corrispondenza delle varie possibili combinazioni di lavoro.

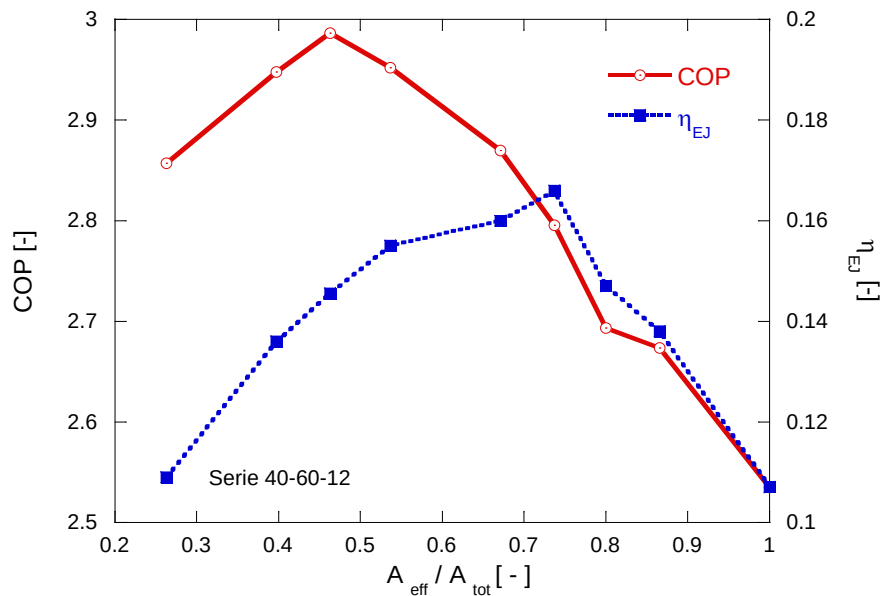


Figura 53. COP e rendimento dell'eiettore η_{ej} al variare di A_{eff}/A_{tot}

A questo proposito, si mostra in fig. 54 l'andamento dell'efficienza del gas-cooler ϵ_{GC} , calcolata con l'eq. 20, al variare di A_{eff}/A_{tot} :

$$\epsilon_{GC} = (T_{inGC} - T_{oGC}) / (T_{inGC} - T_{water\ in}) \quad (20)$$

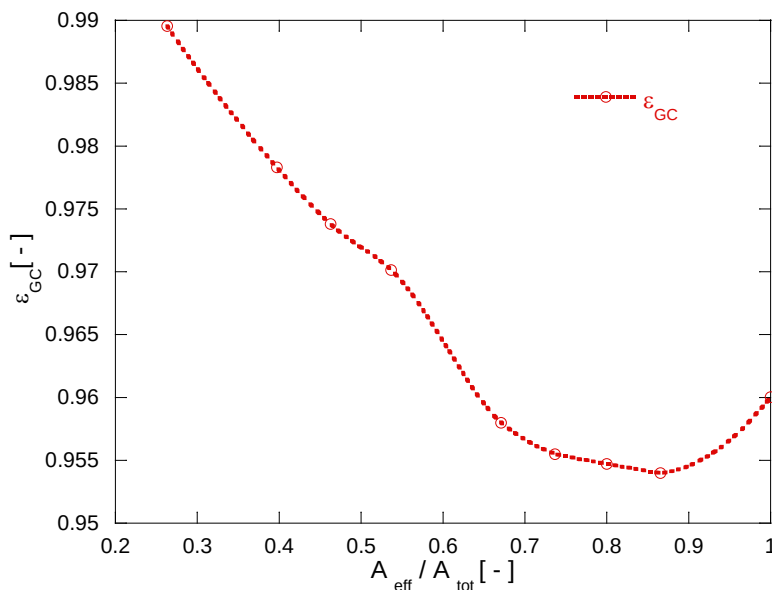


Figura 54. Efficienza del gas-cooler ϵ_{GC} al variare di A_{eff}/A_{tot}

Essa evidenzia come, al diminuire di A_{eff}/A_{tot} , cresce ϵ_{GC} per cui si riduce la temperatura del refrigerante in uscita gas-cooler, che tende a raggiungere quella dell'acqua in ingresso gas-cooler pari a 40°C. I valori di rendimento più elevati si ottengono perciò in corrispondenza delle pressioni di esercizio al gas-cooler maggiori.

La fig. 55 mostra la variazione del rapporto di compressione β e del rendimento globale del compressore η_g al variare di A_{eff}/A_{tot} . Al crescere di A_{eff}/A_{tot} fa riscontro una chiara diminuzione di β e una riduzione contenuta del rendimento globale del compressore η_g , calcolato in accordo all'eq. 15.

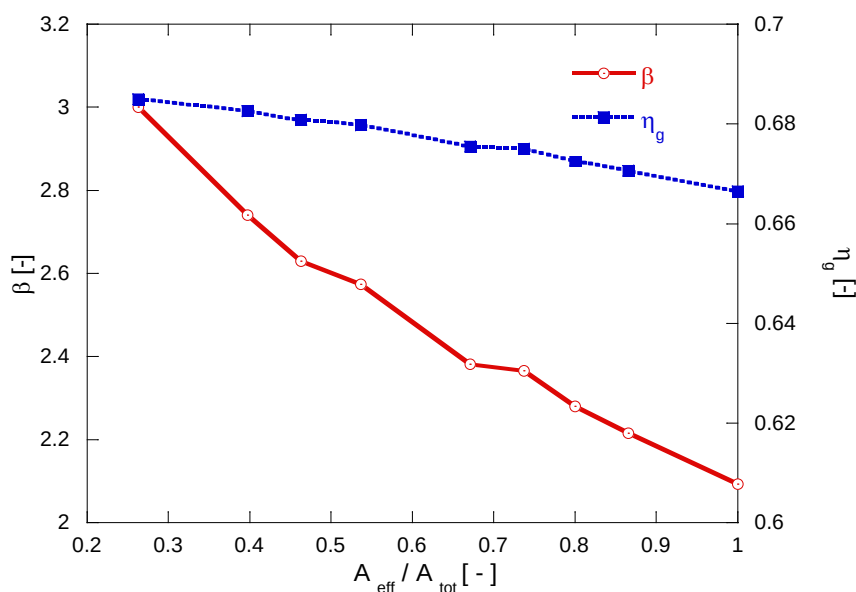


Figura 55. Rapporto di compressione β e rendimento globale del compressore η_g al variare di A_{eff}/A_{tot}

La fig. 56 mostra come varia la pressione al gas-cooler con l'area di passaggio. Tale pressione influenza sicuramente l'efficienza del gas-cooler. E' importante notare che il sistema di controllo automatico del gruppo multi-eiettore è stato impostato per portare la pressione al gas-cooler a 100 bar. Nella serie in esame effettivamente il COP segue il trend della p_{GC} , almeno per valori di A_{eff}/A_{tot} maggiori di 0.5, ma il COP massimo non è stato ottenuto in corrispondenza della p_{GC} più elevata. Questo potrebbe accadere perché, per valori di A_{eff}/A_{tot} minori di 0.5, si ha una notevole riduzione della potenza recuperata dal gruppo multi-eiettore e di η_{ej} .

