



UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

**Dipartimento di Ingegneria Industriale DII**

Dipartimento di Ingegneria Meccanica

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Analisi sperimentale di un impianto frigorifero con compressore lineare  
operante con R1234ze(E) e R134a

Relatore: Luisa Rossetto

Correlatore: Andrea Diani

Luca Matordes 1057526

Anno Accademico 2015/2016

# INDICE

Sommario .....	3
1.Stato dell'arte.....	5
1.1. <i>Pubblicazioni inerenti alla ricerca</i> .....	7
1.1.1. <i>Weixing Yuan et al [1]</i> .....	7
1.1.2. <i>Jing He et al [2]</i> .....	9
1.1.3. <i>Wu Yu-Ting et al [3]</i> .....	13
1.1.4. <i>Mancin et al. [4]</i> .....	18
2.Apparato sperimentale e regressione dati .....	24
2.1. <i>Descrizione apparato sperimentale</i> .....	24
2.2. <i>Determinazione dei parametri termodinamici</i> .....	32
2.3. <i>Avviamento dell'impianto</i> .....	35
2.4. <i>Acquisizione dei dati durante le prove sperimentali e rielaborazione</i> .....	40
2.5. <i>Analisi dell'incertezza</i> .....	44
3.Analisi sperimentale dell'impianto caricato con R134a.....	49
3.1. <i>Il coefficiente di prestazione in funzione della portata specifica G</i> .....	51
3.1.1. <i>Temperatura di condensazione 70°C e temperatura di evaporazione 40°C</i> .....	51
3.1.2. <i>Temperatura di condensazione 60 °C e temperature di evaporazione 40 °C, 30 °C, 20 °C</i> .....	53
3.1.3. <i>Temperatura di condensazione 50 °C e temperature di evaporazione 30 °C, 20 °C, 10 °C</i> .....	57
3.1.4. <i>Temperatura di condensazione 40 °C e temperature di evaporazione 30 °C, 20 °C, 10 °C</i> .....	60
3.1.5. <i>Temperatura di condensazione 30 °C e temperatura di evaporazione 10 °C</i> .....	63
3.2. <i>COP in funzione della temperatura di evaporazione e del rapporto di compressione</i> .....	65
3.3. <i>Potenza frigorifera in funzione della portata specifica</i> .....	68
3.4. <i>Le temperature di parete e la crisi termica</i> .....	74
3.4.1. <i>Temperatura di condensazione 70 °C e temperatura di evaporazione 40 °C</i> .....	76
3.4.2. <i>Temperatura di condensazione 60 °C e temperatura di evaporazione 40 °C</i> .....	77

3.4.3. <i>Temperatura di condensazione 60 °C e temperatura di evaporazione 30 °C</i> .....	79
3.4.4. <i>Temperatura di condensazione 60 °C e temperatura di evaporazione 20 °C</i> .....	80
3.4.5. <i>Temperatura di condensazione 50 °C e temperatura di evaporazione 30 °C</i> .....	83
3.4.6. <i>Temperatura di condensazione 50 °C e temperatura di evaporazione 20 °C</i> .....	84
3.4.7. <i>Temperatura di condensazione 50 °C e temperatura di evaporazione 10 °C</i> .....	85
3.4.8. <i>Temperatura di condensazione 40 °C e temperatura di evaporazione 30 °C</i> .....	88
3.4.9. <i>Temperatura di condensazione 40 °C e temperatura di evaporazione 20 °C</i> .....	89
3.4.10. <i>Temperatura di condensazione 40 °C e temperatura di evaporazione 10 °C</i> .....	90
3.4.11. <i>Temperatura di condensazione 30 °C e temperatura di evaporazione 10 °C</i> .....	91
4. <i>Analisi sperimentale dell'impianto caricato con R1234ze(E)</i> .....	95
5. <i>Confronto tra R134a e R1234ze(E)</i> .....	104
6. <i>Conclusioni</i> .....	117

## Sommario

L'obiettivo della tesi era quello di studiare il comportamento di un impianto frigorifero miniaturizzato, preposto al raffreddamento di componenti elettronici in ambito aeronautico. Questi, come effetto collaterale, producono notevoli quantità di calore, che aumentano costantemente con l'evolversi della tecnologia e della potenza di calcolo. Questo calore deve essere dissipato affinché non venga compromessa la funzionalità e la longevità dei componenti elettronici stessi. Regole ben precise impongono che essi debbano essere costantemente mantenuti a temperature al di sotto degli 80°C. Per ottemperare a questa richiesta, è possibile intraprendere più strade, tra cui il raffreddamento per convezione forzata ed il ciclo a compressione di vapore. Quest'ultima risulta essere la miglior soluzione dal punto di vista dell'efficienza energetica e della potenza frigorifera esprimibile.

L'idea di costruire un impianto frigorifero a compressione di vapore che potesse effettivamente adempiere alla funzione di dissipare calore da componenti di ridotte dimensioni, in spazi ristretti ed angusti, non è stata immediatamente attuabile. È stato possibile prendere in considerazione la miniaturizzazione di un impianto di questo genere solo nell'ultimo decennio, ovvero quando l'evoluzione tecnologica ha permesso di ridimensionare componenti critici come il compressore, e gli scambiatori di calore. In questo lasso di tempo, sono stati elaborati innumerevoli studi che considerano questa tecnologia come la miglior soluzione in svariati campi di applicazione; ad esempio il condizionamento personale in ambienti climaticamente ostili ed il già citato raffreddamento di componenti elettronici.

Nell'ambito delle numerose ricerche portate avanti in ambito scientifico, per comporre il ciclo a vapore svariati componenti (compressori, evaporatori condensatori, ecc.) sono stati presi in considerazione, col fine comune di ottenere un dispositivo il più possibile performante nel minor ingombro. Compressori rotativi, scambiatori ad aria, tubi capillari

per l'espansione, sono solo alcuni di quelli adoperati per costituire il ciclo a vapore, nell'ampia gamma di pubblicazioni su tale argomento.

All'interno del primo capitolo verrà analizzato lo stato dell'arte sull'argomento, affrontato nell'ambito di questo progetto di tesi. Oltre ad una descrizione generale delle ricerche che si prefiggono di analizzare questo particolare impianto per la refrigerazione, si analizzano nel dettaglio alcuni degli articoli scientifici pubblicati che meglio aderiscono all'argomento della tesi.

Nel secondo capitolo di questa tesi, si descrive in generale l'impianto utilizzato per le prove sperimentali, come vengono acquisiti i punti sperimentali e una valutazione sull'incertezza sperimentale da applicare a questi risultati.

All'interno del terzo capitolo vengono analizzati i dati ottenuti durante le prove sperimentali sull'impianto caricato con fluido refrigerante R134a.

Il quarto capitolo viene utilizzato per lo studio dei dati sperimentali ottenuti per l'impianto caricato con R1234ze(E)

Un confronto tra l'impianto caricato con R134a prima ed R1234ze(E) dopo, viene effettuato nel capitolo 5, andando ad analizzare i risultati sperimentali ottenuti per entrambi i fluidi. Lo scopo di questo capitolo è quello di determinare se ed in quali condizioni, sia preferibile utilizzare un fluido piuttosto che l'altro.

Le conclusioni, che riassumono i risultati ottenuti all'interno di questa ricerca, vengono trattate nel sesto ed ultimo capitolo della tesi.

## Capitolo 1

# Stato dell'arte

Quello che si andrà ad analizzare da un punto di vista sperimentale, è un impianto frigorifero che opera in un ciclo atto al trasferimento di energia, da una sorgente a bassa temperatura, fino ad una sorgente ad alta temperatura.

In termini di prestazioni, i cicli a compressione di vapore sono quelli che forniscono la maggior quantità di energia, per un dispendio minore di lavoro. Questo si traduce in un coefficiente di prestazione (COP) più alto, rispetto alle altre tecnologie fino ad ora conosciute per il raffreddamento di componenti elettronici di piccole dimensioni. Si parla ad esempio di tecnologie quali il raffreddamento in convezione forzata di aria.

Le caratteristiche principali che una tecnologia di raffreddamento dovrebbe avere sono le seguenti:

- efficienza nella conversione dell'energia in ingresso in capacità di raffreddamento;
- compattezza (peso ridotto ed ingombro minimizzato);
- compatibilità ambientale;
- elevata potenza frigorifera per unità di area;
- minor numero possibile di parti in movimento;
- basso costo;
- riducibile in dimensione e peso, nel caso un'ulteriore evoluzione tecnologica lo richiedesse.

I componenti elettronici, con il progredire delle tecnologie e con la necessità di una sempre maggiore potenza di calcolo, sviluppano una quantità di calore sempre maggiore. Esso deve essere dissipato, per consentire a tali componenti un corretto funzionamento a temperature che non devono superare limiti prestabiliti. Inoltre le dimensioni dei microchip e delle schede elettroniche si riducono costantemente di pari passo con il progresso tecnologico in quest'ambito, rendendo sempre più critica la gestione del flusso termico specifico in costante aumento. Dissipare quantità sempre più elevate di calore in spazi sempre più ristretti è diventato argomento centrale di moltissime discussioni scientifiche nell'ultimo decennio. All'interno del ventaglio di tecnologie attualmente a disposizione per affrontare questa problematica, i cicli a compressione di vapore sono stati protagonisti di una ricerca scientifica ad ampio respiro. In particolare, data la necessità di ridurre quanto più possibile ingombro e peso, questi impianti sono stati miniaturizzati. Scambiatori di calore e compressore sono componenti che si adattano difficilmente ad una riduzione drastica di peso e dimensione. Solo nell'ultimo decennio si è cominciato a trattare seriamente l'argomento dei cicli frigoriferi in scala ridotta, in quanto l'evolversi delle tecnologie costruttive dei vari componenti costituenti un ciclo ha permesso la diminuzione di dimensioni e peso.

Comparata con altre tecnologie, sempre rivolte al raffreddamento di componenti elettronici, risulta vincente in quanto è l'unica capace di garantire il raffreddamento al di sotto della temperatura ambiente, con buona efficienza.

## **1.1. Pubblicazioni inerenti alla ricerca**

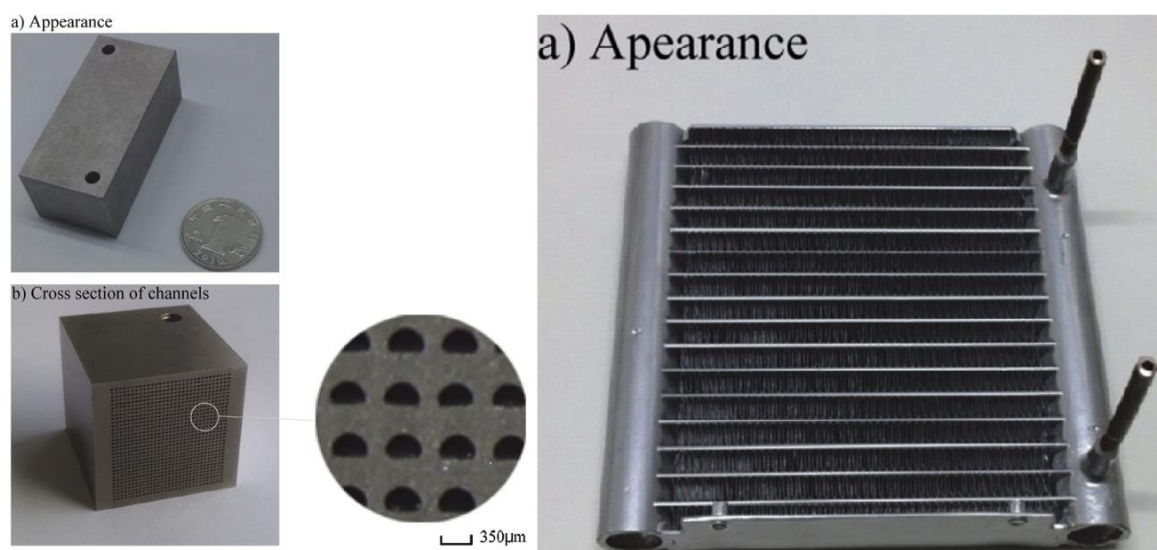
### **1.1.1. Weixing Yuan et al [1]**

#### **Sviluppo ed analisi sperimentale di un impianto frigorifero miniaturizzato in fase prototipale, per il condizionamento personale.**

Gli studiosi hanno progettato un impianto di refrigerazione personale che sopperisce al fabbisogno energetico , in termini di calore emesso, di un corpo umano in condizioni ambientali critiche e con carico di lavoro medio. L'impianto è portatile e misura 190 mm X 190 mm X 100 mm con un peso pari a 2,75 kg. Tutti i suoi componenti sono stati scelti o progettati con l'obiettivo di massimizzare l'efficienza, ma allo stesso tempo minimizzare peso ed ingombro.

L'impianto è costituito da un compressore rotativo (il più piccolo in commercio), una valvola di espansione elettrocomandata, un evaporatore a micro-canali ed un condensatore aria-liquido saldobrasato in alluminio (**Figura 1.1**). Questi ultimi due componenti sono stati progettati ex-novo nell'ambito della ricerca, sempre con lo scopo di ridurre al minimo le dimensioni e rendere il tutto trasportabile da un essere umano.





**Figura 1.1.** *Evaporatore a micro-canali e condensatore saldobrasato aria-liquido [1]*

Gli studiosi hanno inoltre realizzato un apposito impianto di prova in grado di simulare determinate condizioni ambientali, all'interno di una camera ventilata a temperatura controllata. Un impianto ad acqua, la cui temperatura è mantenuta costante da un bagno termostatico, completa l'apparato di prova che è stato utilizzato per verificare le prestazioni dell'impianto.

Sono state indagate diverse condizioni di prova, agendo sulla temperatura dell'acqua (controllata attraverso il bagno termostatico) e sulla temperatura ambientale, gestita all'interno della camera a vento. Tutto ciò è stato eseguito mantenendo la velocità costantemente al massimo delle possibilità (6000 rpm). I risultati ottenuti mostrano una diminuzione della potenza frigorifera dell'impianto miniaturizzato, sia all'aumentare della temperatura del ciclo ad acqua, sia all'aumentare della temperatura ambientale.

Si è concluso che ad una temperatura esterna di 50 °C e ad una temperatura dell'acqua di 24 °C la potenza frigorifera espressa da questo impianto è di circa 260 W. L'efficienza con cui avviene la conversione di energia è un altro parametro che è stato indagato, scoprendo che l'andamento del COP è simile a quello della potenza frigorifera. Elevati COP si possono ottenere con basse temperature dell'acqua ed in condizioni ambientali

miti. All'aumentare della temperatura dell'acqua e della temperatura esterna, il parametro di efficienza peggiora.

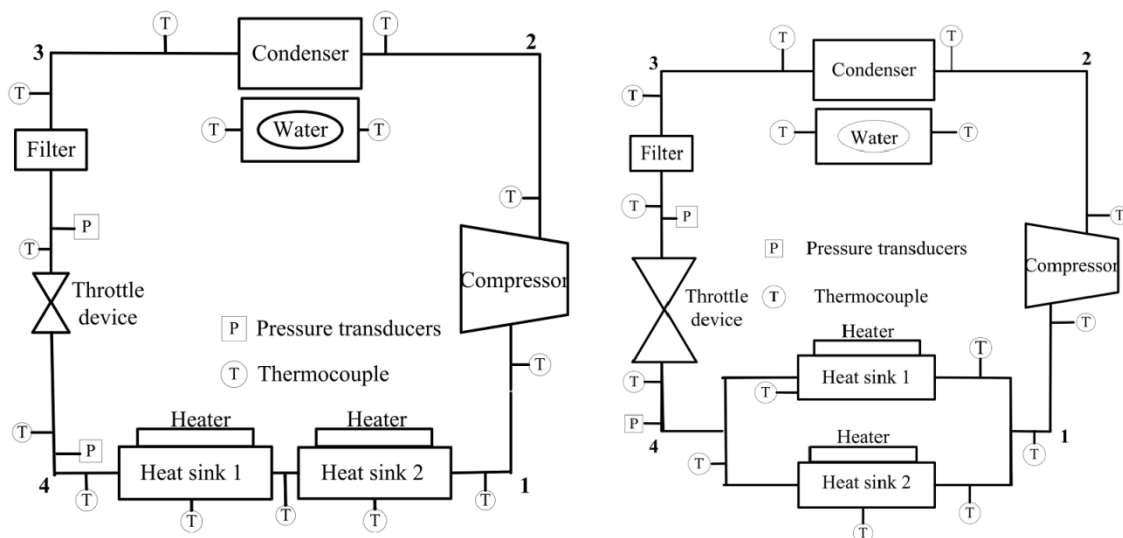
### **1.1.2. *Jing He et al* [2]**

#### **Studio sperimentale di un impianto frigorifero miniaturizzato dotato di due evaporatori posti prima in parallelo, poi in serie.**

Gli studiosi hanno progettato un impianto a compressione di vapore (VCR) ed hanno studiato le prestazioni di due differenti configurazioni dello stesso.

In particolare le attenzioni sono state rivolte all'evaporatore, suddividendolo in due parti (**Figura 1.2**). La configurazione con i due evaporatori disposti in serie fa in modo che il fluido attraversi prima uno scambiatore e poi il successivo, mentre la disposizione in parallelo fa sì che il refrigerante entri nello stesso momento in entrambi gli evaporatori. L'articolo analizza le prestazioni dei due impianti, separatamente e poi li mette a confronto. Inoltre è stata valutata l'influenza di altri parametri sulle prestazioni dell'impianto, come:

- la carica di refrigerante;
- la velocità di rotazione del compressore;
- la potenza termica assorbita.



**Figura 1.2.** Configurazione in serie ed in parallelo [2]

Il circuito è costituito da:

- un compressore rotativo;
- un condensatore (che scambia calore con il circuito ad acqua, mantenuto a temperatura costante dal bagno termostatico);
- un filtro, utile ad eliminare eventuali impurità presenti nel liquido refrigerante;
- un tubo capillare che induce la caduta di pressione nel fluido;
- due evaporatori.

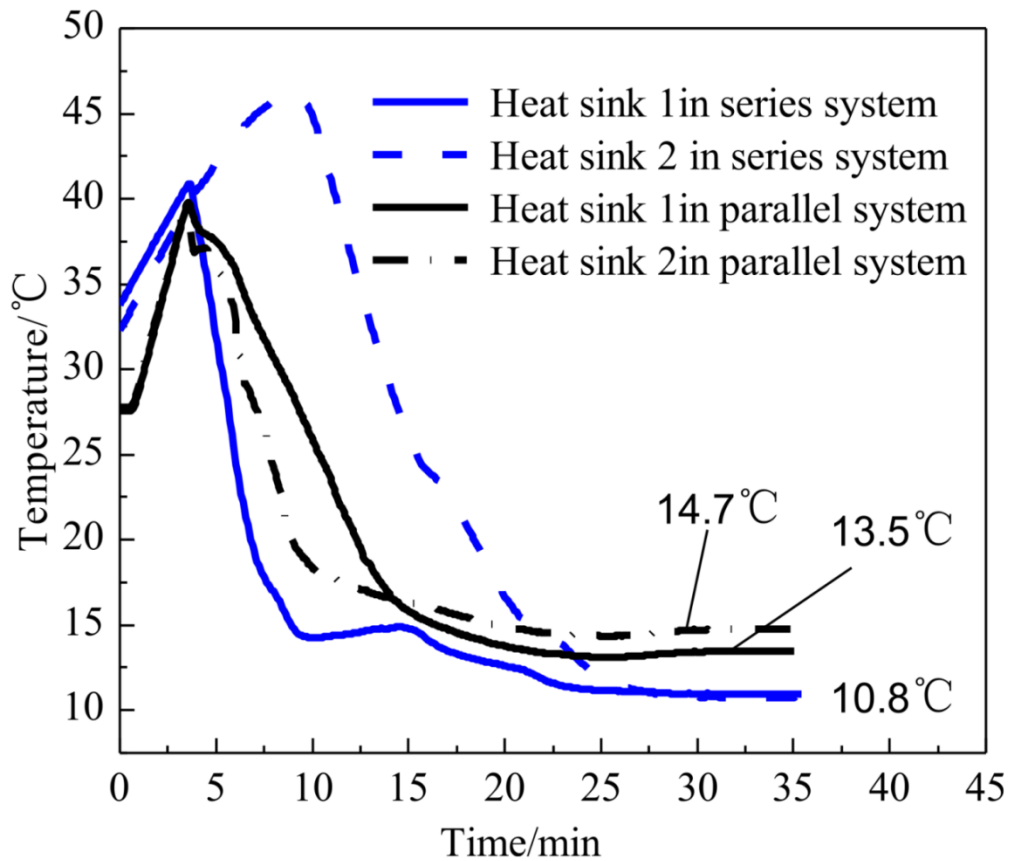
L'impianto assorbe calore da una resistenza posizionata in corrispondenza degli evaporatori, che simula la presenza di componenti elettronici che necessitano di dissipare grandi quantità di calore.