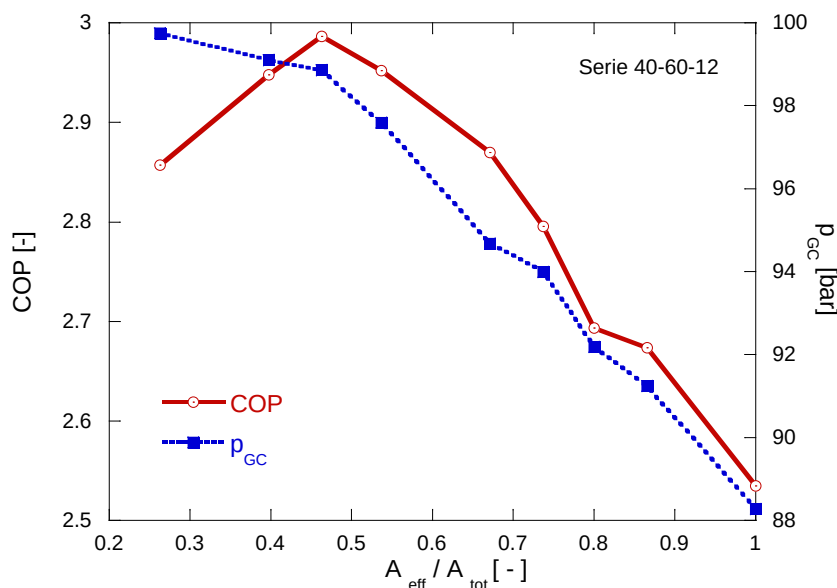


Figura 56. COP e pressione al gas-cooler p_{GC} al variare di A_{eff}/A_{tot}

In conclusione, il gruppo multieiettore ha contribuito al raggiungimento del COP massimo, in quanto, in quella configurazione ha consentito un recupero energetico di 350 W circa (fig. 53) lavorando con un'efficienza leggermente superiore al 14% (fig. 54). L'efficienza ottimale del gruppo multi-eiettore non è stata però ottenuta nella configurazione corrispondente al COP massimo.

3.5.2 Test con $T_{\text{water in}} = 40^\circ\text{C}$, $T_{\text{water out}} = 60^\circ\text{C}$, $T_{\text{ambiente}} = 7^\circ\text{C}$

Per questa serie è stata sviluppata un'analisi analoga a quella precedente.

Confrontando gli andamenti delle principali grandezze influenzate dalla configurazione di lavoro del multi-eiettore, si può evidenziare quanto segue:

- Gli andamenti delle portate elaborate al primario e al secondario sono analoghi a quelli riguardanti la serie con $T_{\text{ambiente}} = 12^\circ\text{C}$ (fig. 57): per la portata elaborata al secondario, il massimo si ottiene in corrispondenza di una sezione di passaggio utile leggermente minore;

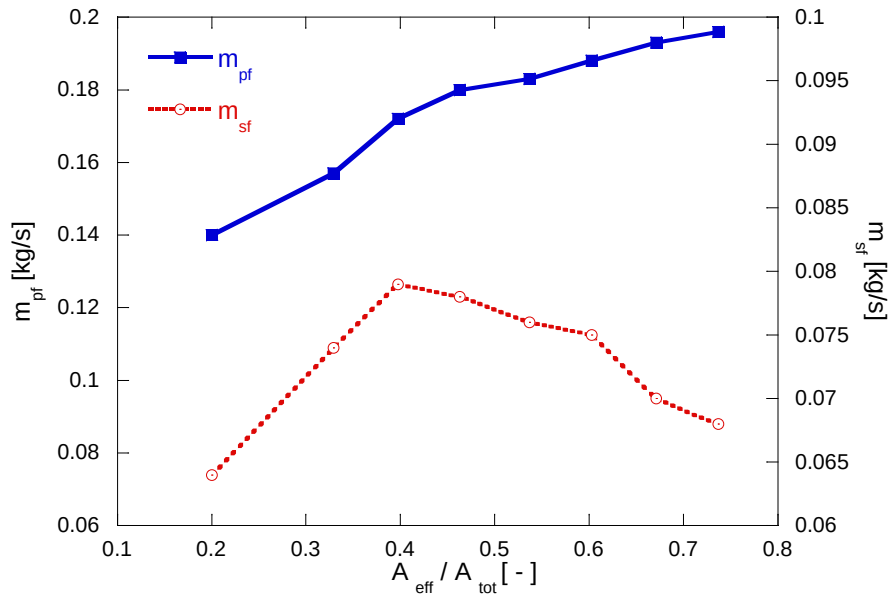


Figura 57. Portate al primario (m_{pf}) e al secondario (m_{sf}) al variare di $A_{\text{eff}}/A_{\text{tot}}$

- Anche gli andamenti del rapporto di trascinamento e del pressure lift sono analoghi a quelli relativi alla serie con $T_{\text{ambiente}} = 12^\circ\text{C}$ (fig. 58), ma il rapporto di trascinamento appare più sensibile alla variazione della sezione di passaggio. I valori di pressure lift misurati sono, in questo caso, leggermente superiori a quelli della serie precedente;

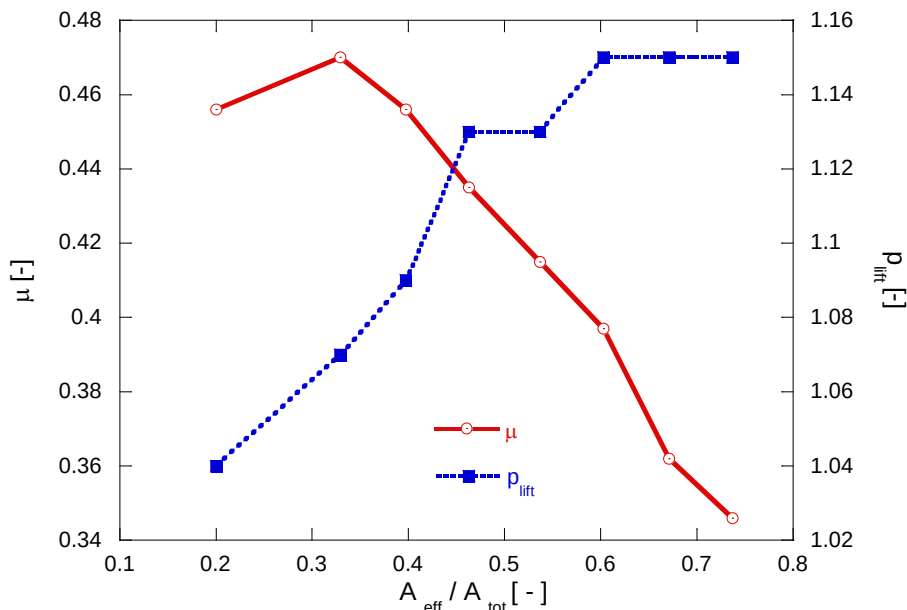


Figura 58. Rapporto di trascinamento μ e pressure lift p_{lift} al variare di $A_{\text{eff}}/A_{\text{tot}}$

- La potenza recuperata dall'eiettore, figura 59, segue lo stesso andamento rispetto alla serie precedente, ma, per A_{eff}/A_{tot} maggiori di 0.5, si registrano valori di potenza recuperata praticamente costanti;

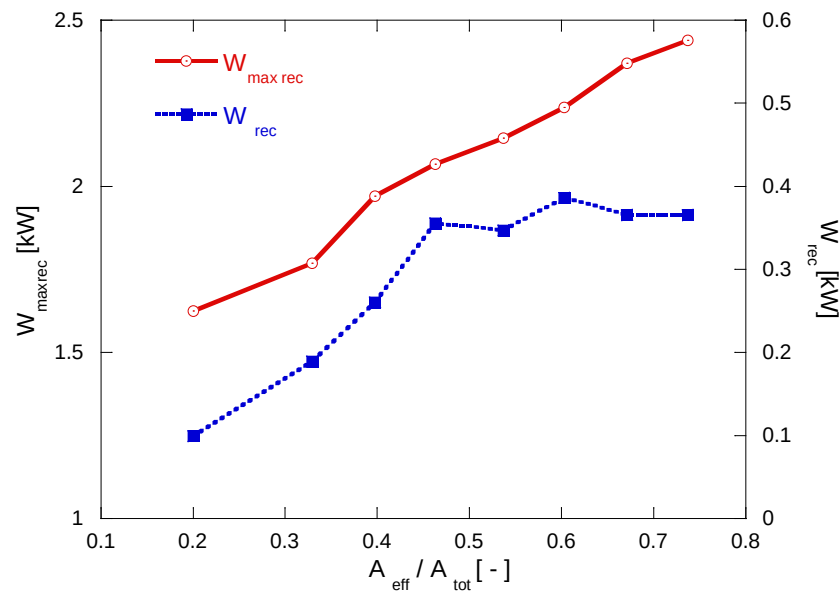


Figura 59. Potenza massima recuperabile W_{maxrec} e potenza recuperata W_{rec} al variare di A_{eff}/A_{tot}

- La fig. 60 mostra l'andamento del rendimento dell'eiettore e del COP della macchina: per valori elevati di A_{eff}/A_{tot} , η_{ej} si mantiene costante su valori di $0.16 \div 0.17$, ma il COP ha invece andamento decrescente, come per la serie precedente; il COP massimo si ottiene in corrispondenza di una combinazione di eiettori che fornisce un valore di A_{eff}/A_{tot} di circa 0.32, laddove η_{ej} assume valori piuttosto bassi (circa 0.1). Esistono comunque altre due configurazioni che forniscono valori di COP prossimi al massimo.

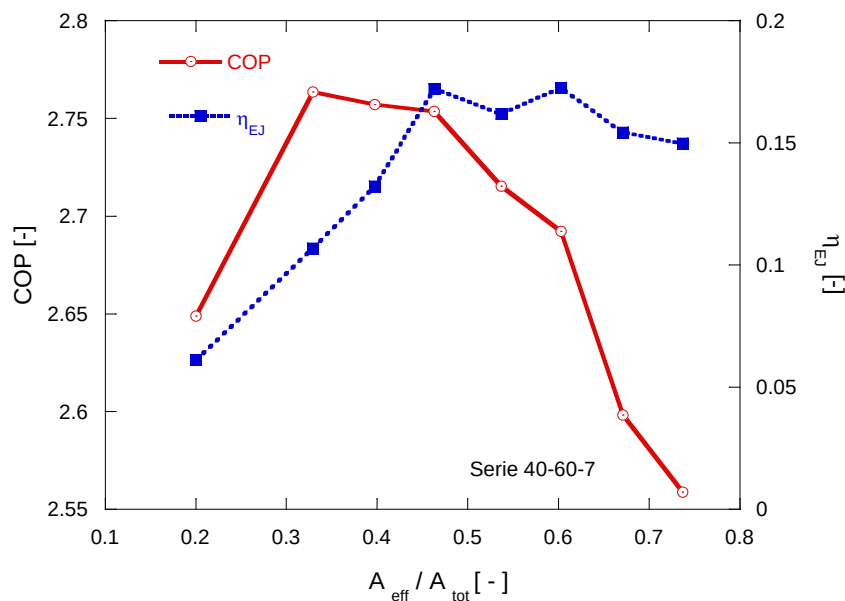


Figura 60. COP e rendimento dell'eiettore η_{ej} al variare di A_{eff}/A_{tot}

- La fig. 61 evidenzia l'andamento di ϵ_{GC} analogo a quello della serie precedente: in termini assoluti, si riscontra però una variazione veramente ridotta di questo parametro

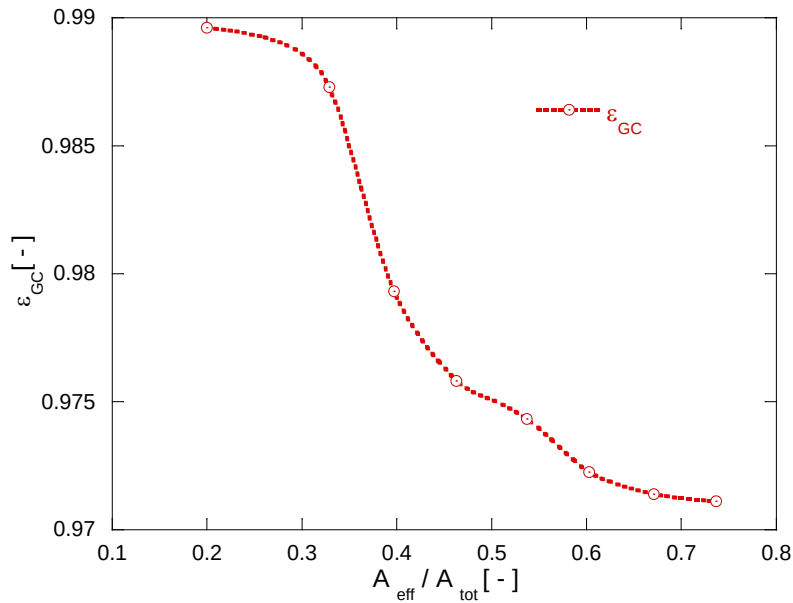


Figura 61. Efficienza del gas-cooler ϵ_{GC} al variare di A_{eff}/A_{tot}

- Anche il rendimento globale del compressore non è influenzato in maniera significativa dalla combinazione di eiettori utilizzata (fig.62)

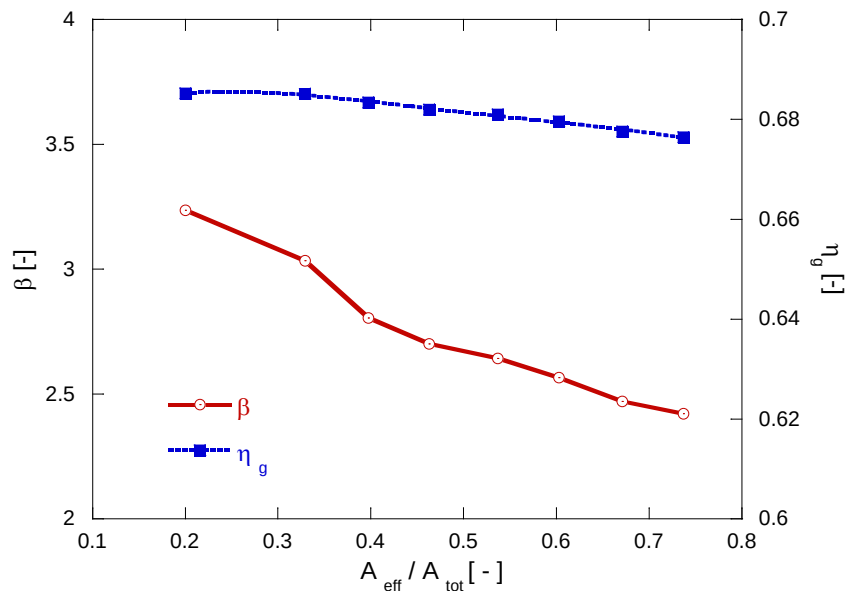


Figura 62. Rapporto di compressione β e rendimento globale del compressore η_g al variare di A_{eff}/A_{tot}

Il COP segue l'andamento della pressione al gas-cooler e assume il valore massimo in corrispondenza della massima p_{GC} (fig. 63). Per valori di valore di A_{eff}/A_{tot} minori di 0.32, il COP decresce sia per la riduzione di p_{GC} , sia per la simultanea riduzione del rapporto di trascinamento e del pressure lift.