L'impianto è stato caricato con varie quantità di refrigerante, così da poter studiare l'influenza che questo parametro ha sulle prestazioni dell'impianto stesso. La pressione all'evaporatore, viene sempre mantenuta costante a 3,2 bar e la potenza termica da dissipare è fissata a 100 W. Si osserva il comportamento dell'impianto al variare della velocità del compressore. I risultati, espressi in funzione del COP, mettono in evidenza la

presenza di una carica ottimale per far funzionare l'impianto, pari a 135 g di fluido refrigerante. Superata questa soglia, il coefficiente di prestazione dell'impianto cala bruscamente, fino alla carica massima ammissibile.

Per le prove sperimentali, eseguite allo scopo di valutare le prestazioni dell'impianto, sono state adottate la carica ottimale di 135 g di fluido refrigerante ed una potenza termica fornita di 100 W. Gli studiosi hanno focalizzato le attenzioni sull'andamento delle temperature di parete degli evaporatori in funzione del tempo. L'impianto viene azionato accendendo il compressore, solo quando la temperatura di parete in corrispondenza degli evaporatori raggiunge i 40 °C. A quel punto il compressore viene azionato, ed il fluido refrigerante inizia a circolare nell'impianto. Si osserva un immediato e drastico calo delle temperature di parete, almeno per quanto riguarda il primo evaporatore della disposizione in serie. La temperatura di parete del secondo evaporatore in questa configurazione comincia a diminuire solo quando la temperatura del primo ha raggiunto all'incirca la temperatura di evaporazione (8 °C). A questo punto diminuisce ed infine va ad uniformarsi con la temperatura di parete del primo evaporatore.

Per la configurazione in parallelo le condizioni cambiano. Innanzitutto le temperature di parete si abbassano contestualmente proprio a causa della particolare configurazione degli scambiatori. Si sottolinea come le temperature raggiunte quando è terminato il periodo di transitorio siano differenti. Questo è spiegabile attraverso la diversa struttura degli evaporatori stessi. Essendo prodotti in laboratorio, le loro struttura interna è sicuramente dissimile. Questo comporta un differente flusso di refrigerante all'interno dei condotti, che a sua volta può influenzare il coefficiente di scambio, quindi la temperatura di parete. Gli studiosi hanno calcolato che la portata fluente nel secondo evaporatore è minore di quella che interessa il primo evaporatore.



**Figura 1.3.** Temperature di parete in funzione del tempo per entrambe le configurazioni di impianto [2]

I componenti elettronici, possono non dissipare calore in maniera omogenea lungo tutto l'evaporatore. La ricerca in questione si è occupata di questa problematica, analizzando le prestazioni dell'impianto per condizioni in cui i due evaporatori non siano caratterizzati da una distribuzione di potenza termica omogenea (50% di potenza termica sul primo e 50% sul secondo). L'indice di prestazione COP, risulta essere massimo per una distribuzione equa di potenza termica tra primo e secondo evaporatore, mentre le temperature di parete risultano essere minime. Il COP risulta essere maggiore nel caso in cui la quota parte maggiore di potenza termica viene assorbita dal primo dei due evaporatori posti in serie. Vi è un minore assorbimento di energia in queste condizioni, quindi il coefficiente di prestazione ne trova giovamento.

La velocità di rotazione del compressore ha anch'essa influenza sulle prestazioni dell'impianto. Gli studiosi hanno osservato infatti che, mantenendo una potenza termica fornita all'impianto di 100 W, la curva che rappresenta l'andamento del COP in funzione della velocità di rotazione presenta un massimo. Tale massimo si ha per una velocità di rotazione pari a 300 giri min<sup>-1</sup>, mentre per velocità superiori si ha un brusco calo di prestazioni.

La ricerca ha portato a concludere che parametri quali:

- la quantità di fluido refrigerante immessa nell'impianto;
- la velocità di rotazione del compressore;
- la distribuzione di potenza frigorifera tra i due evaporatori

hanno una forte influenza sulle prestazioni dell'impianto, ma che vi sono valori particolari di questi parametri che permettono di ottimizzare le prestazioni.

### **1.1.3. Wu Yu-Ting et al [3]**

#### **Analisi sperimentale di un impianto frigorifero miniaturizzato con compressore Wankel.**

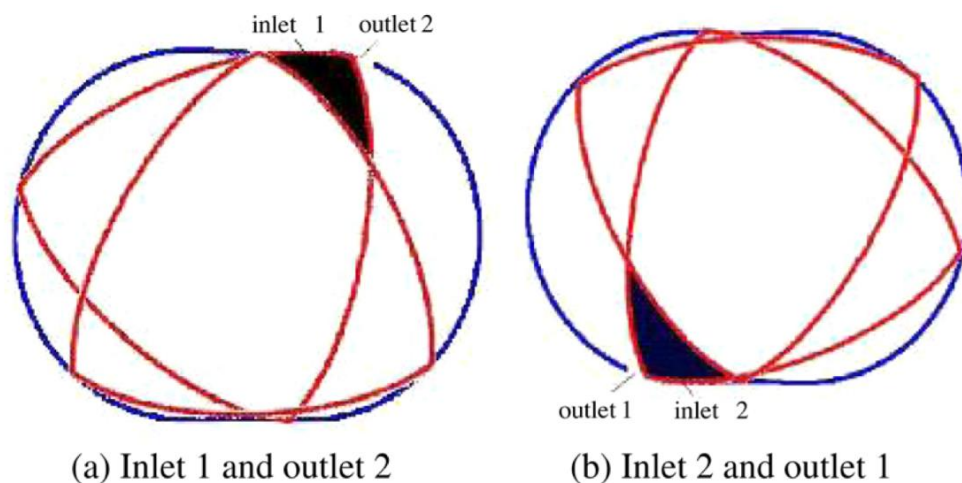
Le prove sperimentali sull'impianto sono state eseguite in condizioni ambientali controllate, all'interno di una camera che mantiene la temperatura esterna costante e pari a 40 °C.

L'impianto studiato è composto da:

- un condensatore aria-liquido saldobrasato appositamente progettato;
- un tubo capillare preposto all'operazione di espansione, la cui lunghezza verrà ottimizzata in base all'analisi dei vari parametri che influenza;

- un compressore del tipo centrifugo Wenkel;
- un evaporatore.

Un tipico compressore rotativo Wankel è caratterizzato da una valvola che consente l'uscita del gas compresso, solo nel momento in cui esso supera la pressione ambientale all'esterno. Date le ridottissime dimensioni dell'impianto oggetto della ricerca, la produzione di queste valvole miniaturizzate sarebbe stato un ostacolo tecnologico insormontabile. Gli studiosi hanno riprogettato il compressore Wankel, privo di queste valvole, appositamente per queste applicazioni (**Figura 2.7**). Sono stati prodotti due diversi compressori: uno in acciaio ed un in lega di alluminio. La scelta è ricaduta sul secondo prototipo, più leggero e di dimensioni più contenute.



**Figura 1.7.** *Compressore Wankel riprogettato, privo di valvole* [3]

L'evaporatore utilizzato è caratterizzato da una camera cilindrica, all'interno della quale scorre il refrigerante, ed un tubo a spirale all'interno del quale scorre l'acqua a temperatura controllata.

Il sistema nel suo complesso pesa 2.86 kg ed è caratterizzato da una potenza frigorifera di 300 W. La temperatura ambientale a cui sono eseguite le prove è fissa sui 40 °C.

Lo studio si concentra inizialmente su come la quantità di carica di refrigerante immessa nell'impianto e la lunghezza del capillare possano influenzare:

- pressione di aspirazione del compressore;
- pressione di scarico dal compressore;
- surriscaldamento;
- sottoraffreddamento;
- potenza frigorifera;
- COP.

Analizzati gli andamenti di questi parametri in funzione della carica immessa nell'impianto e della lunghezza del capillare (**Figura 2.8a,b,c,d**), è stato possibile determinare i valori ottimi di queste caratteristiche, allo scopo di ottimizzare le prestazioni dell'impianto. In particolare viene osservato che, all'aumentare della carica, sia la pressione di ingresso al compressore, sia quella di uscita subiscono un incremento. La lunghezza del capillare ha anch'essa riflessi sulla pressione di ingresso al compressore, diminuendola all'aumentare della lunghezza stessa. Viceversa per la pressione di scarico del compressore. La portata volumetrica che scorre nell'impianto, anche all'aumentare della pressione non subisce variazioni. La pressione all'ingresso del compressore aumenta proprio per evitare che in esso entri un volume maggiore di gas, che risulterebbe ingestibile. La portata di massa però aumenta con l'aumentare della carica. Questo comporta l'aumento della quantità di vapore all'ingresso del condensatore, quindi una maggiore pressione di scarico dal compressore.

Lo studio si rivolge anche al livello di surriscaldamento ed al livello di sottoraffreddamento. La quantità di refrigerante immessa nell'impianto influenza il surriscaldamento, facendolo diminuire all'aumentare della massa di refrigerante immessa. A parità di quest'ultima, l'aumento della lunghezza di capillare, produce un



incremento di surriscaldamento. Per quanto riguarda il sottoraffreddamento prodotto a livello di condensatore, la proporzionalità è in entrambi i casi diretta. All'aumentare di carica e della lunghezza del capillare, il sottoraffreddamento aumenta.

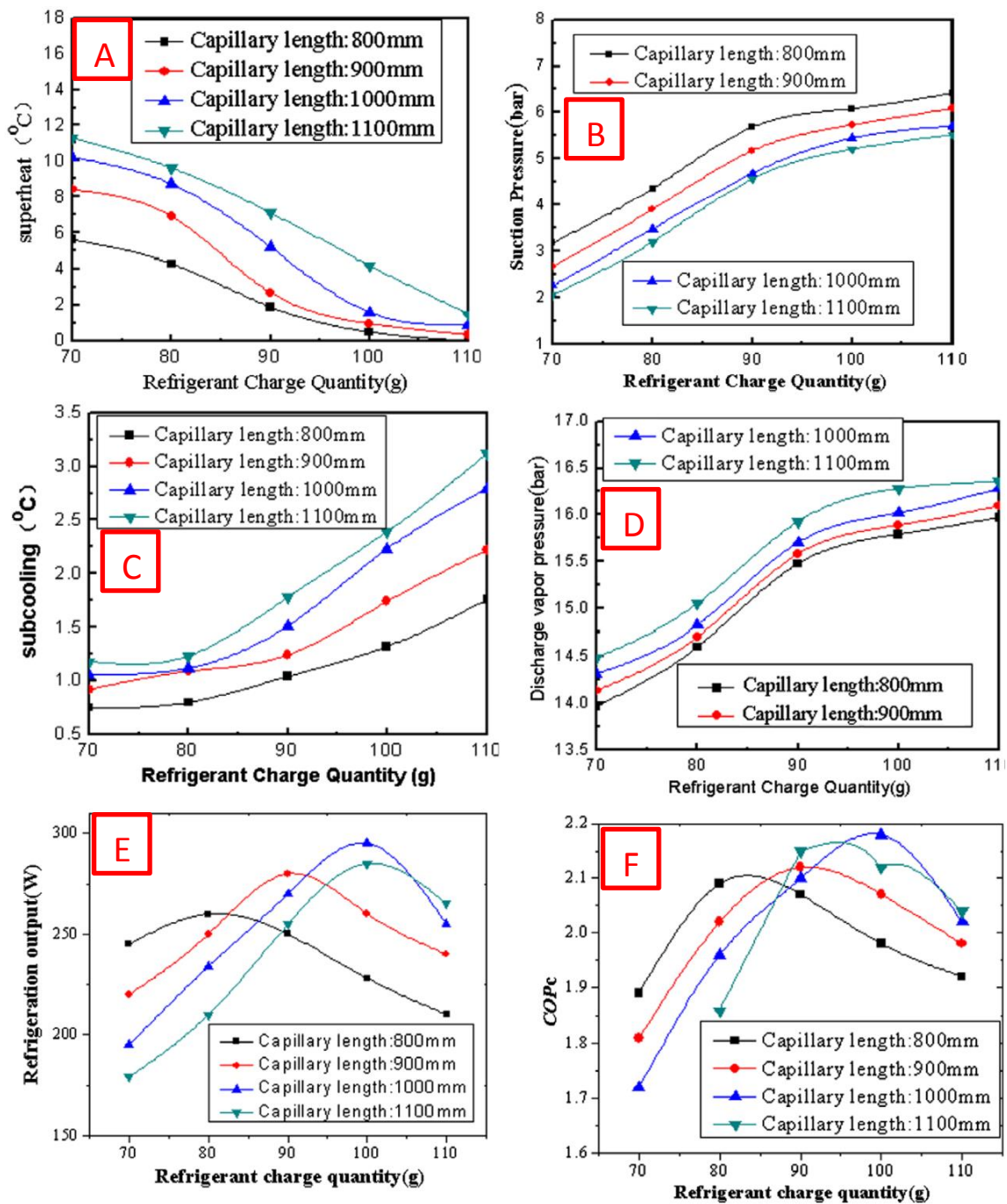


Figura 1.8. Diagrammi dei risultati sperimentali [3]

Si perviene infine alle valutazioni riferite alle prestazioni dell'impianto, sempre in funzione della carica di refrigerante immessa e della lunghezza del capillare (Figura 2.8e,f). Si

conclude che la potenza frigorifera espressa dall'impianto presenta dei picchi, in corrispondenza di determinati livelli di carica dell'impianto, che variano a seconda della lunghezza del capillare, spostandosi sempre più verso valori di carica maggiori all'aumentare della lunghezza del capillare stesso. Il supplemento di carica comporta un aumento della superficie di scambio termico disponibile nell'evaporatore ed anche un aumento di pressione al suo interno, che quindi porta ad una capacità frigorifera maggiore (per unità di massa di refrigerante). La diminuzione di potenza frigorifera che segue è da attribuire principalmente al fatto che, la pressione, quindi la temperatura nell'evaporatore, aumentano. Questo comporta una riduzione di differenza di temperatura tra la l'evaporazione e l'acqua che assorbe calore all'evaporatore.

La sperimentazione conclude che il compressore è in grado di elaborare un rapporto di compressione pari a 3, una potenza frigo di 300 W ed un COP di 2,3, il tutto alle condizioni ambientali di 40°C.

#### **1.1.4. Mancin et al. [4]**

##### **Dispositivo di raffreddamento per componenti elettronici a ciclo di vapore miniaturizzato.**

Questa ricerca si propone di analizzare sperimentalmente le prestazioni di un impianto frigorifero miniaturizzato operante con un ciclo di vapore, con compressore lineare privo di lubrificazione. L'impianto utilizzato in laboratorio dagli studiosi è così composto:

1. Evaporatore appositamente progettato, chiamato anche cold plate, munito di una resistenza elettrica preposta alla simulazione del carico termico da dissipare e 15 termocoppie equidistanziate lungo tutta la superficie di scambio. Lo scambiatore è

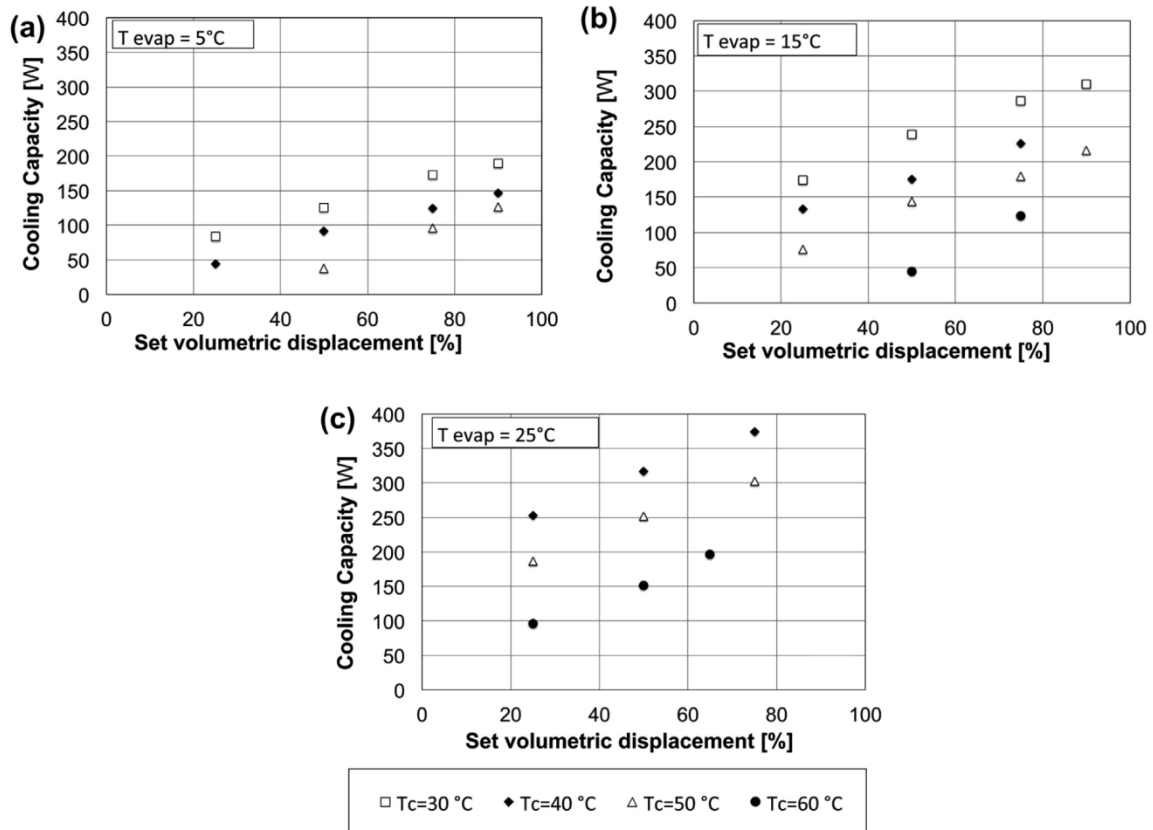
costituito da un mini tubo di 2 mm di diametro e lungo 1,2 m a tre passaggi di 400 mm l'uno;

2. Un separatore di liquido, posto subito dopo l'evaporatore installato appositamente per garantire che nessuna particella di liquido invada il compressore;
3. Un compressore lineare privo di lubrificazione della EMBRACO, a corsa variabile;
4. Un condensatore diviso in due parti. Uno scambiatore tubo in tubo preposto alle operazioni di condensazione vera e propria del vapore ed un altro scambiatore dello stesso tipo utile al controllo del sottoraffreddamento. Entrambi questi scambiatori sono controllati da due bagni termostatici differenti, con cui è possibile controllare i parametri di condensazione;
5. Un misuratore di portata a effetto Coriolis, che permette anche la misurazione della densità del fluido che l'attraversa;
6. Una valvola di laminazione che permette di agire sulla pressione di evaporazione inducendo una caduta di pressione variabile nel fluido, a seconda del livello di apertura/chiusura della stessa;
7. Tre diversi misuratori di pressione assoluta, di cui due con accuratezza di 130 Pa (posizionati nella sezione di carico e scarico dell'evaporatore) ed uno con accuratezza di 400 Pa posizionato prima della valvola di laminazione.
8. Un misuratore di pressione relativa caratterizzato da un'accuratezza di 25 Pa utilizzato per misurare le perdite di carico attraverso l'evaporatore;
9. Termocoppie posizionate negli stessi punti dei trasduttori di pressione, e come già detto lungo la superficie di scambio dell'evaporatore.