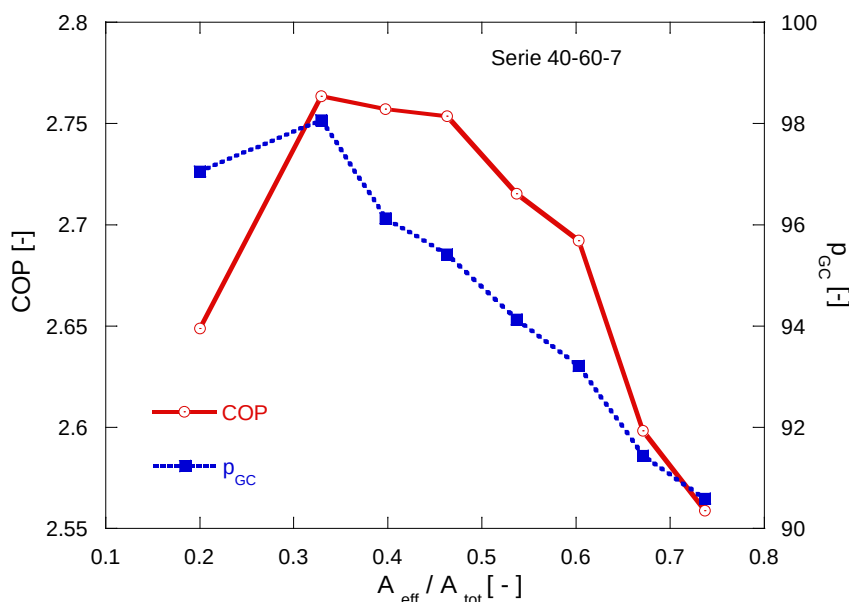


Figura 63. COP e pressione al gas-cooler p_{GC} al variare di A_{eff}/A_{tot}

Riassumendo, il COP massimo è stato ottenuto per una configurazione del gruppo eiettore cui corrisponde un recupero energetico piuttosto ridotto (inferiore ai 200 W, fig. 59) ed un'efficienza leggermente superiore al 10% (fig. 60). Ai valori di efficienza ottimale, invece, hanno corrisposto condizioni di prova caratterizzate da bassa pressione al gas-cooler e di conseguenza, da bassi COP.

3.5.3 Test con $T_{water\ in} = 30\ ^\circ C$, $T_{water\ out} = 60\ ^\circ C$, $T_{ambiente} = 5\ ^\circ C$

Con queste condizioni operative è stata realizzata una serie caratterizzata da sette configurazioni diverse per il gruppo multi-eiettore.

Gli andamenti delle portate elaborate dall'eiettore, del rapporto di trascinamento e del pressure lift sono analoghi a quelli delle serie precedenti (fig. 64 e 65).

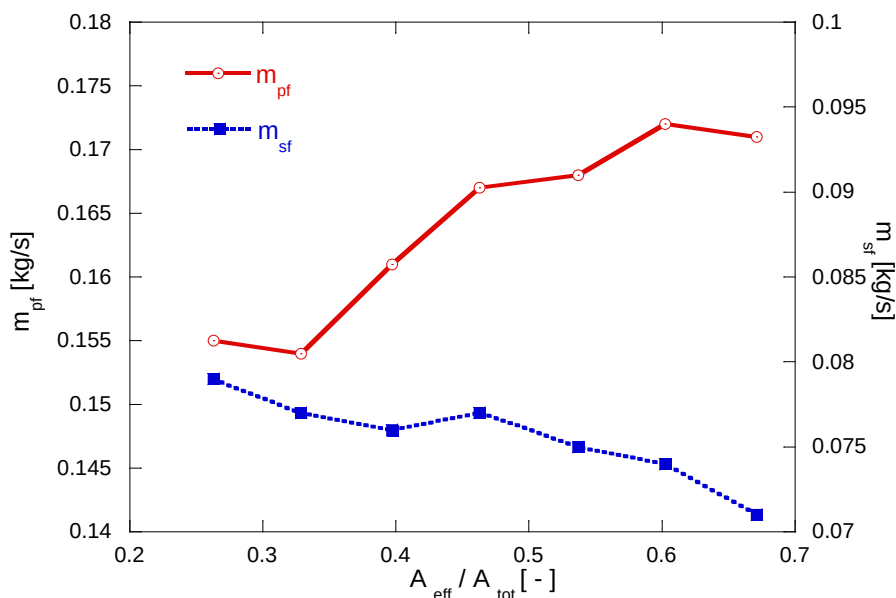


Figura 64. Portate al primario (m_{pf}) e al secondario (m_{sf}) al variare di A_{eff}/A_{tot}

In termini assoluti, la portata elaborata al primario dell'eiettore per bassi valori di A_{eff}/A_{tot} assume gli stessi valori della serie precedente, ma, al crescere di A_{eff}/A_{tot} , subisce variazioni di minore entità, giungendo a

circa 0.17 kg/s con A_{eff}/A_{tot} 0.7, contro 0.23 kg/s circa per la serie precedente con la stessa area di passaggio. Per le altre grandezze, invece, sono stati riscontrati valori simili a quelli delle serie precedenti.

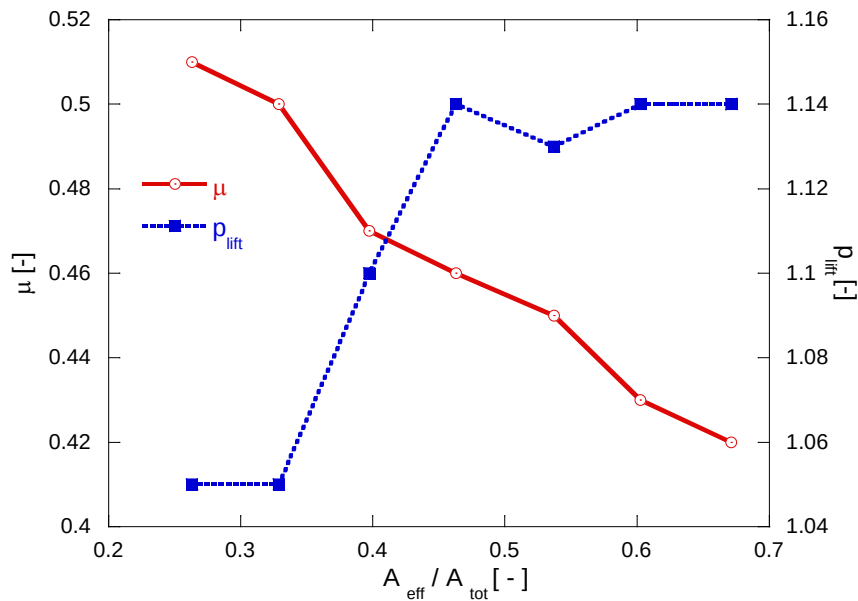


Figura 65. Rapporto di trascinamento μ e pressioni lift p_{lift} al variare di A_{eff}/A_{tot}

Per quanto riguarda la potenza massima recuperabile, proprio a causa della minore portata elaborata al primario, si ottengono valori non superiori ai 2kW (fig. 66).

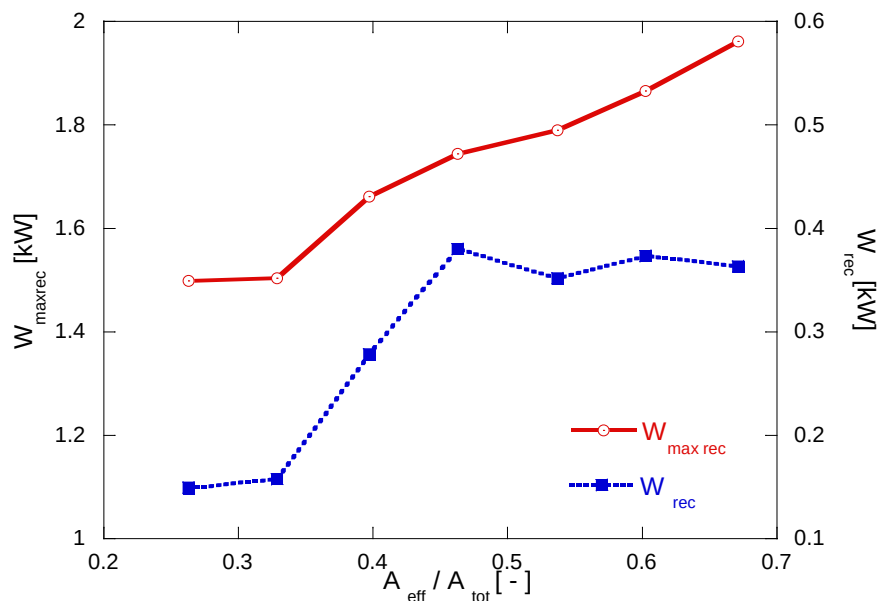


Figura 66. Potenza massima recuperabile W_{maxrec} e potenza recuperata W_{rec} al variare di A_{eff}/A_{tot}

La potenza recuperata assume invece valori e andamenti in linea con quelli delle serie precedenti. Di conseguenza il rendimento dell'eiettore assume valori nettamente superiori rispetto alle serie precedenti. I valori più alti di η_{ej} si riscontrano però quando A_{eff}/A_{tot} è maggiore o uguale a 0.5, laddove i COP ottenuti sono più bassi (fig. 67).

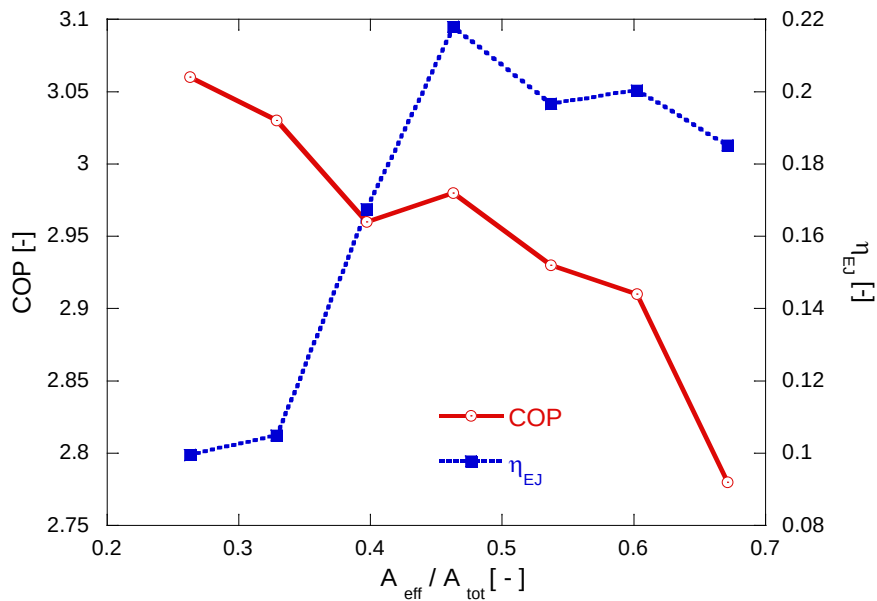


Figura 67. COP e rendimento dell'eiettore η_{ej} al variare di A_{eff}/A_{tot}

Il parametro che maggiormente influisce sull'andamento del COP è, ancora una volta, la pressione al gas-cooler, che, con il suo crescere, influenza positivamente le prestazioni di alcuni componenti fondamentali, come il gas-cooler.

La figura 68 mostra che la p_{GC} massima ottenuta in questa serie di prove è molto inferiore rispetto alle altre serie. Sarebbe stato dunque possibile eseguire test con aree di passaggio inferiori per incrementare la p_{GC} e, presumibilmente il COP. Probabilmente, in queste condizioni, il contributo del recupero energetico dell'eiettore sarebbe stato ancora minore.

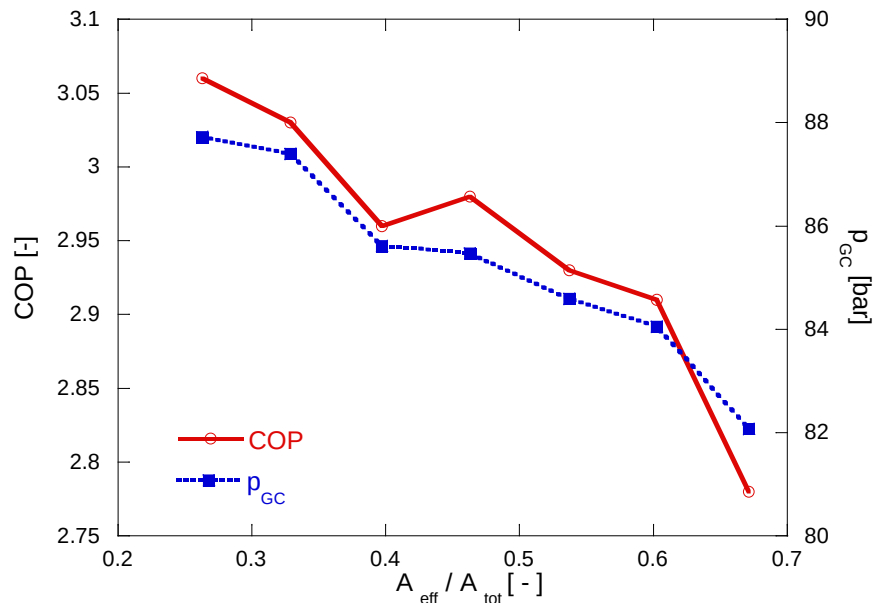


Figura 68. COP e pressione al gas-cooler p_{GC} al variare di A_{eff}/A_{tot}

Riepilogando, il COP massimo è stato ottenuto per una configurazione del gruppo eiettore cui corrisponde un recupero energetico piuttosto ridotto (circa 130 W, fig. 66) ed un'efficienza inferiore al 10% (fig. 67). Anche per questa serie di prove, come per la precedente, ai valori di efficienza ottimale hanno corrisposto condizioni di prova caratterizzate da bassa pressione al gas-cooler e di conseguenza, da bassi COP.

3.5.4 Serie di test con carica di refrigerante aumentata

Per valutare l'effetto della carica di refrigerante sulle prestazioni del gruppo multi-eiettore, sono state condotte tre ulteriori serie di test con temperature dell'acqua fissate rispettivamente a 40 °C e a 60 °C in ingresso e in uscita al gas-cooler e temperatura ambiente di 0 °C, 7 °C e 20 °C. In tabella 4 sono riportati i principali parametri caratteristici dei test eseguiti in questa seconda fase.

Tabella 4. Parametri caratteristici per i test condotti con carica aumentata

N° prova	T _{w,in}	T _{w,out}	T _{amb}	f	eiettore	T _{ev}	Q _{GC}	W _{CP}	COP _{CP}	p _{lift}	μ	η _{ej}
[#]	[°C]	[°C]	[°C]	[Hz]	[#]	[°C]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]	[-]	[-]
111	40	60	0	50	ej3	-9,29	28,45	11,30	2,52	1,08	0,48	0,11
112	40	60	0	50	ej1 + ej3	-9,97	27,96	11,26	2,48	1,15	0,45	0,18
113	40	60	0	50	ej2 + ej3	-10,77	26,62	11,01	2,42	1,21	0,41	0,20
114	40	60	0	50	ej1 + ej2+ej3	-10,68	26,04	10,93	2,38	1,22	0,39	0,20
115	40	60	0	50	ej4	-10,09	24,62	10,81	2,28	1,20	0,36	0,16
116	40	60	0	50	ej1 + ej4	-9,87	23,75	10,66	2,23	1,21	0,32	0,14
117	40	60	0	50	ej2 + ej4	-9,33	22,31	10,50	2,13	1,21	0,28	0,12
118	40	60	0	50	ej1 + ej2 + ej4	-8,74	21,24	10,39	2,04	1,21	0,25	0,11
119	40	60	7	50	ej1 + ej2+ej3	-4,86	32,67	11,80	2,77	1,18	0,49	0,23
120	40	60	7	50	ej4	-5,07	31,42	11,53	2,73	1,17	0,47	0,20
121	40	60	7	50	ej1 + ej4	-4,83	30,01	11,42	2,63	1,18	0,44	0,19
122	40	60	7	50	ej2 + ej4	-5,59	26,56	11,08	2,40	1,19	0,36	0,16
123	40	60	20	50	ej1 + ej4	5,74	41,51	12,80	3,24	1,12	0,57	0,23
124	40	60	20	50	ej2 + ej4	6,02	39,99	12,46	3,21	1,13	0,54	0,23
125	40	60	20	50	ej1 + ej2 + ej4	6,21	38,68	12,31	3,14	1,13	0,51	0,22
126	40	60	20	50	ej3 + ej4	6,66	37,34	12,09	3,09	1,13	0,48	0,20
127	40	60	20	50	ej1 + ej3 + ej4	7,01	36,36	11,95	3,04	1,12	0,46	0,18
128	40	60	20	50	ej2 + ej3 + ej4	7,44	34,59	11,69	2,96	1,12	0,43	0,16