Sono stati indagati diversi casi sperimentali, impostando tre diverse temperature di evaporazione (5°C, 10°C, 15°C) e 4 diverse temperature di condensazione (30°C, 40°C, 50°C, 60°C). Inoltre, essendo il compressore a corsa variabile, si è agito su questo

parametro al fine di studiare il comportamento dei parametri dell'impianto anche in queste condizioni.

I risultati sperimentali ottenuti dall'analisi prestazionale dell'impianto sono stati raccolti nei diagrammi di **figura 2.9**

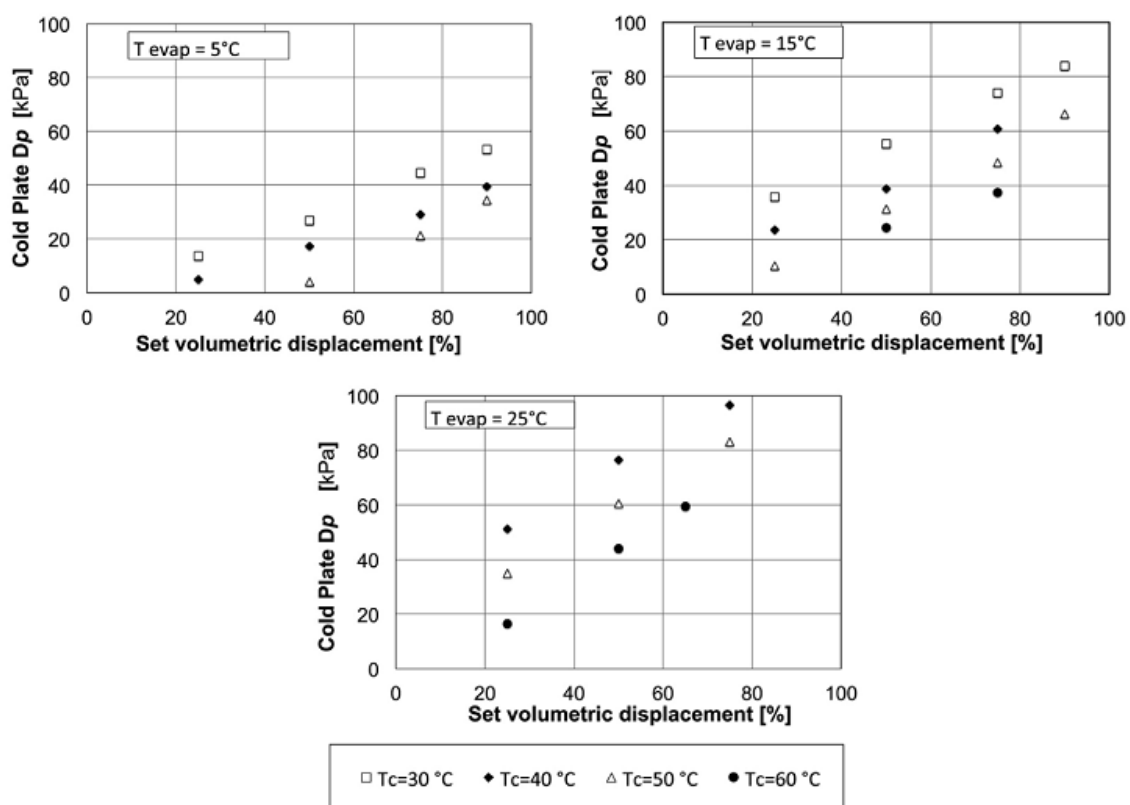


**Figura 1.9.** Potenza frigorifera al variare della temperatura di evaporazione, della temperatura di condensazione e della corsa del pistone [4]

Viene osservato come, al diminuire del rapporto di compressione, quindi al diminuire della temperatura di condensazione, in ogni diagramma riportato in **figura 2.9**, il flusso di calore specifico fornito dall'evaporatore aumenta. La dipendenza tra la corsa del pistone, quindi, la portata fluente nell'impianto e la capacità di raffreddamento dell'impianto è circa lineare, con quest'ultima che incrementa all'aumentare della corsa del pistone.

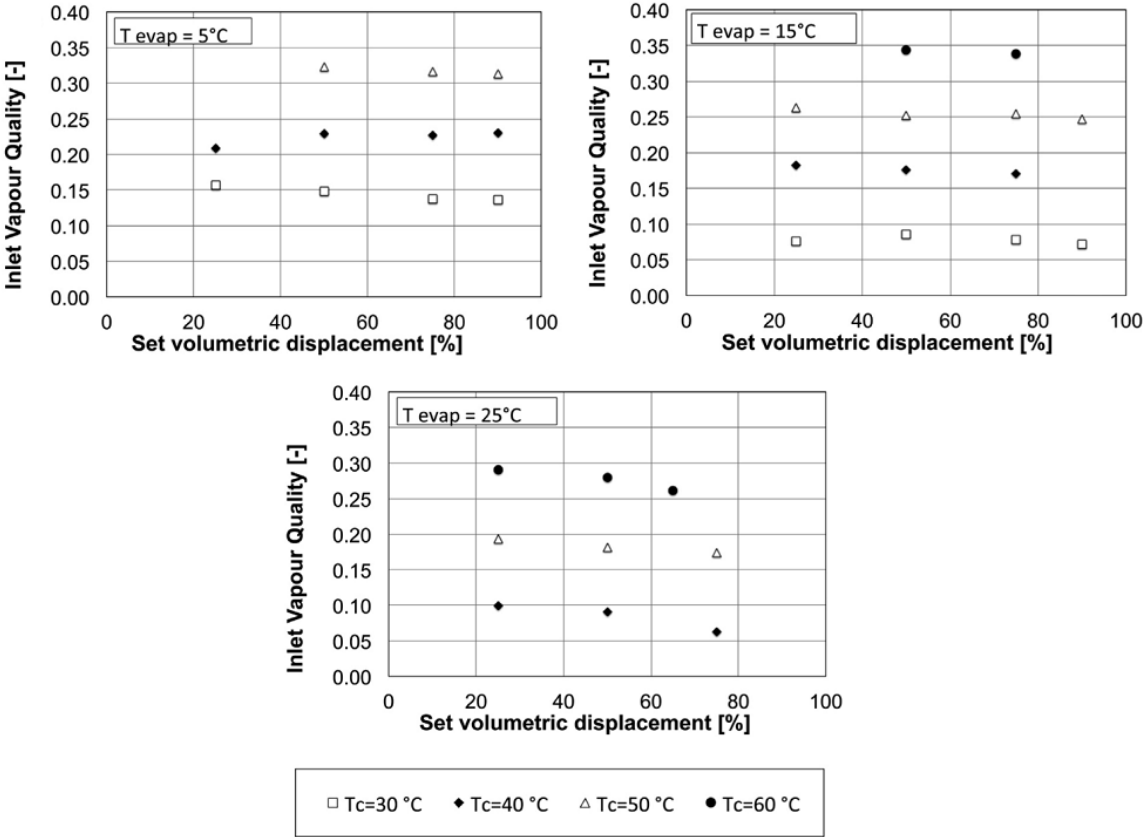
L'analisi dei dati sperimentali prosegue studiando come, la portata che fluisce nell'impianto, la temperatura di condensazione e quella di evaporazione, influiscano sulle perdite di carico all'interno dell'evaporatore.

In **figura 2.10** sono riportati gli andamenti delle perdite di carico in funzione delle variazioni dei parametri sopra citati. Si osserva che a parità di temperatura di evaporazione, l'aumento del rapporto di compressione comporti una riduzione di caduta di pressione. L'aumento della portata effettuato per mezzo dell'incremento della corsa del compressore, comporta a sua volta un aumento delle perdite di carico all'interno dei condotti dell'evaporatore.



**Figura 1.10.** Perdite di carico all'interno dell'evaporatore, analizzate in funzione della corsa del pistone ed al variare della temperatura di condensazione ed evaporazione [4]

I dati ottenuti sperimentalmente vengono anche utilizzati per determinare come il titolo all'ingresso dell'evaporatore venga influenzato dalla portata e dal rapporto di compressione che si instaura al variare delle temperature di saturazione. In **figura 2.11** sono riportati i risultati di quest'analisi.



**Figura 1.11.** Diagrammi riportanti l'influenza di parametri come portata e rapporto di compressione sul titolo all'ingresso dell'evaporatore [4]

Il titolo all'ingresso dell'evaporatore risulta quindi insensibile alla portata che fluisce nell'impianto, ma risente delle variazioni della temperatura di condensazione in maniera proporzionale. Aumenta la temperatura di condensazione, aumenta il titolo all'ingresso a parità di temperatura di evaporazione. Si conclude che all'aumentare del rapporto di

compressione aumenta anche il titolo all'ingresso dell'evaporatore, quindi la quantità di vapore miscelata con il liquido.



## **Apparato sperimentale e regressione dati**

### *2.1. Descrizione apparato sperimentale*

L'apparato sperimentale oggetto di questa tesi è un impianto frigorifero miniaturizzato, con compressore lineare, preposto al raffreddamento di componenti elettronici in ambito aeronautico, ma non solo.

L'impianto è costituito da:

- 1) un compressore alternativo, operante senza lubrificazione. Tale compressore è gestito attraverso un programma LabView, attraverso il quale si aziona il compressore, si ottengono informazioni relative ad eventuali problemi che possono assoggettare il dispositivo ed infine è possibile modificarne la corsa, riducendola od aumentandola a seconda delle esigenze. Il valore della corsa impostata è restituito sotto forma di percentuale rapportata alla corsa totale.



**Figura 2.1.** *Compressore alternativo Embraco, privo di lubrificante, utilizzato per le sperimentazioni*

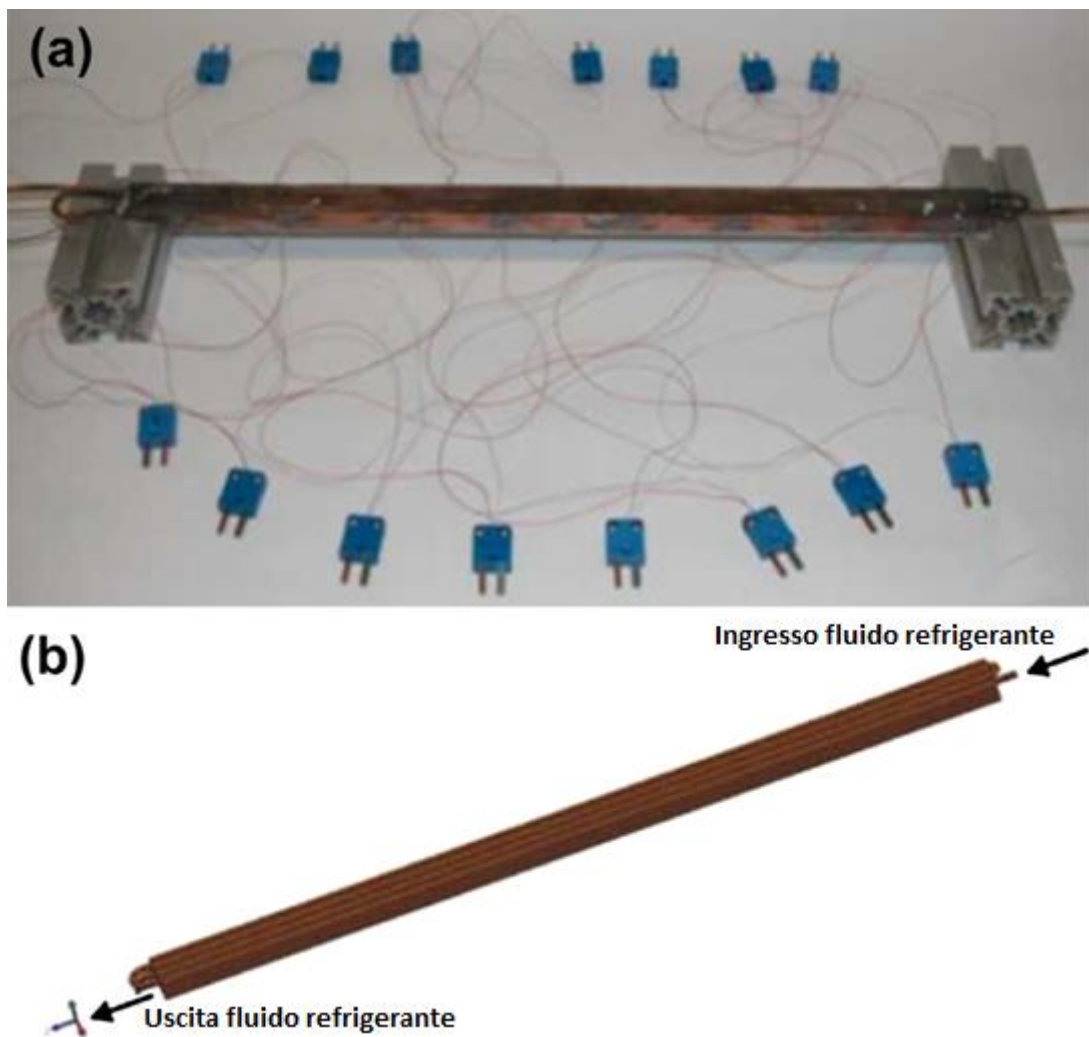
- 2) un condensatore, composto da due scambiatori di calore tubo in tubo, all'interno dei quali il vapore condensa e viene sotto raffreddato. Il secondo scambiatore di calore è utilizzato per controllare il livello di sotto raffreddamento. Nei tubi interni di entrambi gli scambiatori scorre il fluido refrigerante, mentre in quelli esterni c'è acqua. La temperatura dell'acqua è controllata attraverso due bagni termostatici; il primo di capacità maggiore che permette di governare la temperatura del primo scambiatore (Figura 3.2) ed un secondo che consente di agire sul livello di sottoraffreddamento del fluido all'uscita del condensatore.



**Figura 2.2.** *Bagno termostatico Lauda che controlla la temperatura del primo condensatore*

3) una valvola di laminazione: essa ottempera all'operazione di espansione (caduta di pressione) del fluido. Attraverso la regolazione micrometrica di questa valvola è possibile apportare modifiche alla portata di fluido, aumentandola o diminuendola a seconda delle necessità.

4) un evaporatore: trattasi di uno scambiatore composto da un tubo in rame di diametro interno pari a 2 mm e lunghezza totale di 1,2 m. Il tubo compie 3 passaggi, essendo la piastra su cui esso è saldato, lunga 0,4 m.



**Figura 2.3.** *Evaporatore con termocoppie per la misura diretta della temperatura di parete [5]*

Questi appena elencati sono i componenti che costituiscono parte integrante del ciclo frigorifero. Al fine di determinare i parametri termodinamici del ciclo, indispensabili per l'analisi sperimentale, sono stati posizionati strumenti di misura di temperatura, pressione e portata. La disposizione di questi strumenti di misura all'interno del ciclo è rappresentata nella seguente **figura 2.4**.

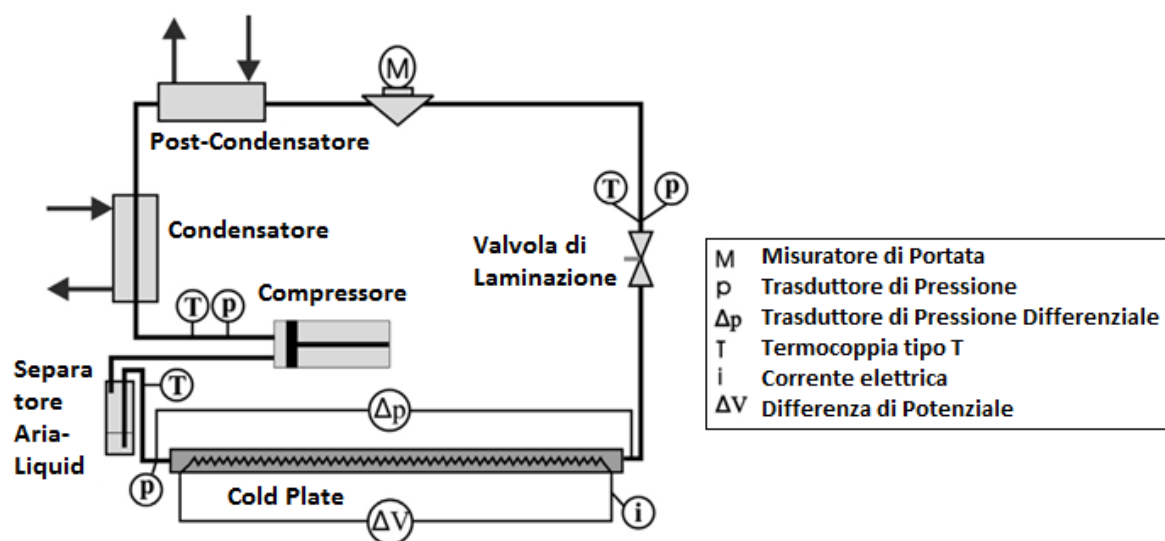


Figura 2.4. Schema dell'impianto frigorifero miniaturizzato [5]

Riassumendo quanto già riportato in figura, vi sono:

- un misuratore di portata posizionato immediatamente dopo il post-condensatore (**Figura 2.5a**);
- una termocoppia ed un trasduttore di pressione inseriti immediatamente prima della valvola di laminazione (trasduttore di pressione, **Figura 2.5b**);
- un trasduttore differenziale di pressione posizionato ai capi dell'evaporatore. Esso restituisce la perdita di carico che il fluido subisce all'interno dell'evaporatore (**Figura 2.5c**);
- una termocoppia ed un trasduttore di pressione all'uscita dell'evaporatore;
- una termocoppia ed un trasduttore di pressione allo scarico del compressore.