La fig. 69 mostra l'andamento di μ e di p_{lift} al variare della combinazione di eiettori attivi. Le tre serie di test si differenziano per la diversa temperatura ambiente. Il rapporto di trascinamento decresce all'aumentare di A_{eff}/A_{tot} per tutte e tre le serie. Il pressure lift, invece, si mantiene pressoché costante per ogni serie di test, salvo decrescere considerevolmente per la serie a 0 °C per i due test caratterizzati da A_{eff}/A_{tot} minori di 0.4. Tra l'altro solo per la serie a 0 °C è stato possibile eseguire test con rapporti A_{eff}/A_{tot} così bassi senza superare eccessivamente il limite di 100 bar per l'alta pressione.

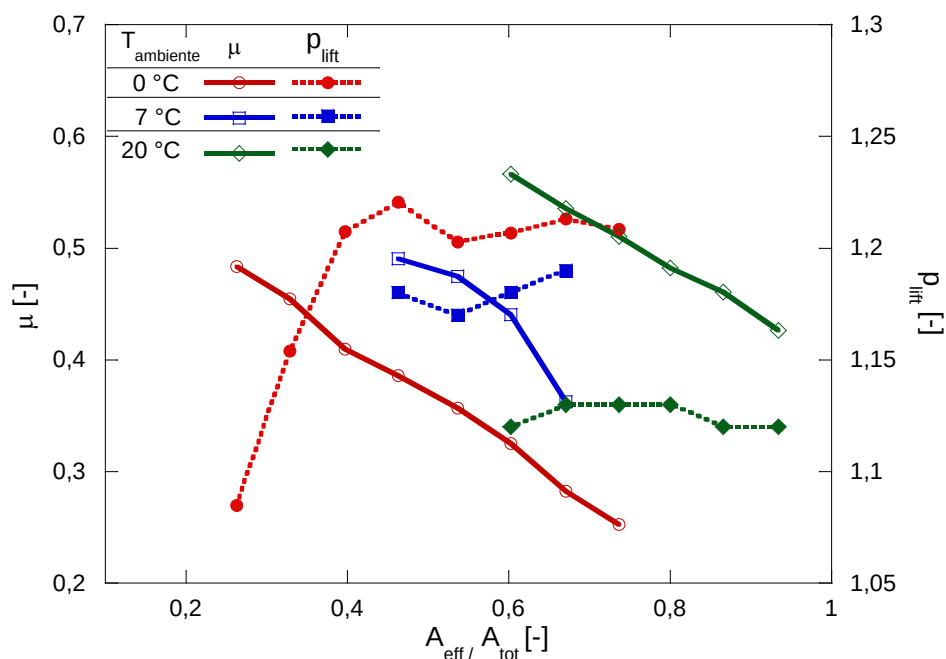


Figura 69. Rapporto di trascinamento μ e pressur lift p_{lift} al variare di A_{eff}/A_{tot} per i test con carica aumentata

L'andamento del rendimento dell'eiettore η_{ej} con A_{eff}/A_{tot} segue un trend molto diverso rispetto alle serie con carica standard prima analizzate (fig. 70): esso infatti tende ad aumentare al ridursi di A_{eff}/A_{tot} , a parte i due test a 0 °C con A_{eff}/A_{tot} minori di 0.4. In valore assoluto, sono stati raggiunti valori di η_{ej} nettamente superiori rispetto alle serie con carica standard.

Il COP, come per le serie precedenti cresce al diminuire di A_{eff}/A_{tot} : esso continua ad aumentare anche laddove η_{ej} si riduce drasticamente.

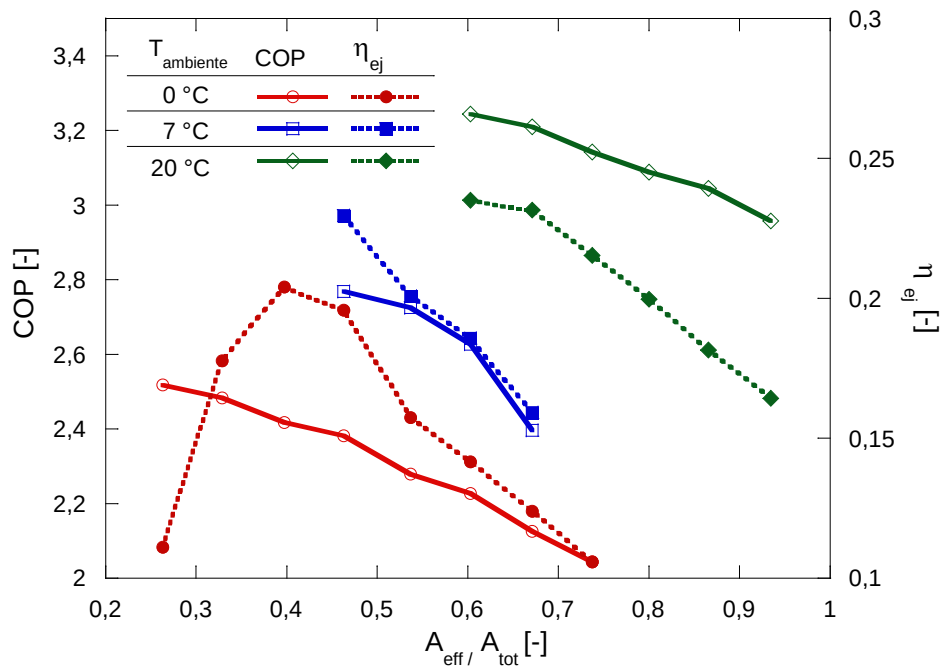


Figura 70. COP e rendimento dell'eiettore η_{ej} al variare di A_{eff}/A_{tot} per i test con carica aumentata

Invece, il COP ha un andamento sempre corrispondente a quello della pressione al gas cooler p_{GC} (fig. 71).