**Figura 2.5.** a) Misuratore di portata Coriolis; b) Trasduttore di pressione assoluta; c) Trasduttore differenziale di pressione

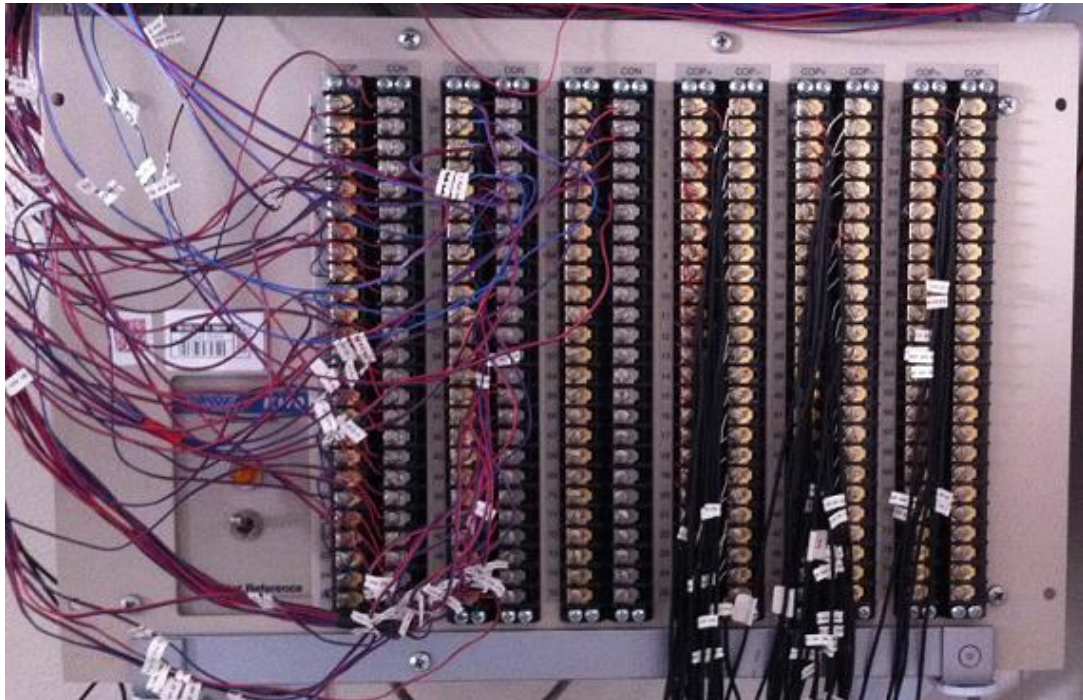
Il misuratore di portata riportato in **figura 2.5a** misura portata di massa e densità del fluido che lo attraversa, con estrema precisione, affidandosi al principio di Coriolis. Il principio di funzionamento è il seguente: il fluido refrigerante (in questo specifico caso) attraversa un tubo mantenuto in costante movimento attraverso dei magneti, che lo fanno oscillare costantemente. Nel momento in cui il fluido è in moto, quindi vi è una

certa portata nell'impianto, esso fa compiere delle oscillazioni fuori dal piano al tubo che attraversa. La misura della portata massica viene effettuata dallo strumento, calcolando la frequenza di queste oscillazioni. Maggiore è la frequenza delle oscillazioni, maggiore è la portata che attraversa lo strumento in quel momento. Lo strumento inoltre, misura la densità del fluido andando a calcolare l'ampiezza delle oscillazioni: la dipendenza della densità dall'ampiezza di oscillazione è inversamente proporzionale. Maggiore è l'ampiezza di oscillazione, minore è la densità del fluido, perché minore è l'inerzia della massa di fluido all'interno del condotto in costante movimento.

Allo scopo di misurare la temperatura di parete in corrispondenza dell'evaporatore, sono state previste 15 termocoppie rame-costantina lungo tutta l'estensione della superficie di scambio dell'evaporatore. Esse sono separate l'una dall'altra da un intervallo di circa 25 mm (vedi **Figura 2.3a**).

Le termocoppie permettono la misurazione di una differenza di temperatura tra due punti. Essendo interessati alla determinazione di una temperatura istantanea in un punto preciso, ci si affida ad uno stratagemma: si fa in modo che la differenza di temperatura fornita in output dalle termocoppie sia la differenza tra la temperatura nel punto desiderato e lo zero termico. Per ottenere la temperatura di zero kelvin sarebbe necessario immergere l'altro capo della termocoppia in un bagno di ghiaccio fondente, per tutta la durata delle sperimentazioni. Risulta praticamente impossibile mantenere una condizione simile per un tempo sufficientemente lungo. Ci si affida quindi ad una strumentazione (Kaye, **Figura 2.6**) che mantiene la temperatura di 0°C, fornendo questa temperatura all'altro estremo della termocoppia. In questo modo, l'output fornito dallo strumento di misura è sempre la temperatura effettiva del punto in cui la si desidera visualizzare.





**Figura 2.6.** *Kaye*

Immediatamente prima del compressore è stato previsto un pozzetto separatore, con la funzione di garantire l'afflusso al compressore di solo vapore, privo di particelle liquide. Ad ulteriore garanzia di ciò il vapore viene ampiamente surriscaldato all'interno dell'evaporatore e tale surriscaldamento è verificato tramite la termocoppia posizionata proprio dopo l'evaporatore stesso. Queste precauzioni servono a garantire che il compressore elabori un fluido comprimibile come il vapore e non si trovi ad avere a che fare con liquido non comprimibile per definizione.



## 2.2. Determinazione dei parametri termodinamici

Come anticipato precedentemente, gli strumenti di misura posizionati lungo l'apparato sperimentale servono a determinare i parametri termodinamici in punti particolari del ciclo. In questo modo si perviene alla determinazione dei valori prestazionali, che sono di interesse per questa ricerca.

Allo scopo di determinare la potenza termica assorbita dal fluido refrigerante all'interno dell'evaporatore, si vogliono determinare i valori delle entalpie all'ingresso ed all'uscita dell'evaporatore stesso. Il valore cercato sarà calcolato successivamente attraverso l'applicazione della seguente:

$$q_{evap} = \dot{m} \cdot (h_{uscita} - h_{ingresso}) \quad [W] \quad (2.1)$$

Per determinare il valore di entalpia del fluido all'ingresso dell'evaporatore, sono stati posizionati i due strumenti di misura di temperatura e pressione, all'ingresso della valvola di laminazione. L'entalpia del fluido che attraversa la valvola di laminazione rimane infatti costante, permettendo quindi in questo modo di pervenire al suo valore per il fluido all'ingresso dell'evaporatore, pur non avendo posizionato strumenti di misura all'ingresso di questo. La termocoppia ed il trasduttore di pressione situati all'uscita dell'evaporatore, permettono di determinare allo stesso modo il valore dell'entalpia del fluido scaricato dall'evaporatore. In questo caso è corretto tenere conto anche della perdita di carico del fluido refrigerante all'interno dello scambiatore, affinché si determini l'effettivo valore dell'entalpia. Entrambi i valori di entalpia sono determinati nell'analisi dei dati successiva, attraverso l'integrazione di REFPRP 9.1 [5] all'interno del foglio di lavoro EXCEL utilizzato per la regressione dei dati. Fissato il tipo di fluido, le unità di misura utilizzate,

temperatura e pressione del fluido in quelle condizioni, REFPROP 9.1 [5] restituisce il valore esatto dell'entalpia del fluido direttamente all'interno del foglio di lavoro. Attraverso l'**equazione 2.1** è semplice ottenere il valore del flusso di calore cercato.

Uno dei parametri più importanti delle sperimentazioni è sicuramente la temperatura di evaporazione. Essa viene determinata come media aritmetica tra la temperatura di ingresso all'evaporatore e quella di uscita. All'ingresso dell'evaporatore si cerca di mantenere il titolo il più vicino possibile allo zero, quindi il punto termodinamico corrispondente si trova circa sulla curva limite inferiore. Conoscendo il valore della pressione all'ingresso (pressione all'uscita sommata alle perdite di carico misurate tramite il trasduttore di pressione differenziale) il punto termodinamico è automaticamente fissato, quindi anche la sua temperatura. La temperatura di uscita del vapore saturo, si determina allo stesso modo, essendo il punto termodinamico posizionato sulla curva limite superiore, ovvero conoscendo la pressione all'uscita (misurata dall'apposito trasduttore). In questo modo si è ottenuto la temperatura cui avviene il cambiamento di stato da liquido a vapore, valore molto importante per i punti sperimentali che acquisiremo.

Altro parametro importante, da controllare durante le fasi sperimentali è il titolo di ingresso del fluido all'evaporatore. Le prove sperimentali sono condotte imponendo un titolo all'ingresso dell'evaporatore vicino allo zero. Esso viene determinato in questo modo:

$$x_{in} = \frac{h_{ingr} - h_{sat liq}}{h_{sat vap} - h_{sat liq}} \quad (2.2)$$

Dove:

$h_{ingr}$  = entalpia di ingresso all'evaporatore, coincidente con quella all'ingresso della valvola di laminazione.

$h_{sat liq}$  = entalpia del liquido saturo alla pressione di ingresso all'evaporatore.

$h_{sat vap}$  = entalpia del vapore saturo alla pressione di uscita dall'evaporatore.

Il calcolo del titolo all'ingresso dell'evaporatore, viene anche visualizzato direttamente attraverso l'interfaccia grafica che sia ha a disposizione durante le fasi di sperimentazione. Il software LabView si interfaccia anch'esso direttamente con REFPROP 9.1 [5], fornendo così direttamente questa importante informazione.

Un'ulteriore informazione, fornita direttamente dall'interfaccia di acquisizione dati, è la deviazione tra flusso di calore assorbito dal fluido refrigerante (calcolato) ed il flusso di calore fornito dalla resistenza elettrica (misurato).

$$dev = \frac{q_{ev} - P_{el}}{P_{el}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (2.3)$$

Dove:

$q_{ev}$  = flusso di calore specifico all'evaporatore.

$P_{el}$  = potenza elettrica fornita alla resistenza.

Da un punto di vista prettamente teorico, i due flussi di calore dovrebbero coincidere, quindi la deviazione dovrebbe essere nulla. I risultati sperimentali invece, riportano una deviazione sufficientemente vicina a zero per la maggior parte dei casi studiati, all'interno di un margine d'errore comunque accettabile che può comprendere valori di deviazione da 0 a -10%.

### *2.3. Avviamento dell'impianto*

L'impianto è stato inizialmente caricato con fluido refrigerante R134a. Si tratta di un fluido refrigerante largamente utilizzato nei condizionatori per automobili. All'interno di questa ricerca troverà spazio anche l'analisi del fluido R1234ze(E), caratterizzato da un minor impatto ambientale rispetto all'R134a.

L'operazione di carica dell'impianto è molto delicata, in quanto è necessario prestare molta attenzione alle operazioni che si compiono, affinché non vi siano infiltrazioni d'aria nei condotti, le quali potrebbero compromettere i risultati sperimentali. Si deve essere certi che il fluido refrigerante non abbia impurità, dovute appunto a bolle d'aria che possono palesarsi nel caso non si assumano le dovute precauzioni. All'interno di questa ricerca, non è stata prevista la possibilità di misurare la quantità di carica all'interno dell'impianto e di valutarne l'impatto sulle prestazioni del ciclo frigorifero, come è stato fatto in altre ricerche correlate all'argomento.

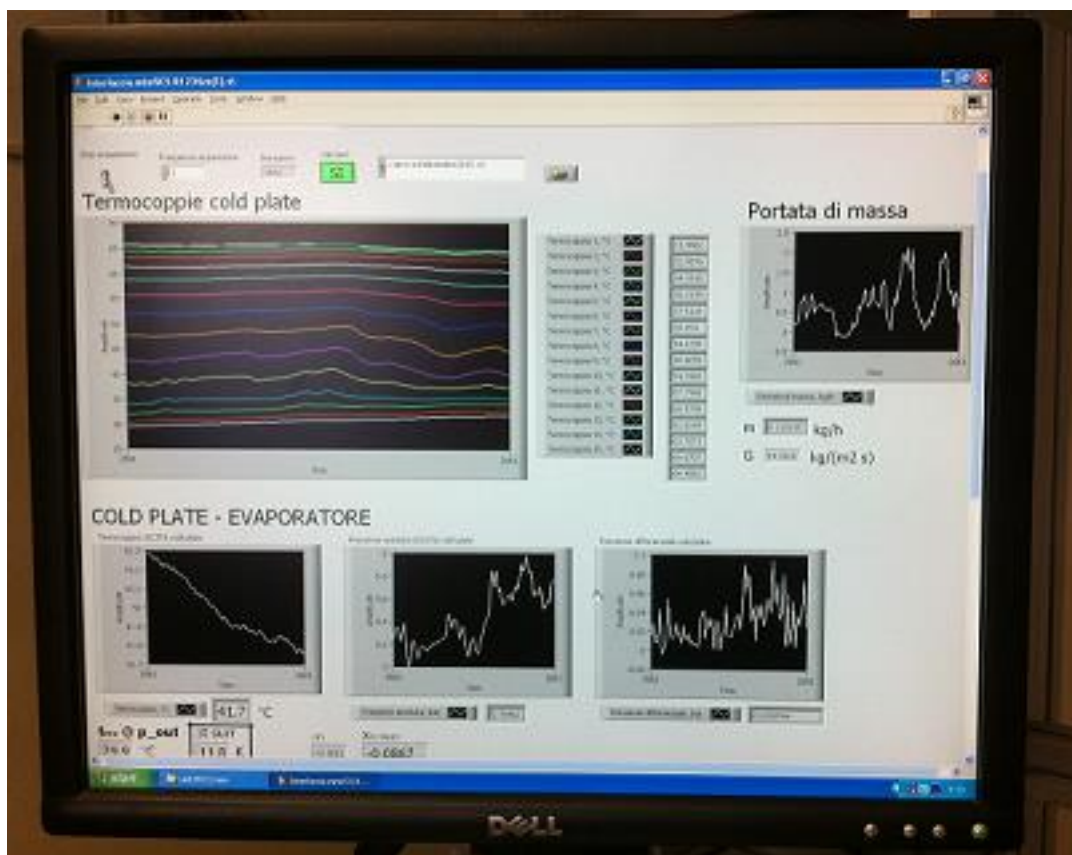
La prima operazione che si deve eseguire per caricare l'impianto con il fluido refrigerante è quella di creare il vuoto all'interno dei condotti e dei dispositivi che lo costituiscono. Si fa subito un'osservazione: l'attacco per le operazioni di carico e scarico dell'impianto è posta appena prima del compressore. La possibilità che durante l'operazione di carica si presentino delle particelle di liquido all'interno dei condotti rende il posizionamento della presa di carica in quel preciso sito molto delicato. Infatti sarebbe preferibile fare in modo che la carica avvenisse prima dell'evaporatore, in modo tale che, anche dovessero formarsi particelle di liquido, passando attraverso l'evaporatore prima di essere compresse, esse verrebbero vaporizzate, non rappresentando più un problema per l'incolumità del compressore. L'impianto è provvisto di un'altra presa per la carica/scarica che però non viene utilizzata, in quanto posizionata prima della valvola di laminazione. Essa viene adoperata per il collegamento della pompa da vuoto. La sequenza delle

operazioni che si esegue per la carica dell'impianto viene di seguito descritta. Attraverso l'utilizzo della pompa, si crea il vuoto spinto all'interno dell'impianto per due o anche tre volte. Si porta l'impianto ad una pressione prossima allo zero, per poi aprire i condotti e riportare la pressione all'interno dei condotti pari a quella atmosferica. Si esegue questa sequenza di due operazioni per due o tre volte. L'ultima volta che si esegue il vuoto, si mantiene pressione nulla al suo interno. A questo punto si comincia a caricare il fluido refrigerante, contenuto in una bombola, attraverso la sua spina collegata all'impianto. La differenza di pressione tra l'impianto (zero bar) e la bombola (fluido refrigerante alla pressione di saturazione riferita alla temperatura ambiente. Nella bombola fase vapore e fase liquida sono in equilibrio) fa in modo che i condotti dell'impianto comincino a riempirsi. Si cerca di far entrare il fluido gradualmente, così da permettergli di distribuirsi omogeneamente all'interno dell'impianto. La sovrappressione offerta dalla bombola del gas non è sufficiente per raggiungere la pressione desiderata all'interno dell'impianto, sempre monitorabile attraverso i trasduttori di pressione distribuiti lungo il ciclo. Si fa uso quindi di fascette termiche per scaldare la bombola ed incrementare la differenza di pressione tra bombola ed impianto. Nell'eventualità che le fascette termiche non permettano di scaldare a sufficienza la bombola, si utilizza la pistola termica che permette di ottenere sovrappressioni ancora maggiori, quindi di caricare ulteriormente l'impianto.

Inizialmente si porta la pressione all'interno dell'impianto attorno agli 8 bar, così da poter raggiungere temperature di condensazione sufficientemente alte per le prove che si intende eseguire. Per portare a termine le prove sperimentali in condizioni di temperature di condensazione più basse, la pressione all'interno dell'impianto verrà gradualmente abbassata, scaricando di volta in volta l'impianto.

Dopo aver caricato il fluido refrigerante all'interno dell'impianto, si rende necessario aspettare qualche ora affinché esso si distribuisca omogeneamente nei condotti. Trascorso questo lasso di tempo è possibile dare inizio alla raccolta dei dati sperimentali avviando l'impianto. Le fasi preliminari all'accensione dell'impianto consistono nell'avviamento del terminale cui la strumentazione di misura restituisce i valori misurati.

Si avvia quindi il programma LabView adibito specificatamente all'acquisizione dei valori misurati ed alla visualizzazione su schermo di questi. (**Figura 2.7**). La frequenza di acquisizione impostata è di 1 Hz, ovvero una acquisizione al secondo.



**Figura 2.7.** Schermata principale del programma LabView adibito all'acquisizione delle misure sperimentali

La schermata del programma LabView, permette di avere sotto controllo i valori di misura istantanei acquisiti dagli strumenti disposti lungo l'impianto. In particolare:

- Temperature di parete dell'evaporatore, in un grafico in cui tutte le termocoppie sono caratterizzate da un colore differente e che ne mostra l'andamento nelle ultime cento acquisizioni;

- Portata di massa [ $\text{kg s}^{-1}$ ] e portata di massa specifica, riferita alla sezione interna dei condotti [ $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ ]. L'andamento delle ultime 100 misurazioni di portata massica sono riportate alla destra delle temperature di parete dell'evaporatore;
- *Temperatura e pressione assoluta* del fluido refrigerante all'uscita dall'evaporatore, fornite rispettivamente dalla termocoppia e dal trasduttore di pressione posizionati in quel punto;
- *Differenza di pressione* tra ingresso ed uscita dell'evaporatore;
- *Temperatura di evaporazione e valore di surriscaldamento*, calcolati grazie a REFPROP 9.1 [6] direttamente all'interno del programma LabView. Il grado di surriscaldamento è un parametro molto importante soprattutto al momento dell'avviamento dell'impianto, in quanto deve essere costantemente monitorato per verificare non scenda mai sotto lo zero. Un surriscaldamento negativo comporterebbe la possibilità che il compressore aspiri particelle di liquido che ne comprometterebbero il funzionamento;
- *Titolo* del fluido all'ingresso dell'evaporatore. Si cerca di mantenere questo valore il più prossimo allo zero, andando ad agire sulla temperatura del secondo bagno termostatico;
- *Temperatura e pressione* all'uscita del compressore;
- *Temperatura e pressione* all'ingresso della valvola di laminazione;
- *Corrente, tensione e potenza elettrica* fornite alla resistenza elettrica posizionata in corrispondenza dell'evaporatore ed al compressore.

In seguito all'avviamento di tutta la strumentazione di misura e degli alimentatori rispettivamente del compressore e della resistenza elettrica, si impostano le temperature dei bagni termostatici in funzione della temperatura di condensazione che si desidera raggiungere. L'avviamento vero e proprio dell'impianto, tramite l'accensione del compressore, deve essere preceduto dalla somministrazione esterna di calore per mezzo di resistenze elettriche applicate all'evaporatore. Le resistenze sono collegate ad un

generatore di corrente, che per la fase di avviamento viene impostato affinché fornisca una potenza di circa 30 W (**Figura 2.8**).