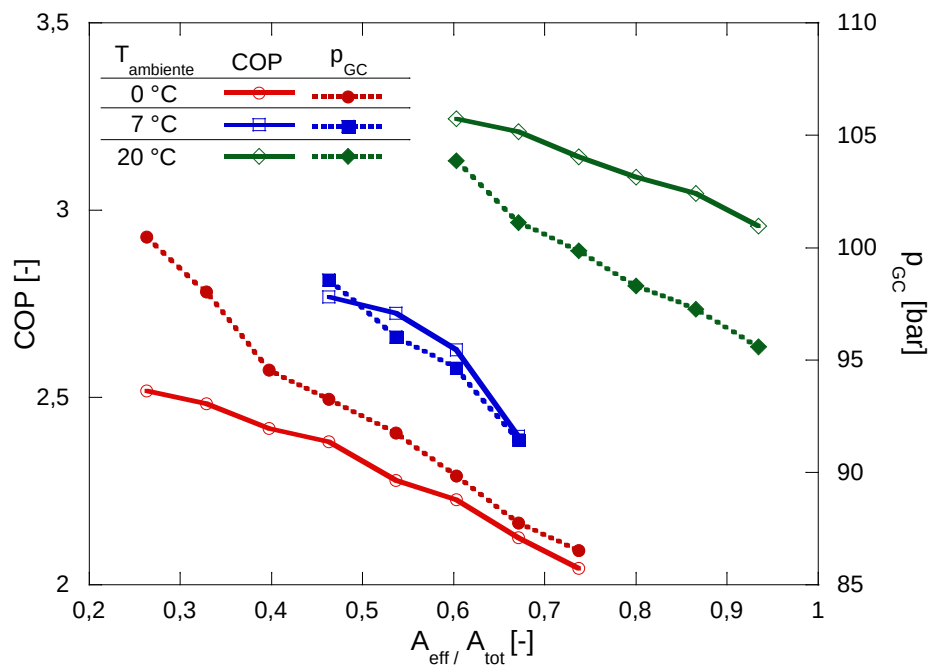


Figura 71. COP e pressione al gas-cooler p_{GC} al variare di A_{eff}/A_{tot} per i test con carica aumentata

E' interessante infine confrontare, i valori di efficienza dell'eiettore e di COP ottenuti per la stessa tipologia di test, caratterizzati da $T_{\text{water in}}$ di 40 °C, $T_{\text{water out}}$ di 60 °C e T_{ambiente} di 7 °C (fig. 72).

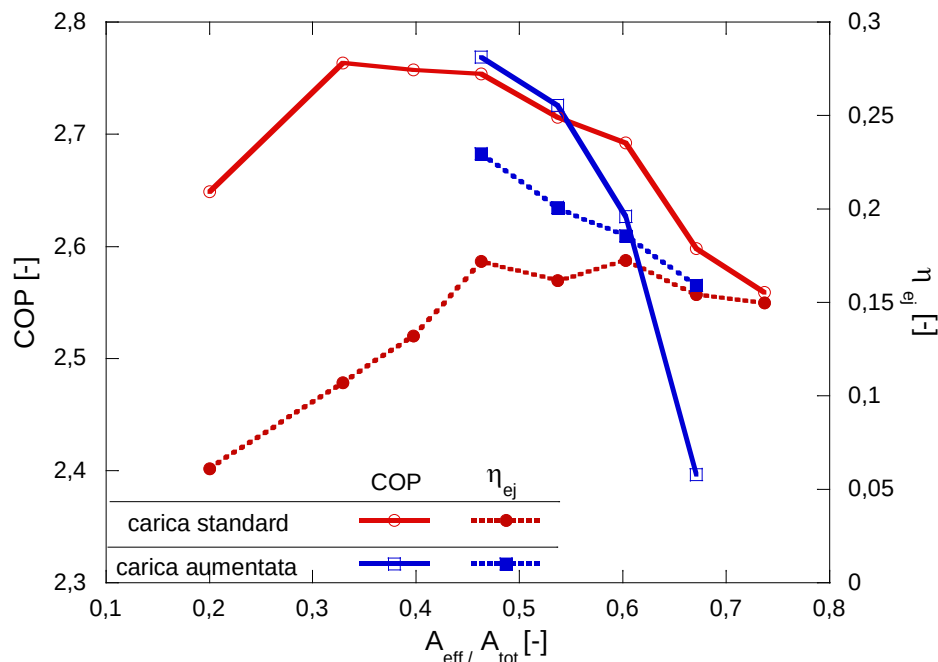


Figura 72. Confronto tra COP e rendimento dell'eiettore η_{ej} al variare di $A_{\text{eff}}/A_{\text{tot}}$ per i test con carica standard e carica aumentata

Per la serie con carica aumentata sono stati eseguiti test fino a $A_{\text{eff}}/A_{\text{tot}}$ intorno a 0.5 in quanto, con questa combinazione di eiettori, la p_{GC} ha raggiunto valori prossimi al limite di 100 bar. A parità di $A_{\text{eff}}/A_{\text{tot}}$ sono stati ottenuti valori di η_{ej} nettamente superiori soprattutto in due condizioni di prova. Il COP però, per questi stessi test, ha assunto valori praticamente coincidenti. Questo accade perché, con la carica aumentata, la valvola di laminazione a valle del sottoraffreddatore tende a laminare di più per mantenere un surriscaldamento ottimale in uscita evaporatore. In tal modo, la pressione di evaporazione si riduce.

Allora, il maggior recupero di pressione dell'eiettore, partendo da un valore di pressione più basso, consente soltanto di mantenere invariata la pressione di aspirazione del compressore. Quindi anche il rapporto di compressione rimane praticamente invariato così come le prestazioni del compressore e il COP complessivo.

4 Conclusioni

Questa linea di attività ha previsto lo studio sperimentale di una pompa di calore aria-acqua ad R744 dotata di un gruppo multi-eiettore come organo di espansione. L'impiego di questo sistema di espansione può consentire di ottenere elevate prestazioni, in termini di COP, anche in quelle applicazioni, come la climatizzazione invernale, in cui l'uso della CO_2 come fluido di lavoro potrebbe essere penalizzante. Nella prima parte dell'attività sono stati caratterizzati i singoli eiettori che compongono il sistema di espansione, mostrando come essi, pur essendo costruiti in similitudine geometrica, possano offrire prestazioni diverse e ottimizzabili in funzione delle condizioni di esercizio. I risultati di questa parte dell'attività sperimentale sono stati impiegati anche per la realizzazione di un modello di simulazione degli eiettori da parte dell'Università Federico II di Napoli, Dipartimento di Energetica, Termofluidodinamica e Condizionamenti ambientali (DETEC).

L'attività sperimentale è proseguita con l'analisi del funzionamento del multi-eiettore con attivazione simultanea dei singoli componenti. In questa fase sono stati comparati i valori dei principali parametri prestazionali del sistema multi-eiettori con le condizioni operative di funzionamento, al variare della combinazione di eiettori attiva. Il principale risultato ottenuto riguarda la constatazione che la pompa di

calore in test, con le condizioni al contorno analizzate, non sembra avere sfruttato completamente tutto il potenziale di recupero messo a disposizione dal gruppo multi-eiettore, in quanto i valori massimi di η_{ej} non hanno corrisposto ai valori massimi del COP. Sarebbe quindi fondamentale realizzare o disporre di mappe di rendimento dell'eiettore che consentano di selezionare i componenti più adatti per le condizioni di funzionamento. La realizzazione di tale mappe di prestazioni rappresenta uno dei possibili obiettivi ottenibili a valle del completamento del modello di simulazione in fase di sviluppo presso l'Università Federico II di Napoli.

In futuro potrebbe essere utile procedere nell'attività di ricerca per valutare l'influenza di alcuni parametri marginalmente considerati in questa prima fase (come per es. la carica di refrigerante), per caratterizzare gli eiettori non analizzati singolarmente in questa annualità (gli eiettori con sezioni di passaggio più piccole, in funzionamento singolo, causavano una eccessiva riduzione della pressione di evaporazione) oppure per verificare le prestazioni ottenibili con eiettori di geometria diversa.