**Figura 2.8.** *Generatore di corrente che alimenta la resistenza elettrica dell'evaporatore*

Raggiunta una temperatura di parete in corrispondenza del cold plate, pari a circa 50 °C, si procede con l'accensione del compressore, quindi con l'afflusso di una certa portata di refrigerante all'interno dell'impianto. La fase di transitorio, in cui l'impianto tende ad una condizione di stabilità, è molto delicata. Il vapore all'uscita dell'evaporatore deve sempre essere surriscaldato e se ciò non dovesse verificarsi è necessario agire tempestivamente abbassando la temperatura di evaporazione. In questo modo, essendo la temperatura di evaporazione più bassa, il vapore all'uscita risulta surriscaldato. La pressione di inizio evaporazione si abbassa agendo tramite la chiusura della valvola di laminazione, oppure aumentando la corsa del compressore che quindi aumenta il rapporto di compressione.

Terminata la fase di transitorio, i parametri dell'impianto raggiungono una certa stabilità. Si rende quindi possibile agire su questi allo scopo di pervenire alle condizioni operative utili al punto sperimentale che si desidera acquisire.



#### *2.4. Acquisizione dei dati durante le prove sperimentali e rielaborazione*

Come anticipato precedentemente, l'acquisizione dei dati avviene con la frequenza di una acquisizione al secondo (1 Hz). I dati raccolti in ogni singola acquisizione sono salvati dal programma LabView in formato txt, sotto forma di colonne di numeri. Si deduce che, all'interno di una sessione di prove, la mole di dati a disposizione sia molto grande. Si ritiene di aver acquisito un "punto sperimentale" quando tutti i parametri dell'impianto hanno raggiunto una certa stabilità, nell'ambito delle condizioni inizialmente fissate per le quali si svolge quella specifica prova (temperatura di condensazione, temperatura di evaporazione, portata, ecc.). Pervenuti a tale condizione si prende nota del numero di acquisizioni fino a quel momento effettuate, così da poter facilmente rintracciare i dati nella successiva fase di analisi. Si sceglie di assumere 50 misurazioni successive per la valutazione del punto sperimentale. La rielaborazione dei dati acquisiti (regressione dei dati) viene eseguita a posteriori, in ambiente Excel, facendo la media aritmetica delle 50 misurazioni acquisite. Su tali valori medi si basa l'analisi delle prestazioni dell'impianto.

L'analisi a posteriori su foglio di lavoro Excel, prevede la determinazione di alcuni parametri termodinamici del ciclo, resa possibile dall'interazione tra REFPRP 9.1 [5] ed Excel. In particolare verranno calcolati i seguenti parametri:

- Entalpia del vapore in ingresso all'evaporatore;
- Temperatura di evaporazione all'ingresso dell'evaporatore;
- Temperatura di evaporazione all'uscita dell'evaporatore;
- Entalpia del liquido saturo all'ingresso dell'evaporatore;
- Entalpia del vapore saturo;
- Entalpia del vapore all'uscita dell'evaporatore (vapore surriscaldato);

Dai valori così ottenuti, è possibile determinare:

- Titolo in ingresso all'evaporatore
- Flusso di calore scambiato all'evaporatore
- Deviazione tra il valore di flusso termico somministrato all'impianto e quello assorbito all'evaporatore
- COP, ovvero l'indice di prestazione che mette a confronto il lavoro speso al compressore, con il flusso termico calcolato;
- $R_p$  = rapporto di compressione. Si determina mettendo a confronto le pressioni di condensazione ed evaporazione.

Nel nostro caso specifico, il COP viene calcolato in questo modo:

$$COP = \frac{\text{flusso termico all'evaporatore}}{\text{potenza elettrica fornita al compressore}} \quad (2.4)$$

Trattandosi di una definizione, come flusso termico all'evaporatore può essere assunto sia quello misurato in fase di sperimentazione, sia quello calcolato al momento della rielaborazione dei dati, quindi dal primo principio della termodinamica:

$$q_{evap} = \dot{m} \times (h_{eva,out} - h_{eva,in}) \quad [W] \quad (2.5)$$

Per le macchine frigorifere, il COP si definisce come il rapporto fra il calore sottratto alla sorgente di calore più bassa ed il lavoro speso.

Il valore della deviazione è importante ed è così calcolata:

$$dev = \frac{q_{netta} - q_{evap}}{q_{evap}} \times 100 \quad (2.6)$$

$q_{netta}$  = calore fornito elettricamente al netto delle dispersioni

$q_{evap}$  = flusso termico sottratto alla sorgente fredda dal fluido refrigerante

Al fine di rendere più precisa la determinazione della deviazione tra flusso di calore specifico fornito e flusso di calore specifico assorbito, si è deciso di dedicare una giornata di prove per valutare l'efficienza dell'isolamento termico che caratterizza l'evaporatore. Questo permetterà, in fase di analisi dei dati, di migliorare la valutazione della potenza termica fornita tenendo conto delle possibili dispersioni termiche verso l'esterno che sicuramente caratterizzano un sistema teoricamente adiabatico, ma praticamente non perfetto.

Si procede quindi svuotando l'impianto e somministrando calore attraverso la resistenza posta in corrispondenza dell'evaporatore. Con l'intento di ottenere una relazione che legghi la temperatura di parete alla potenza elettrica fornita alla resistenza, si fa in modo di ottenere punti sufficientemente distanti l'uno dall'altro. Si imposta una certa potenza elettrica al generatore e si attende che la temperatura di parete si stabilizzi. Ciò significa che vi è equilibrio tra la potenza elettrica imposta e le dispersioni termiche ed è la condizione che si ricerca per quantificare le dispersioni. Se non ve ne fossero, e fosse quindi possibile ritenere lo scambiatore completamente adiabatico, la temperatura di parete continuerebbe ad aumentare indefinitamente, anche per piccole somministrazioni di calore. Si ritiene che 5 punti sperimentali (**figura 2.9**), ottenuti come prassi facendo la media di 50 acquisizioni susseguenti il punto in cui si ritiene che il sistema abbia raggiunto

una certa stabilità, siano sufficienti per tracciare la relazione tra potenza elettrica fornita dal generatore alla resistenza e temperatura di parete.

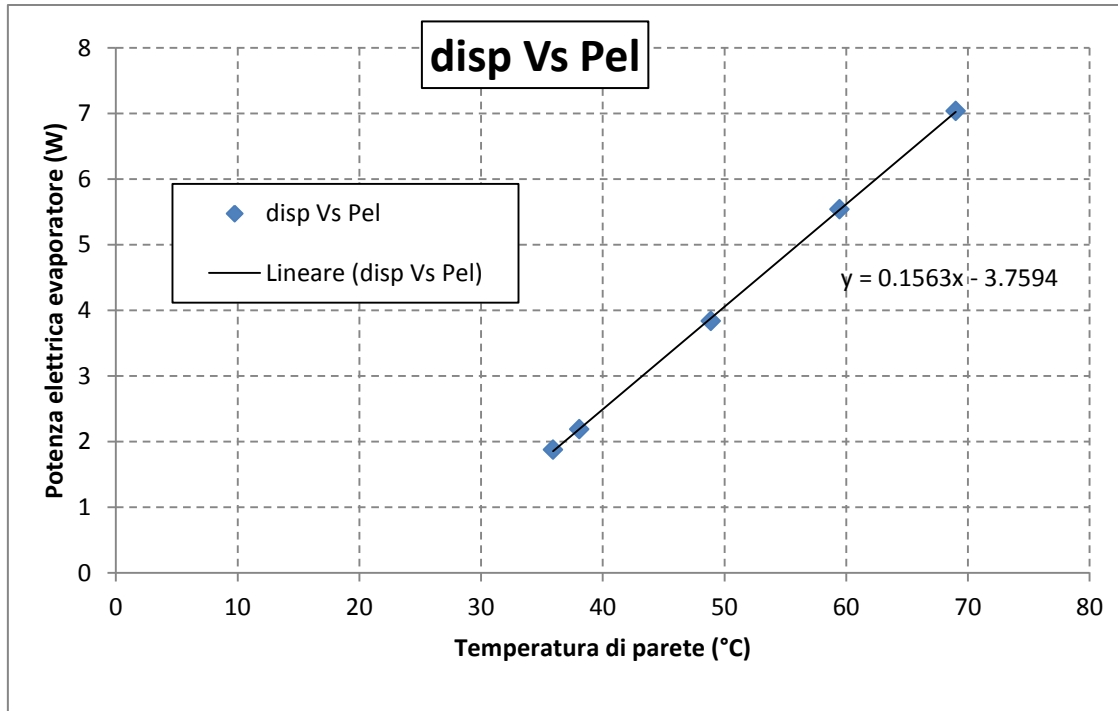


Figura 2.9. Calcolo dispersioni di calore all'evaporatore

Si determina l'equazione della retta interpolante i punti sperimentali, affinché sia possibile determinare per una qualsiasi temperatura di parete la potenza elettrica dispersa corrispondente. Il risultato ottenuto da questa analisi è il seguente:

$$y = 0.1563x - 3.7594 \text{ [W]} \quad (2.7)$$

Dove il valore di x è il valore della temperatura di parete in °C.

Inserendo quindi, al posto della variabile  $x$ , la temperatura media di parete per il singolo caso analizzato, si ottiene immediatamente la potenza termica dispersa, da sottrarre a quella teoricamente fornita dal generatore di corrente in fase di sperimentazione.

Adesso si è in grado di svolgere un'analisi a livello grafico, mettendo a confronto parametri di interesse, in modo da permettere uno studio più chiaro dei dati ottenuti, in particolare del loro andamento in funzione di altri parametri di interesse. L'analisi di questi dati permetterà di trarre conclusioni sulle prestazioni dell'impianto, al variare del rapporto di compressione, della temperatura di condensazione, della temperatura di evaporazione e della portata specifica di refrigerazione.

### *2.5. Analisi dell'incertezza*

Si intende procedere con l'analisi dell'incertezza per quanto concerne il calcolo della potenza frigorifera e del coefficiente di prestazione.

La potenza frigorifera è così calcolata:

$$q_{frig} = \dot{m} \cdot \Delta h \quad (2.8)$$

dove:

$$\Delta h = h_{eva,out} - h_{eva,ingr} \quad (2.9)$$

Quindi si rende necessario essere a conoscenza delle incertezze dichiarate da parte dei costruttori per quanto concerne gli strumenti di misura di: portata, temperatura e

pressione da parte dei costruttori. In **tabella 2.1** sono riportati i valori delle incertezze attribuite agli strumenti di misura da parte dei costruttori.

L'entalpia è calcolata attraverso Refprop 9.1 [5], per il quale viene dichiarata un'incertezza dell' 1% sul valore misurato. Si è svolta un'analisi sugli effettivi valori dell'entalpia calcolati tramite Refprop [5], allo scopo di verificare se si rendesse necessario tenere conto di un'incertezza maggiore di quella dichiarata. Gli strumenti che riportano le misure di temperatura e pressione sono affetti dalle incertezze dichiarate in **tabella 2.1**, il che significa che il conseguente valore di entalpia è a sua volta impreciso. La fascia di valori all'interno della quale varia l'entalpia è data dalla differenza tra l'entalpia massima, calcolata tenendo conto dei valori di temperatura massima e di pressione minima, e quella minima, ottenuta tramite i valori di temperatura minima e pressione massima. A seguito dei calcoli eseguiti, che hanno permesso di determinare la fascia di valori entro cui si trova il valore reale di entalpia, si è potuto concludere che l'incertezza dichiarata per il calcolo dell'entalpia tramite Refprop [5], include anche questa incertezza, che è in media dello 0,06% sul valore misurato.

Allo scopo di attribuire un'incertezza alla potenza frigorifera, si utilizza la formula di Kline-McClintock (**eq. 2.10**).

$$i_q = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^L (\theta_i \cdot i_{x1_i})^2} \quad (2.10)$$

Dove:

$$\theta_i = \frac{\partial q}{\partial x_i} \quad i = 1, 2, \dots, L \quad (2.11)$$

Inizialmente si procede con il calcolo dell'incertezza sulla differenza di entalpia, come nell'equazione 2.12.

$$i_{\Delta h} = \pm \sqrt{\left(i_{h_{out}} \cdot \frac{\partial \Delta h}{\partial h_{out}}\right)^2 + \left(i_{h_{in}} \cdot \frac{\partial \Delta h}{\partial h_{in}}\right)^2} \quad [J \, kg^{-1}] \quad (2.12)$$

Una volta determinato il valore dell'incertezza sulla differenza di entalpia, si può procedere con il calcolo dell'incertezza sulla potenza frigorifera, come riportato nell'equazione 2.13.

$$i_{q_{frig}} = \pm \sqrt{\left(i_{\dot{m}} \cdot \frac{\partial q_{frig}}{\partial \dot{m}}\right)^2 + \left(i_{\Delta h} \cdot \frac{\partial q_{frig}}{\partial \Delta h}\right)^2} \quad [W] \quad (2.13)$$

In conclusione si riscontra che in tutti i punti sperimentali acquisiti con impianto caricato con R134a, l'incertezza massima è del 2,51% ( $T_{cond}=60 \text{ °C}$  ,  $T_{evap}=40 \text{ °C}$ ) mentre la minore si attesta sull' 1,95% ( $T_{cond}=40 \text{ °C}$  ,  $T_{evap}=10 \text{ °C}$ ). Quindi si attribuisce un valore dell'incertezza medio alla potenza frigorifera pari a 2,23% sul valore calcolato.

Per quanto riguarda l'impianto caricato con R1234ze(E), il valore massimo di incertezza che è stato calcolato è pari a 1,99% ( $T_{cond}=70 \text{ °C}$  ,  $T_{evap}=40 \text{ °C}$ ), mentre il valore minimo è di 0,43% ( $T_{cond}=60 \text{ °C}$  ,  $T_{evap}=30 \text{ °C}$ ). Si attribuisce un'incertezza media di 1,21% alla potenza frigorifera dell'impianto caricato con R1234ze(E).

Si vuole determinare l'incertezza da associare al valore di COP, procedendo con lo stesso metodo adottato per la potenza frigorifera.

Il coefficiente di prestazione invece si calcola in questo modo:

$$COP = \frac{q_{frig}}{P_{el,compressore}} \quad (2.14)$$

Quindi, tramite l'eq. 2.10, determino l'incertezza.

$$i_{COP} = \pm \sqrt{\left(i_{q_{frig}} \cdot \frac{\partial COP}{\partial q_{frig}}\right)^2 + \left(i_{P_{compr}} \cdot \frac{\partial COP}{\partial P_{compr}}\right)^2} \quad [-] \quad (2.15)$$

Si conclude che l'incertezza da associare al COP dell'impianto caricato con R134a assume un valore massimo pari al 3,27%, quando la temperatura di condensazione è di 60 °C mentre quella di evaporazione è pari a 40 °C. Il valore minimo di incertezza è pari invece a 0,8% quando la temperatura di condensazione è pari a 40 °C e quella di evaporazione è di 30 °C. Viene associata un'incertezza media pari circa al 2% del valore calcolato.

L'impianto caricato con R1234ze(E) presenta un'incertezza massima, associata al COP, pari al 3,37% in condizioni di  $T_{cond}=60$  °C e  $T_{evap}=30$  °C ed un'incertezza minima pari a 0,95% ottenuta in condizioni di temperatura di condensazione pari a 70 °C ed una temperatura di evaporazione pari a 40 °C. Il valore di incertezza media è pari al 2,16% del valore calcolato.

Tabella 2.1 *Incetezza dichiarata degli strumenti di misura utilizzati nell'impianto in questione*

Strumento	Incetezza dichiarata
Termocoppia tipo T	$\pm 0,05K$
Trasduttore di pressione assoluto E+H	$\pm 0,088\% f.s., ovvero \pm 352Pa$
Trasduttore di pressione assoluto Rosemount	$\pm 0,065\% f.s., ovvero \pm 130Pa$



---

Trasduttore di pressione relativo	$\pm 0,025\%$ <i>f.s.</i> , ovvero $\pm 2,5Pa$
Misuratore di portata massico	$\pm 0,1\%$ <i>del valore letto</i>
Potenza elettrico	$\pm 0,13\%$ <i>del valore letto</i>

## Analisi sperimentale dell'impianto caricato con R134a

La scelta del tipo di fluido refrigerante, con cui far funzionare il ciclo, è inizialmente ricaduta su una tipologia molto diffusa: R134a. Si tratta di un tetrafluoroetano, molto utilizzato come refrigerante.

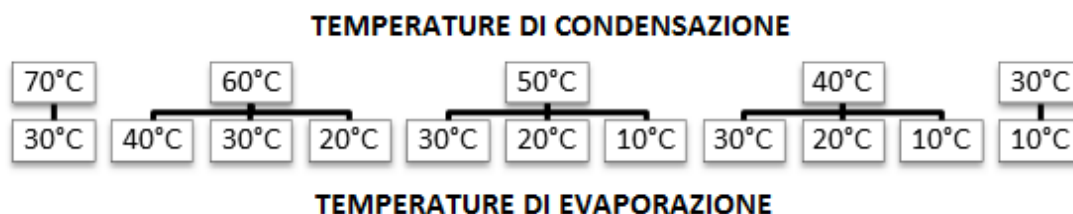
Questo significa che alla pressione atmosferica, R134a è sotto forma gassosa surriscaldata, perché a temperatura ambiente.

Verranno eseguite due tipologie di prove in particolare:

1. Mantenendo la temperatura di condensazione costante, si fa variare la temperatura di evaporazione;
2. Mantenendo costanti temperatura di evaporazione e temperatura di condensazione, si agisce sulla corsa del pistone, aumentandola, incrementando di conseguenza anche la portata di fluido che scorre nell'impianto.

In particolare, le temperature di condensazione partono da 70°C e vanno a scalare di 10°C in 10°C, fino a arrivare a 30°C. Ad ogni scalino di temperatura di condensazione vanno indagati più valori della temperatura di vaporizzazione. I casi che vengono studiati sono riportati in **figura 3.1**.

Tutte le prove sperimentali effettuate sono caratterizzate da una temperatura massima di parete di 70 °C ed un titolo all'ingresso dell'evaporatore vicino allo zero.



**Figura 3.1.** Schema che illustra i casi sperimentali analizzati in laboratorio

Per ognuno di questi casi si vogliono determinare le prestazioni dell'impianto in termini di COP, andando ad aumentare la portata di refrigerante che circola nell'impianto. Per fare questo si incrementa la corsa del pistone. Si ricorda infatti che il compressore in dotazione consente di variare la corsa del suo pistone da un minimo del 10% fino ad un massimo del 100%. Tale incremento, comporta un abbassamento della pressione all'evaporatore, ed un aumento della pressione al condensatore, quindi il rapporto di compressione aumenta. Allo scopo di mantenere la temperatura di evaporazione costante, si rende necessario agire sulla valvola di laminazione per aumentare la pressione all'evaporatore, così da riportare la temperatura di vaporizzazione al valore voluto, con conseguente aumento della portata.

Ogni punto sperimentale viene preso al raggiungimento di una condizione di equilibrio, in cui tutti i parametri sono costanti all'interno di un range di valori accettabili (incertezza degli strumenti, ed altri errori di sorta). La media di tutti i valori misurati dal raggiungimento della condizione di equilibrio fino alle 50 misurazioni successive, definisce il punto sperimentale per le condizioni fissate inizialmente. Su questi valori medi, si basa la determinazione dei parametri energetici del ciclo.

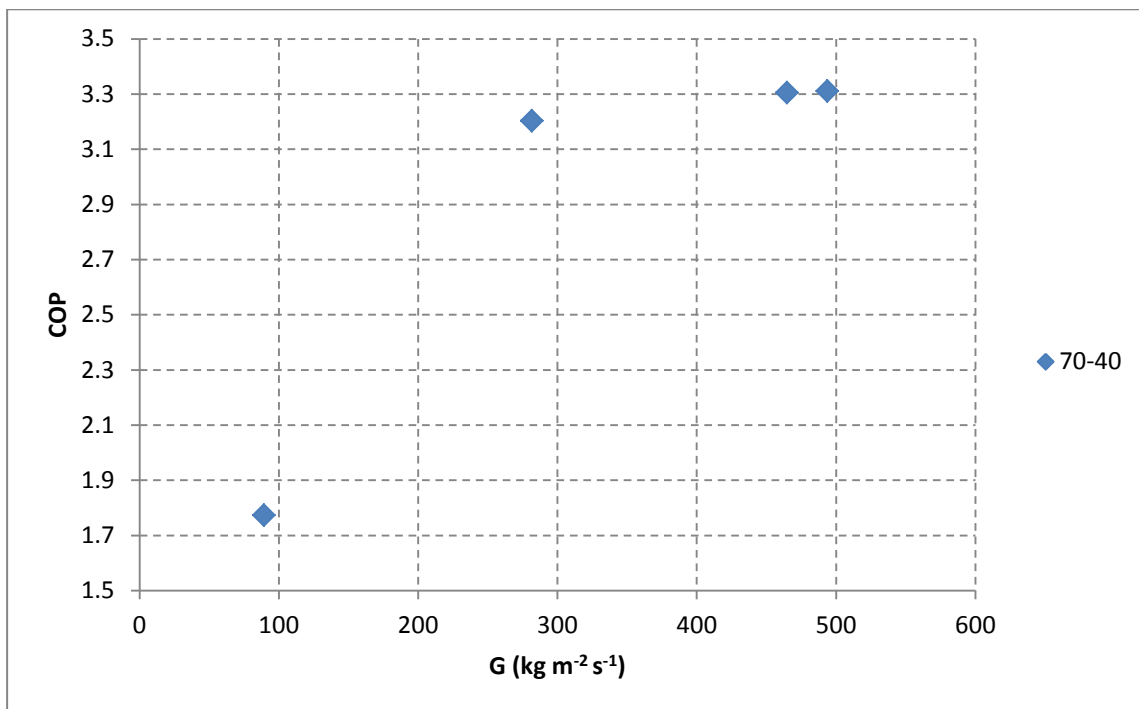
### **3.1. *Il coefficiente di prestazione in funzione della portata specifica G***

Il primo parametro che si andrà ad analizzare al variare della portata di refrigerante è il coefficiente di prestazione o COP.

I grafici che verranno esposti mostrano con immediatezza l'andamento del COP all'aumentare della portata a parità di temperature di condensazione ed evaporazione.

#### **3.1.1. *Temperatura di condensazione 70°C e temperatura di evaporazione 40°C***

In particolare si può analizzare il caso in cui la temperatura di condensazione è fissata a 70 °C e la temperatura di evaporazione viene mantenuta costante a 40 °C.



**Figura 3.2.** Andamento COP in funzione della portata specifica  $T_{cond}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$

Si osserva come, all'aumentare della portata specifica, da valori attorno ai  $100\text{ kg m}^{-2}\text{ s}^{-1}$  fino a circa  $300\text{ kg m}^{-2}\text{ s}^{-1}$ , il COP subisca un drastico incremento che, in queste specifiche condizioni, quasi raddoppia. Un ulteriore aumento della portata, non sembra influenzare ulteriormente il valore del coefficiente di prestazione, che si stabilizza attorno ad un valore di 3.3. Questo comportamento potrebbe portare a pensare che il COP non dipenda dalla portata, oltre un certo valore di essa. Si andranno a ricercare conferme di questa ipotesi preliminare nelle analisi sperimentali successive.

L'analisi dei dati sperimentali inoltre, riporta una discrepanza abbastanza rilevante tra il flusso di calore calcolato e quello effettivamente somministrato attraverso la resistenza elettrica posta in corrispondenza dell'evaporatore. In particolare, all'aumentare della portata, la deviazione aumenta, assumendo valori sempre meno negativi, ma comunque al di sopra del 10%. In particolare, in **tabella 3.1** sono riportati i dati sperimentali.

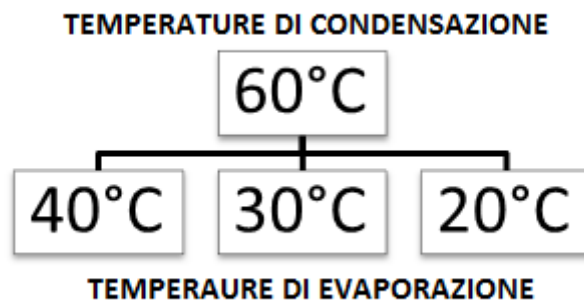
**Tabella 3.1.** Deviazioni tra flusso di calore fornito dalla resistenza elettrica e flusso di calore assorbito dall'evaporatore

<b>G [kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>]</b>	<b>P<sub>eff</sub> [W]</b>	<b>q<sub>eva</sub> [W]</b>	<b>DEV %</b>
89.37	63.26	48.01	-24.11
281.65	184.27	159.43	-13.48
464.84	302.39	266.56	-11.85
493.69	324.99	288.17	-11.33

Questa mancanza di equilibrio tra i due flussi di calore, è giustificabile considerando delle dispersioni verso l'ambiente esterno che non si prendono in considerazione oltre a quelle dovute all'isolamento dell'evaporatore, che invece sono state conteggiate.

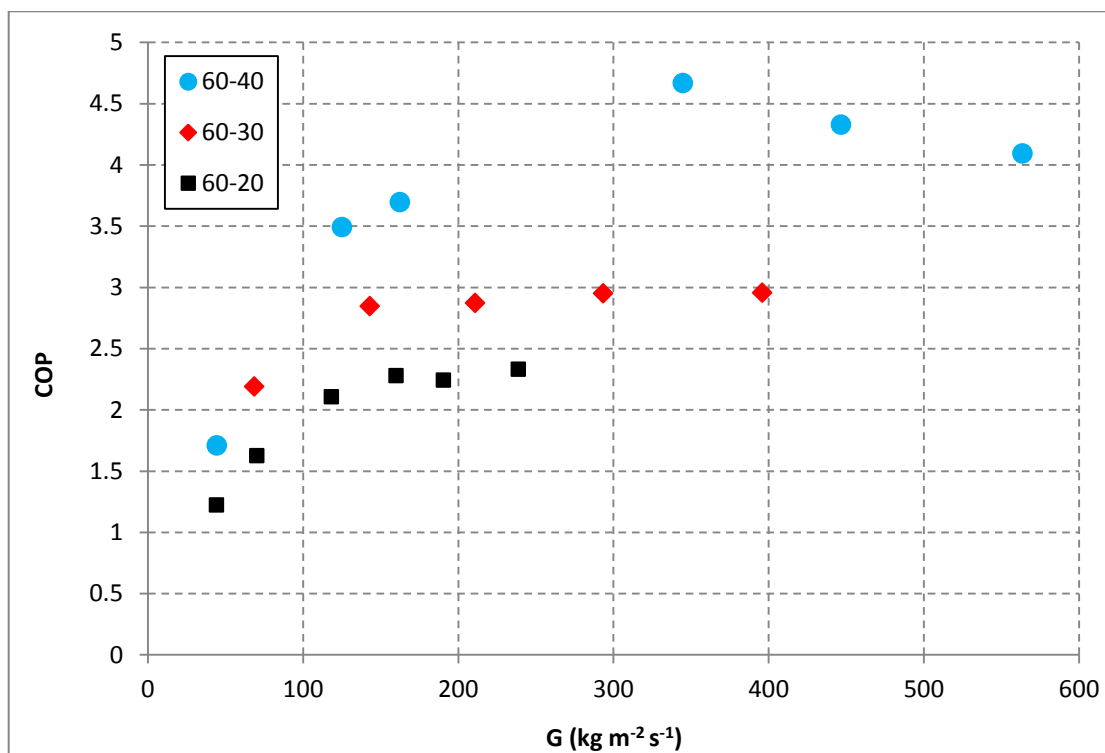
### 3.1.2. Temperatura di condensazione 60 °C e temperature di evaporazione 40 °C, 30 °C, 20 °C

Si riportano di seguito i diagrammi riassuntivi dei risultati ottenuti attraverso la sperimentazione nelle seguenti condizioni:



**Figura 3.3.** *Schema riassuntivo per le condizioni di prova affrontate a temperatura di condensazione costante (60°C)*

Su un diagramma riportante, in ascissa i valori della portata specifica, ed in ordinata il valore del COP, vengono evidenziati i punti sperimentali acquisiti durante le prove eseguite alle diverse temperature di evaporazione.



**Figura 3.4.** Andamento COP in funzione della portata specifica  $T_{cond}=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$

Anche per questo caso si osserva come, al di sotto di una certa portata di fluido refrigerante, in particolare  $100\text{ kg m}^{-2}\text{ s}^{-1}$ , vi sia un costante aumento del COP all'aumentare della portata specifica. La situazione cambia quando si vanno ad analizzare i dati al di sopra di questa portata. Il diagramma conferma quanto osservato in sede di analisi delle condizioni di prova precedenti, ovvero che il COP, anche nel caso di temperatura di condensazione  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ , non sembra dipendere dalla portata di refrigerante che interessa l'impianto. Si osservano fluttuazioni rilevanti nel caso della temperatura di evaporazione fissata a  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , ma la linea interpolatrice è comunque una retta che si attesta attorno al valore di 4. Inoltre, al diminuire della temperatura di evaporazione corrisponde una diminuzione del valore del COP.



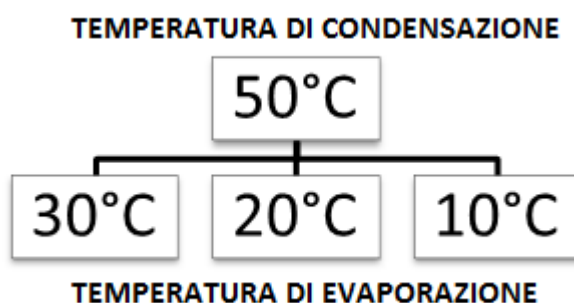
Si riportano di seguito i valori di deviazione tra il flusso di calore fornito e quello assorbito dall'evaporatore. Si osserva come siano valori principalmente negativi, al massimo molto prossimi allo zero.

**Tabella 3.2.** Valori di deviazione tra flusso di calore fornito e flusso di calore assorbito per i casi con temperatura di condensazione fissata a 60 °C

<b>CONDENSAZIONE 60 °C – 40 °C EVAPORAZIONE</b>			
<b>G [kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>]</b>	<b>P<sub>eff</sub> [W]</b>	<b>q<sub>eva</sub> [W]</b>	<b>DEV %</b>
44.4	23.4	23.6	0.86
125.0	69.7	69.9	0.27
162.4	95.8	91.4	-4.52
344.9	204.8	202.3	-1.25
446.6	263.6	264.1	0.19
563.8	321.5	340.6	5.95
<b>CONDENSAZIONE 60 °C – 30 °C EVAPORAZIONE</b>			
68.62	47.1	41.7	-11.39
143	95.66	89.2	-6.8
210.831	148.6	133.6	-11.10
293.354	197.354	186.9	-5.27
395.949	254.272	255.3	0.42
<b>CONDENSAZIONE 60 °C – 20 °C EVAPORAZIONE</b>			
44.2	34.8	28.3	-18.8
70.3	52.5	45.99	-12.4
118.2	87.7	79.8	-9.1
159.9	117.364	109.2	-6.9
190.5	141.1	131.5	-6.8
238.8	189.9	165.6	-12.8

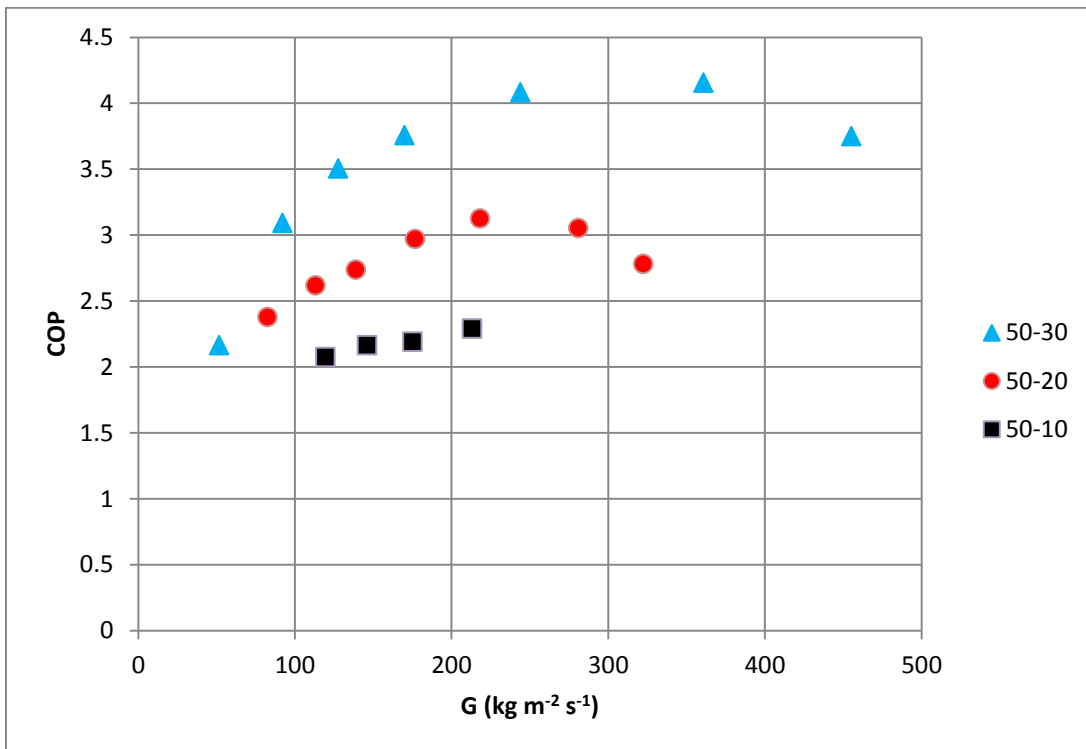
**3.1.3. Temperatura di condensazione 50 °C e temperature di evaporazione 30 °C, 20 °C, 10 °C**

I dati sperimentali raccolti si riferiscono a condizioni di prova con temperatura di condensazione fissata sui 50 °C.



**Figura 3.5.** Schema riassuntivo delle condizioni di prova a temperatura di condensazione fissata a 50 °C

Riportando i punti sperimentali ottenuti, nel medesimo diagramma utilizzato per le analisi precedenti, in questo caso si osserva una variabilità dei valori di COP più marcata in funzione della portata. Si riporta però che la linea interpolatrice dei punti sperimentali è costante entro un range di errore accettabile ed è fissa su un valore medio. Anche in questo caso si nota che al diminuire della temperatura di evaporazione, il COP diminuisce.



**Figura 3.6.** Andamento COP in funzione della portata specifica  $T_{cond}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Di seguito la tabella riportante i valori di deviazione per queste specifiche prove sperimentali

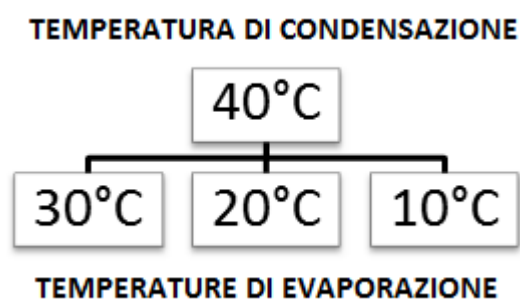
**Tabella 3.3.** Valori di deviazione tra flusso di calore fornito e flusso di calore assorbito per i casi con temperatura di condensazione fissata a  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$

<b>CONDENSAZIONE <math>50\text{ }^{\circ}\text{C}</math> - <math>30\text{ }^{\circ}\text{C}</math> EVAPORAZIONE</b>			
<b>G [kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>]</b>	<b>P<sub>eff</sub> [W]</b>	<b>q<sub>eva</sub> [W]</b>	<b>DEV %</b>
51.6	30.9	29.9	-3.02
92.03	61.7	54.2	-12.12
127.7	85.1	75.8	-10.93
169.9	113.2	102.1	-9.86
244.03	174.1	150.6	-13.47

360.88	254.8	225.4	-11.52
455.3	316.5	285.8	-9.71
<b>CONDENSAZIONE 50°C - 20°C EVAPORAZIONE</b>			
82.5	62.8	53.1	-15.3
113.2	86.2	73.8	-14.4
138.9	106.3	91.3	-14.1
176.6	130.8	116.7	-10.8
218.1	160.7	144.3	-10.22
280.9	208.4	187.1	-10.21
322.3	245.6	215.5	-12.23
<b>CONDENSAZIONE 50°C - 10°C EVAPORAZIONE</b>			
119.4	92.6	80.5	-13.12
146.1	111.9	98.7	-11.8
174.9	128.1	118.7	-7.37
213.1	162.9	144.97	-11.04

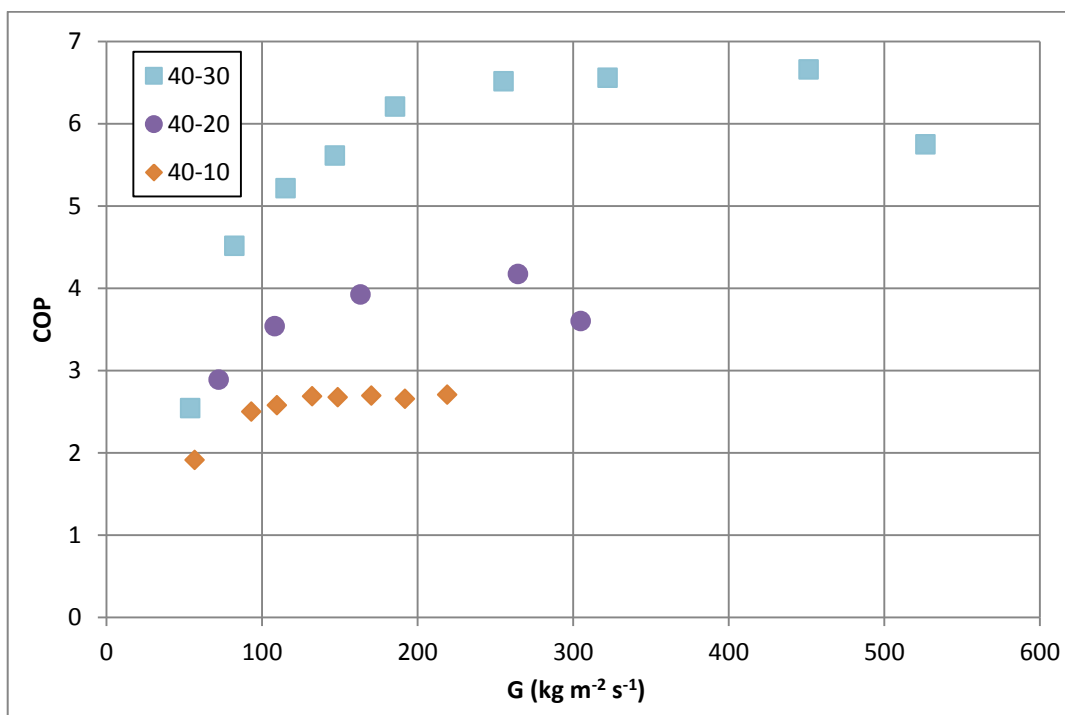
### 3.1.4. Temperatura di condensazione 40 °C e temperature di evaporazione 30 °C, 20 °C, 10 °C

I casi che saranno indagati sono riportati in **figura 3.7**.



**Figura 3.7.** Schema riassuntivo delle condizioni sperimentali adottate a temperatura di condensazione fissa a 40°C

I punti sperimentali acquisiti, riportati su di un diagramma COP Vs G, sono mostrati in **figura 3.8**.