5 Riferimenti bibliografici

1. P. Neksa, A. Hafner, A. M. Bredesen, T. M. Eikevik, CO₂ as working fluid – Technological development on the road to sustainable refrigeration, The 12th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference, Edinburgh, 2016
2. E. E. Kriezi, K. Fredslund, K. Banasiak, A. Hafner, R744 multi ejector development, The 12th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference, Edinburgh, 2016
3. S. Elbel, P. Hrnjak, Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation. International Journal of Refrigeration vol. 31, pagg. 411–422, 2008
4. J. Köhler, C. Richter, W. Tegethoff, C. Tischendorf, . Experimental and Theoretical Study of a CO₂ Ejector Refrigeration Cycle. Proceedings of the VDA Winter Meeting, Saalfelden, 2007
5. Y. Bartosiewicz, Z. Aidoun, P. Desevaux, Y. Mercadier, Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors, International Journal of Heat Fluid Flow, vol. 26, pagg. 56-70, 2005
6. K. Chunnanond, S. Aphornratana, Ejectors: applications in refrigeration technology, Renewable Sustainable Energy Review, vol. 8, pagg. 129-155, 2004
7. A. A. Kornhauser, The use of an ejector as a refrigerant expander, Proceedings of the 1990 USNC/IIR-Purdue refrigeration conference. Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 1990
8. S. Minetto, R. Brignoli, K. Banasiak, A. Hafner, C. Zilio, Performance assessment of an off-the-shelf R744 heat pump equipped with an ejector, Applied Thermal Engineering vol.59, pagg. 568-575, 2013
9. D. Li, E.A. Groll, Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device, International Journal of Refrigeration, vol. 28, pagg. 766-773, 2005
10. L. Deng, P. Jiang, T. Lu, W. Lu, Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector, Applied Thermal Engineering, vol. 27, pagg. 381-388, 2007
11. S. Elbel, P. Hrnjak, Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation, International Journal of Refrigeration, vol. 31, pagg. 411-422, 2008
12. M. Nakagawa, A.R. Marasigan, T. Matsukawa, A. Kurashina, Experimental investigation on the effect of mixing length on the performance of two-phase ejector for CO₂ refrigeration cycle with and without heat exchanger, International Journal of Refrigeration, vol. 34, pagg. 1604-1613, 2011
13. J.S. Lee, M.S. Kim, M.S. Kim, Experimental study on the improvement of CO₂ air conditioning system performance using an ejector, International Journal of Refrigeration, vol. 34, pagg. 1614-1625, 2011
14. K. Banasiak, A. Hafner, T. Andresen, Experimental and numerical investigation of the influence of the two-phase ejector geometry on the performance of the R744 heat pump, International Journal of Refrigeration, vol. 35, pagg. 1617-1625, 2012
15. Girotto, S., 2012. Efficiency Improvement in Commercial Refrigeration for Warmer Climates with CO₂, Proceedings from the ATMosphere Europe, 5-7.11.2012, Brussels, 2012

16. K. Banasiak, A. Hafner, E. E. Kriezi, K. B. Madsen, M. Birkelund, K. Fredslund, R. Olsson, Development and performance mapping of a multiejector expansion work recovery pack for R744 vapour compression units, International Journal of Refrigeration, vol. 57, pagg. 265-276, 2015
17. Cavallini, C. Zilio, "Carbon dioxide as a natural refrigerant", International Journal of Low-Carbon Technologies, Vol. 2, N 3 pagg. 225-249, luglio 2007
18. N. Calabrese, R. Trinchieri, L. Saraceno, G. Boccardi, N. Pragliola, Test in camera climatica di un prototipo di PdC ad R744 reversibile (caldo/freddo) dotato di un eiettore per il recupero dell'energia di espansione: potenzialità 30 kW, Report RdS/PAR2014/235, settembre 2015
19. F. Botticella, G. Lillo, R. Mastrullo, A. W. Mauro, Sviluppo teorico-sperimentale di un modello di simulazione termofluidodinamica del funzionamento del sistema ad eiettori multipli, Report RdS/PAR2015/169, ottobre 2016
20. L. Saraceno, G. Boccardi, A. Franchi, A. Lattanzi, M. Morlacca, A. Scotini, L. Simonetti, R. Trinchieri, Studio teorico-sperimentale degli effetti derivanti dalla presenza di olio lubrificante in una pompa di calore a R744 dotata di gruppo multieiettore, RdS/PAR2015/171, ottobre 2016
21. C. Lucas, J. Koehler, Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector, International Journal of Refrigeration, vol. 35, pagg. 1595-1603, 2012

6 Abbreviazioni ed acronimi

COP: coefficiente di prestazione della macchina in modalità pompa di calore

EER: coefficiente di prestazione della macchina in modalità raffreddamento

A_{eff} : Area effettiva di passaggio messa a disposizione dal gruppo multi-eiettore [m^2]

A_{tot} : Area di passaggio totale disponibile con tutti gli eiettori attivi [m^2]

f : frequenza elettrica di alimentazione compressore [Hz]

$p_{in CP}$: pressione ingresso compressore [bar]

$p_{in EJ pf}$: pressione ingresso eiettore fluido primario [bar]

$p_{in EJ sf}$: pressione ingresso eiettore fluido secondario [bar]

p_{GC} : pressione ingresso gas-cooler [bar]

$p_{out CP}$: pressione uscita compressore [bar]

$p_{out EJ}$: pressione uscita eiettore [bar]

$p_{out EEV}$: pressione uscita valvola elettronica di laminazione supplementare [bar]

$p_{out EVH}$: pressione uscita evaporatore [bar]

Q_{GC} : potenza termica scambiata al gas cooler [kW]

Q_{EV} : potenza termica scambiata all'evaporatore [kW]

$T_{ambiente}, T_{amb}$: temperatura dell'aria [$^{\circ}C$]

T_{ev} : temperatura di evaporazione [$^{\circ}C$]

$T_{out EJE}$: temperatura del refrigerante in uscita eiettore [$^{\circ}C$]

$T_{out EVH}$: temperatura del refrigerante in uscita dall'evaporatore [$^{\circ}C$]

$T_{in CP}$: temperatura del refrigerante in ingresso compressore [$^{\circ}C$]

$T_{out EEV}$: temperatura del refrigerante in uscita dalla valvola di laminazione supplementare [$^{\circ}C$]

$T_{water in}, T_{w,in}$: temperatura del fluido termovettore (acqua) in ingresso [$^{\circ}C$]

$T_{water out}, T_{w,out}$: temperatura del fluido termovettore (acqua) in uscita [$^{\circ}C$]

$T_{in GC}$: temperatura refrigerante ingresso gas-cooler [$^{\circ}C$]

T_{oGC} : temperatura refrigerante uscita gas-cooler [$^{\circ}\text{C}$]
 T_{ev} : temperatura di evaporazione [$^{\circ}\text{C}$]
 h_{inCP} : entalpia ingresso compressore [kJ/kg]
 h_{inGC} : entalpia ingresso gas cooler [kJ/kg]
 h_{inSR_h} : entalpia ingresso sottoraffreddatore lato caldo [kJ/kg]
 $h_{in ej sf}$: entalpia ingresso eiettore fluido secondario [kJ/kg]
 h_{outGC} : entalpia uscita gas cooler [kJ/kg]
 $h_{outCPis}$: entalpia uscita compressore isentropica [kJ/kg]
 m_{pf} : portata al primario dell'eiettore [kg/s]
 m_{sf} : portata al secondario dell'eiettore [kg/s]
 p_{lift} : pressure lift [-]
 v : volume specifico [m^3/kg]
 V_s : volume spostato compressore [m^3]
 W_{cp} : Potenza elettrica assorbita dal compressore [kW]
 $W_{rec\ max}$: potenza recuperabile massima [W]
 W_{rec} : potenza recuperata [W]
 β : rapporto di compressione [-]
 ε_{GC} : efficienza del gas cooler [-]
 η_{ej} : rendimento dell'eiettore [-]
 η_g : rendimento globale compressore [-]
 η_v : rendimento volumetrico del compressore [-]
 μ : rapporto di trascinamento [-]
 ρ_{icp} : densità ingresso compressore [kg/m^3]

Pedici

diff: diffusore
CP: compressore
GC: gas cooler
EV: evaporatore
MN: motive nozzle
SN: suction nozzle
in: ingresso
out: uscita