**Figura 3.8.** COP in funzione della portata specifica per temperatura di condensazione 40 °C e temperatura di evaporazione variabile

Si vuole rimarcare la tendenza, comune a tutti i casi fino ad ora analizzati, di un COP crescente fino al raggiungimento di portate vicine ai 100 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>. Temperature di evaporazioni basse, ovvero 10 °C, mostrano una tendenza molto marcata al mantenimento del COP costante sin dalle portate più basse, soprattutto se confrontata con gli altri punti sperimentali. Temperature di evaporazione più alte, quindi più vicine a quelle di condensazione, evidenziano che il COP risulta costante abbastanza oltre la soglia dei 100 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>. In particolare, si osserva che in questo caso, attorno ad una portata di 200 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>, il COP si attesta attorno a valori di 6,5, per poi abbassarsi nuovamente per G=500 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup> circa.

Di seguito si riporta una tabella con i valori di deviazione assunti per queste prove sperimentali.

**Tabella 3.4.** Valori di deviazione tra flusso di calore fornito e flusso di calore assorbito per i casi con temperatura di condensazione fissata a 40 °C

<b>CONDENSAZIONE 40 °C – 30 °C EVAPORAZIONE</b>			
<b>G [kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>]</b>	<b>P<sub>eff</sub> [W]</b>	<b>q<sub>eva</sub> [W]</b>	<b>DEV %</b>
82.2	42	49.6	17.8
115.2	69.3	70.2	1.37
146.1	98.2	90.4	-7.9
185.4	118.5	115.1	-2.85
255.3	157.8	161.2	2.2
322.1	200.2	205.8	2.8
451.4	288.6	291.1	0.87
526.5	340.5	339.16	-0.4
<b>CONDENSAZIONE 40 °C – 20 °C EVAPORAZIONE</b>			
72.3	62.8	91.4	-0.3
108.3	86.2	69.9	-3.6
163.3	106.3	202.9	-10.8
264.5	130.8	264.1	-10.3
304.8	160.7	340.6	-12.3
<b>CONDENSAZIONE 40 °C – 10 °C EVAPORAZIONE</b>			
56.8	40.4	37.5	-7.1
93.1	65.7	62.6	-4.7
109.7	78.8	74.6	-5.3
132.2	99.5	90.8	-8.8
148.7	111.7	102.8	-7.97
170.3	131.6	118.4	-10

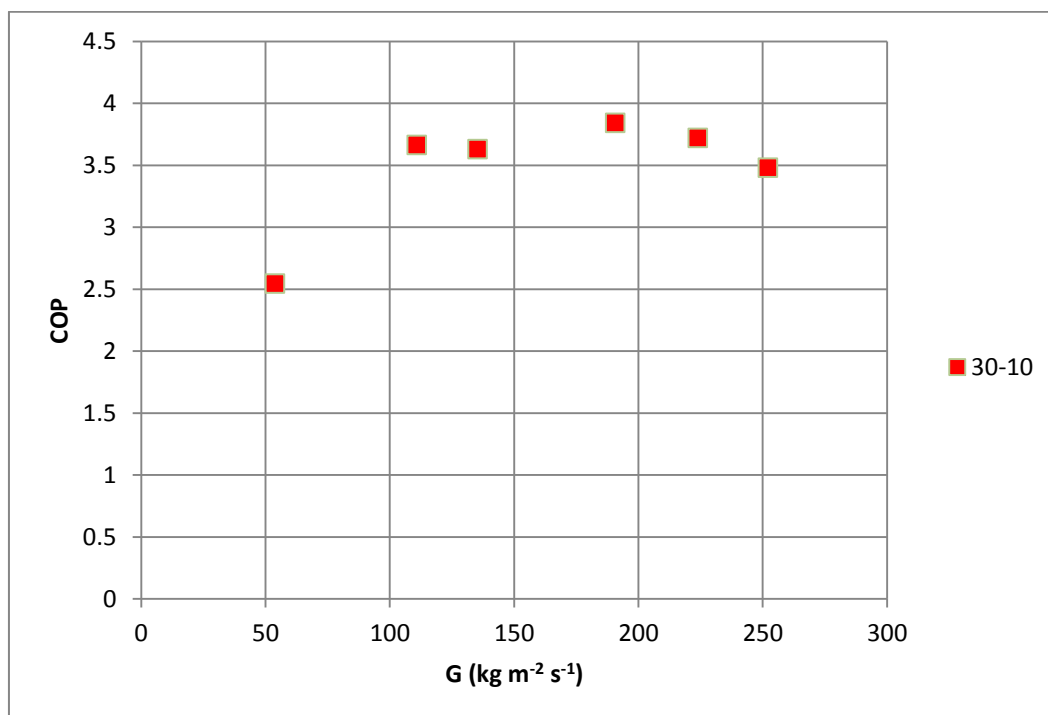
192	153.5	134.6	-12.3
219.1	171.3	154.6	-9.8

### **3.1.5. Temperatura di condensazione 30 °C e temperatura di evaporazione 10 °C**

In questo caso la serie di sperimentazioni si limita ad un unico caso: temperatura di evaporazione fissata a 10 °C e temperatura di condensazione, come da titolo di paragrafo, fissata a 30 °C

I risultati ottenuti, tradotti in termini grafici, sono riportati in **figura 3.9**.





**Figura 3.9.** COP in funzione della portata specifica per temperatura di condensazione 30 °C e temperatura di evaporazione 10 °C

Anche in questo caso si osserva che la bassa temperatura di evaporazione comporta lo stabilizzarsi del COP per valori bassi di portata.

**Tabella 3.5.** Valori di deviazione tra flusso di calore fornito e flusso di calore assorbito per i casi con temperatura di condensazione fissata a 30 °C

G [kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup> ]	P <sub>eff</sub> [W]	q <sub>eva</sub> [W]	DEV %
53.8	30.5	35.6	16.8
110.9	79.1	75.5	-4.6
135.3	97.7	93.3	-4.5
190.7	151.6	132.5	-12.6
223.8	179.2	157.5	-12.1
252.1	202.9	177.7	-12.4

### 3.2. COP in funzione della temperatura di evaporazione e del rapporto di compressione

Dopo aver analizzato le prestazioni dell'impianto in termini di COP al variare della portata specifica fluente nell'impianto in diverse condizioni operative, si desidera avere un quadro di insieme andando a visualizzare come si comporta l'impianto, sempre in termini prestazionali, al variare della temperatura di evaporazione, per i diversi livelli di temperatura di condensazione.

Per fare questo, è stato prodotto un diagramma che pone in confronto COP e temperatura di evaporazione, a variare della temperature di condensazione.

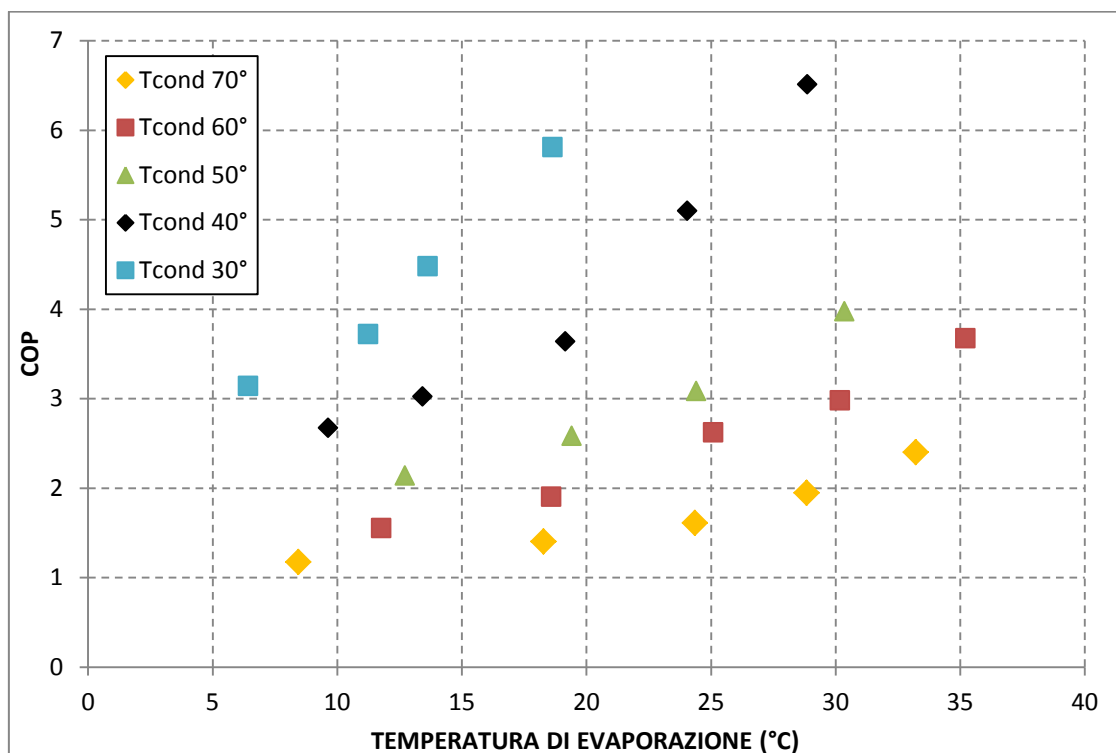
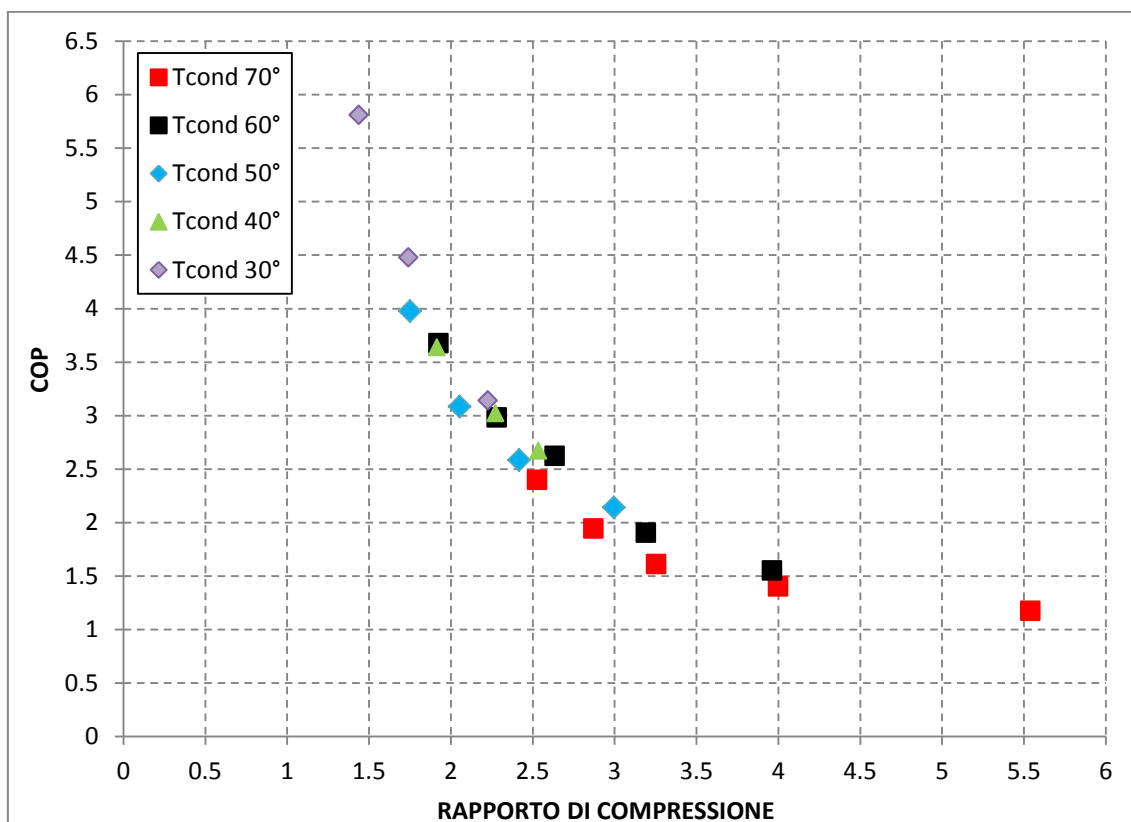


Figura 3.10. COP in funzione della temperatura di evaporazione al variare della temperatura di condensazione

Dall'analisi del grafico si può notare come la temperatura di evaporazione influenzi notevolmente le prestazioni dell'impianto. L'aumento della temperatura di evaporazione fa sì che il COP aumenti a parità di temperatura di condensazione. Si osserva un incremento sempre più rapido del COP in funzione della temperatura di evaporazione, al diminuire della temperatura di condensazione. Questo significa che per basse temperature di condensazione, l'incremento della temperatura di evaporazione, per portate pressoché costanti, comporta un aumento prestazionale più importante rispetto al caso con temperature di condensazione più alte. Si intuisce dal grafico che l'andamento del COP in funzione della temperatura di evaporazione potrebbe essere esponenziale. Questo è maggiormente evidenziato nelle curve caratterizzate da una temperatura di condensazione bassa. Questo potrebbe significare che al diminuire della differenza di temperatura tra condensazione ed evaporazione, è sufficiente un piccolo incremento di quest'ultima per incrementare di molto le prestazioni dell'impianto.

Quindi si intende procedere con l'analisi dei dati sperimentali andando ad indagare l'influenza che ha il rapporto di compressione sul COP. Secondo quanto affermato precedentemente si dovrebbe riscontrare un incremento del COP al diminuire del rapporto di compressione.



**Figura 3.11.** COP in funzione del rapporto di compressione per diverse temperature di condensazione

Il COP aumenta al diminuire del rapporto di compressione, quindi all'avvicinarsi di temperatura di evaporazione e condensazione, come precedentemente osservato. Questo comportamento è spiegabile osservando che, il lavoro speso per comprimere il vapore è minore essendo le pressioni di vaporizzazione e condensazione più vicine.

Si desidera osservare inoltre che al variare della temperatura di condensazione, la tendenza del COP ad aumentare al diminuire del rapporto di compressione, è sempre la medesima.

### 3.3. Potenza frigorifera in funzione della portata specifica

Si intende analizzare l'andamento della potenza frigorifera al variare della portata specifica per tutti i casi sperimentali fino ad ora analizzati. Si prevede che essa incrementi all'aumentare della portata.

La potenza frigorifera dell'impianto, viene calcolata in questo modo:

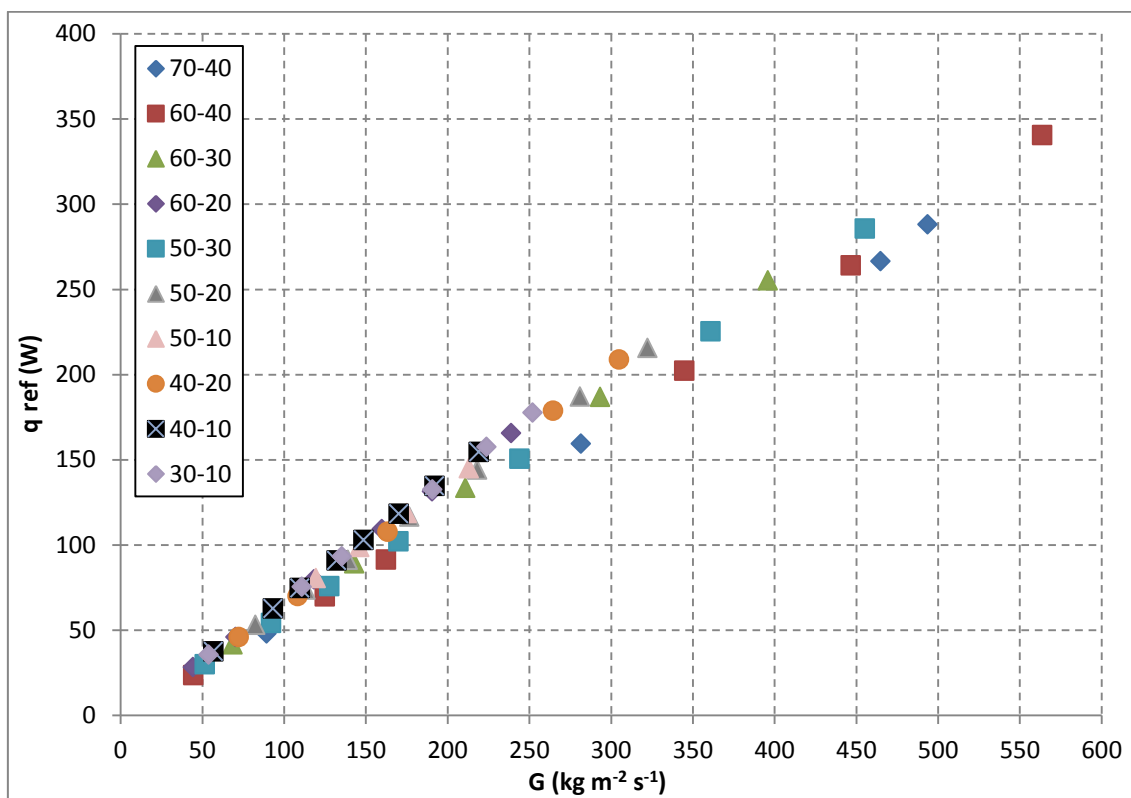
$$q_{frig} = \dot{m} \cdot (h_{eva\ out} - h_{eva\ in}) \quad (3.1)$$

$\dot{m}$  = portata di massa

$h_{eva\ out}$  = entalpia specifica all'uscita dell'evaporatore

$h_{eva\ in}$  = entalpia all'ingresso dell'evaporatore

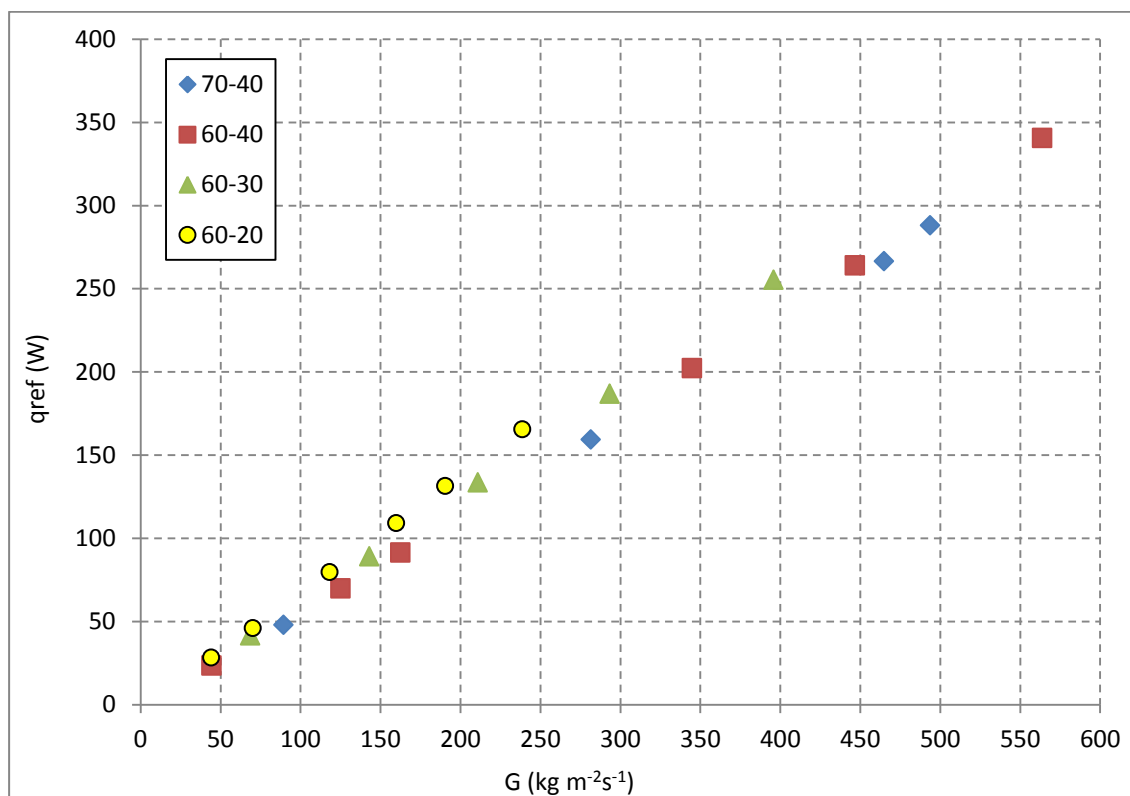
Quello rappresentato di seguito è il risultato delle prove sperimentali sotto forma di diagramma. Sulle ordinate viene riportata la potenza frigorifera dell'impianto mentre sulle ascisse c'è la portata specifica elaborata dall'impianto per quello specifico caso.



**Figura 3.12.** Potenza frigorifera dell'impianto in funzione della portata specifica, al variare delle condizioni sperimentali

Il diagramma conferma la previsione di incremento del COP all'aumentare della portata specifica ed inoltre evidenzia come vi sia una dipendenza marcatamente lineare. La potenza frigorifera aumenta proporzionalmente all'aumentare della portata specifica per tutti i casi studiati.

Con l'intento di rendere più chiari i risultati ottenuti per le varie prove, si suddivide il grafico precedente in più parti, prendendo in analisi poche condizioni di prova per volta.

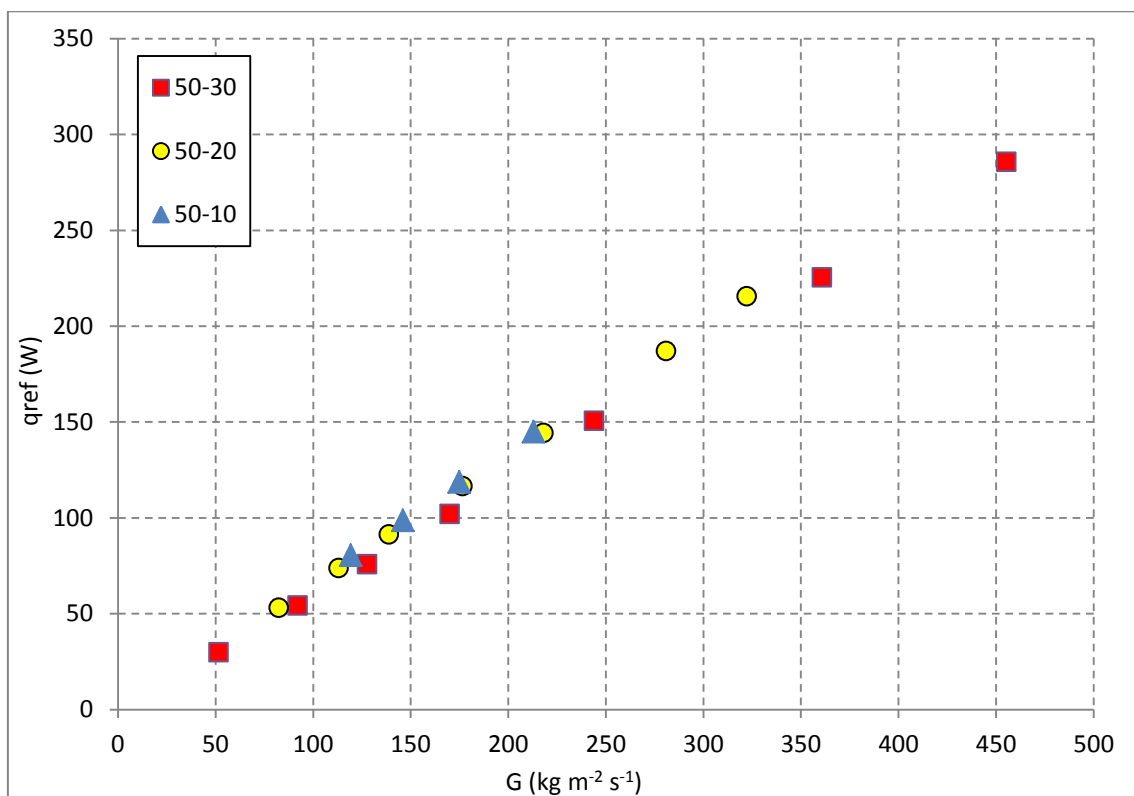


**Figura 3.13.** Potenza frigorifera dell'impianto in funzione della portata specifica, al variare delle condizioni sperimentali per temperature di condensazione di 70 °C e 60 °C

In questo modo si può osservare come, al diminuire della temperatura di evaporazione, quindi all'aumentare del rapporto di compressione, la potenza frigorifera massima (con corsa del compressore al 100%) raggiungibile in queste condizioni operative è sempre minore. In particolare si osserva come, in condizioni di  $T_{\text{cond}} = 60 \text{ °C}$  e  $T_{\text{evap}} = 40 \text{ °C}$  la potenza frigorifera massima elaborata è circa 350 W con una portata di refrigerante pari a  $560 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  circa. Essa si abbassa notevolmente al diminuire della temperatura di evaporazione, attestandosi attorno ai 250 W per  $T_{\text{evap}} = 30 \text{ °C}$  con una portata specifica di  $400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  circa. Con una temperatura di evaporazione pari a  $20 \text{ °C}$  ed una portata di circa  $250 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , la potenza frigorifera massima è di poco superiore ai 150 W.

Si può concludere osservando che, all'aumentare del rapporto di compressione la portata massima elaborata dall'impianto diminuisce e con essa, la potenza frigorifera all'evaporatore.

Bloccando la temperatura di condensazione sui 50 °C, analizziamo i risultati sperimentali ottenuti:



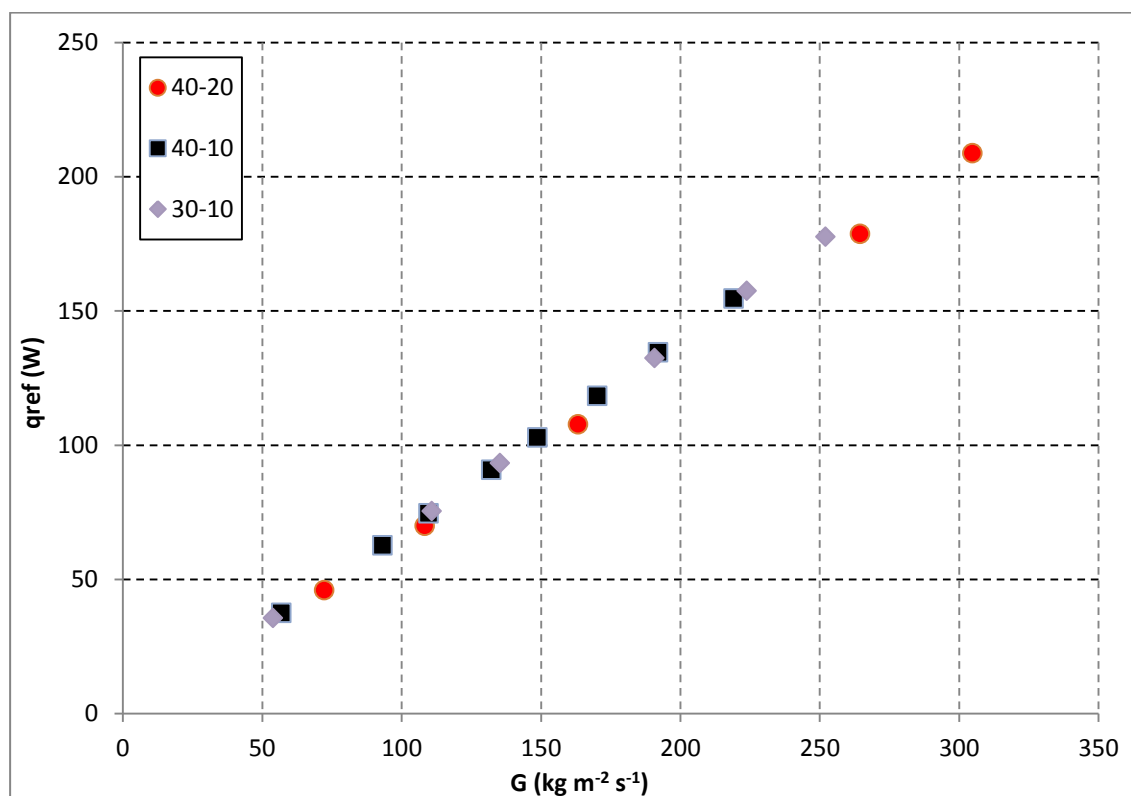
**Figura 3.14** Potenza frigorifera dell'impianto in funzione della portata specifica, al variare delle condizioni sperimentali per temperatura di condensazione pari a 50 °C

Con queste condizioni operative si osserva una potenza frigorifera ridotta rispetto alle condizioni operative analizzate in precedenza per temperature di condensazione più alte. Anche in questo caso la potenza frigorifera massima all'evaporatore diminuisce al



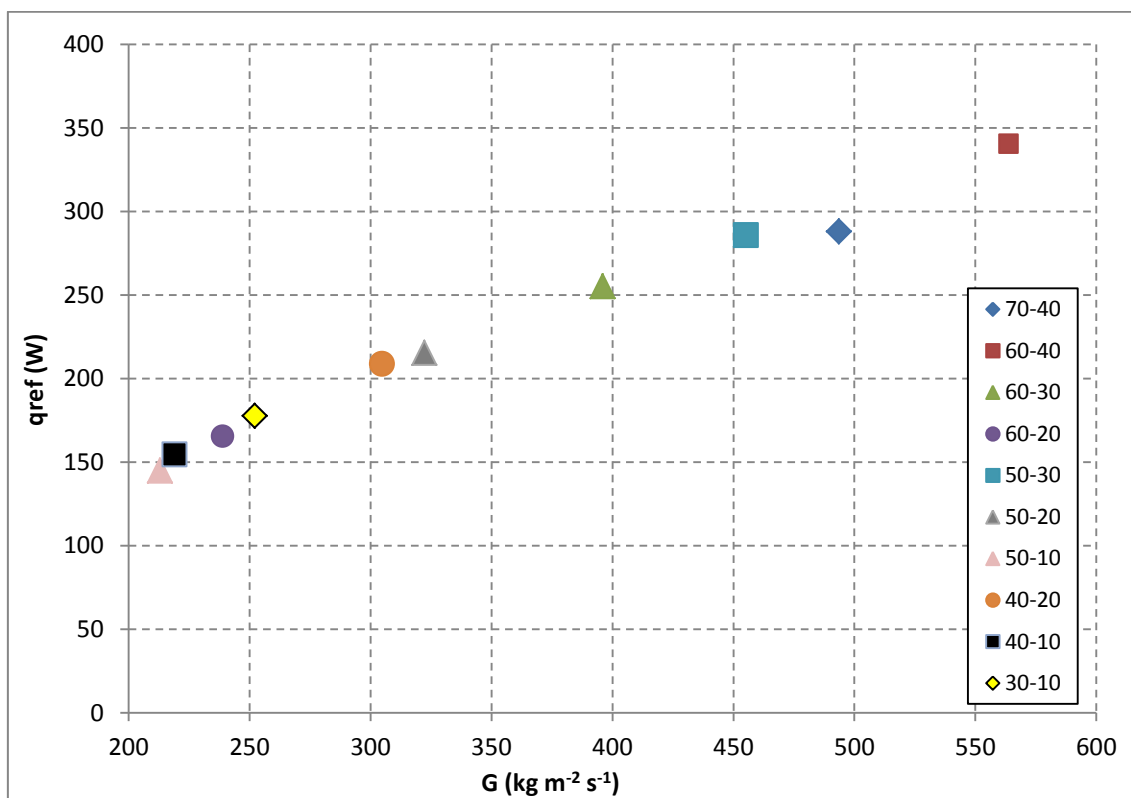
diminuire della portata ed al diminuire della temperatura di evaporazione, raggiungendo valori massimi sempre minori.

In ultima analisi, si riportano i valori sperimentali ottenuti in condizioni operative con temperature di condensazione più basse.



**Figura 3.15.** Potenza frigorifera dell'impianto in funzione della portata specifica, al variare delle condizioni sperimentali per temperature di condensazione di 40 °C e di 30 °C

Al fine di evidenziare i valori massimi di flusso termico specifico, raggiunti nelle diverse condizioni di prova, quindi mettere in risalto quelle che sono le potenzialità dell'impianto in termini di potenza frigorifera al variare delle temperature di condensazione ed evaporazione, si riporta un diagramma che mostra i soli valori massimi di  $q_{ref}$ , per una corsa del pistone tra 95% e 100%.



**Figura 3.16.** Potenza frigorifera massima elaborata dall'impianto nelle diverse condizioni sperimentali al variare della portata specifica

A parità di temperatura di evaporazione, ma con temperatura di condensazione più bassa, quindi un rapporto di compressione a sua volta minore, la potenza frigorifera è maggiore. Questa osservazione è confermata dai dati sopra riportati, in quanto si osserva facilmente che la potenza frigorifera ottenibile con condensazione a 30 °C è maggiore rispetto a quella che si ottiene con condensazione a 40 °C e con 50 °C. La stessa osservazione si può riproporre per tutti gli altri casi studiati, a parità di temperatura di evaporazione, la minor condensazione porta benefici in termini di potenza frigorifera disponibile.

### **3.4. *Le temperature di parete e la crisi termica***

Come richiedono le applicazioni, la temperatura di parete dell'evaporatore deve essere mantenuta attorno ai 70°C come valore massimo. Questo in quanto i componenti elettronici dai quali l'impianto frigorifero in questione deve asportare calore, devono essere mantenuti attorno agli 80°C come temperatura massima ammissibile.

Anche per questo motivo, la temperatura lungo tutta la parete dello scambiatore di calore, che svolge la funzione di evaporatore, è misurata e tenuta sotto controllo attraverso delle termocoppie. Inoltre osservare l'andamento della temperatura di parete è utile per studiare il processo di evaporazione del fluido refrigerante. Il passaggio dallo stato di liquido a quello di vapore non è istantaneo, ma attraversa svariate fasi in cui coesistono vapore e liquido, prima che si trasformi tutto in vapore. Un passaggio intermedio, che ha un riscontro evidente sulle temperature di parete è quello del cosiddetto dry out. Esso si traduce in un drastico abbassamento del coefficiente di scambio, in quanto il vapore, con più bassa conducibilità termica, ha cominciato a sostituirsi al liquido nei pressi della parete. Nel caso in cui il flusso termico sia una variabile indipendente, ovvero sia somministrato da dispositivi esterni (come nel nostro caso), la crisi termica si traduce in un drastico aumento di temperatura di parete.

Per monitorare la temperatura di parete dell'evaporatore, sono state installate 15 termocoppie lungo tutta l'estensione dello scambiatore di calore, che misurano la temperatura istante per istante.

Le termocoppie restituiscono una differenza di temperatura. Per ottenere l'effettiva temperatura in un punto, si utilizza come riferimento la temperatura mantenuta dal Kaye a 0°C. Per ottenerla con elevata precisione sarebbe necessario mantenere ghiaccio in condizione di fusione costante, per tutta la durata delle prove. Essendo una situazione molto difficile da imporre per lunghi lassi di tempo, si demanda questa operazione ad uno

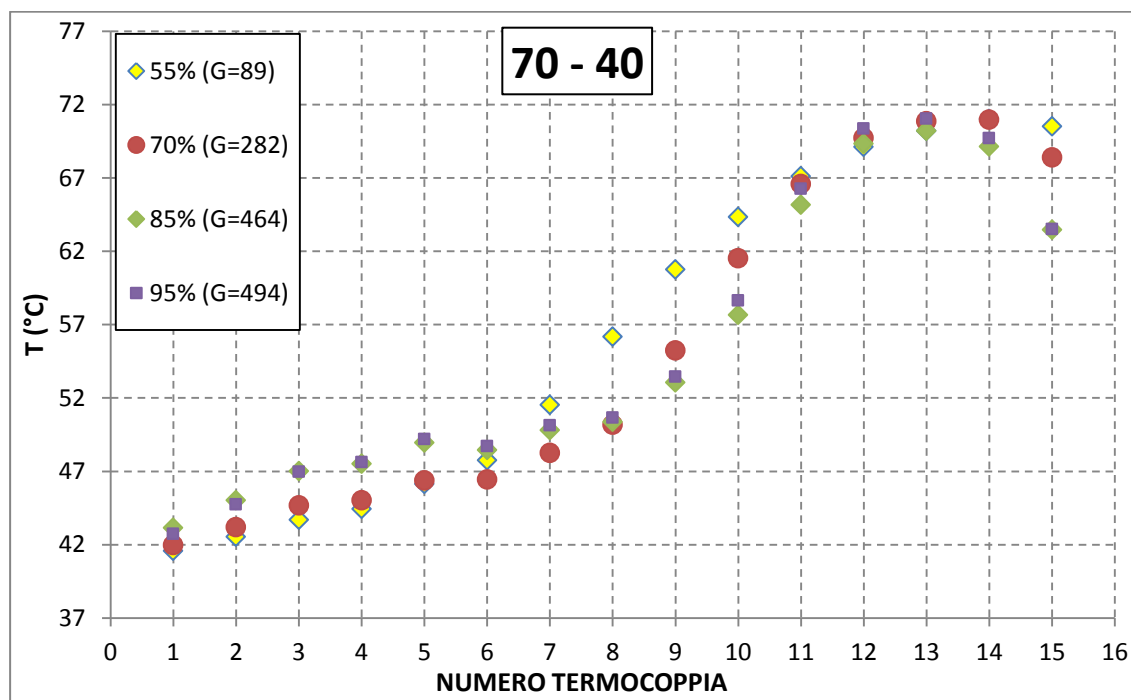
strumento, chiamata Kaye, che mantiene fissa la temperatura a 0°C, con sufficiente precisione.

La misura istantanea recepita dalla termocoppia viene elaborata attraverso PC e visualizzata da sotto forma di diagramma che ne mostra l'andamento nelle ultime 100 misurazioni (frequenza di misurazione è 1 Hz). Si ricorda che, non appena si ritiene che il sistema abbia raggiunto una certa stabilità nelle condizioni desiderate, sono le successive 50 misurazioni da quel momento a definire il punto sperimentale. Le temperature di parete, mostrate di seguito sono frutto della media aritmetica delle 50 misurazioni prese per quelle determinate condizioni di prova.

Si vanno quindi ad analizzare i grafici, per tutte le condizioni di prova valutate, che riportano in ordinata la temperatura in gradi celsius ed in ascissa il numero della corrispondente termocoppia. Le curve sono parametriche nella corsa del compressore, quindi nella portata specifica fluente nell'impianto.

### 3.4.1. Temperatura di condensazione 70 °C e temperatura di evaporazione 40 °C

In figura 3.17, sono riportati gli andamenti delle temperature di parete nelle condizioni di prova sopracitate.



**Figura 3.17.** Temperature di parete in condizioni di  $T_{cond}=70$  °C e  $T_{evap}=40$  °C, al variare della corsa del pistone

In questo diagramma, è poco marcato l'aumento della temperatura di parete causato dall'instaurarsi della crisi termica. Si può osservare un leggero spostamento verso destra della curva con portata specifica  $G = 282 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  rispetto a quella che riporta le temperature di parete per una portata fluente più bassa ( $G = 89 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ). Questo potrebbe indicare che il punto in cui si presenta la crisi termica all'interno dell'evaporatore, dipende dalla portata.

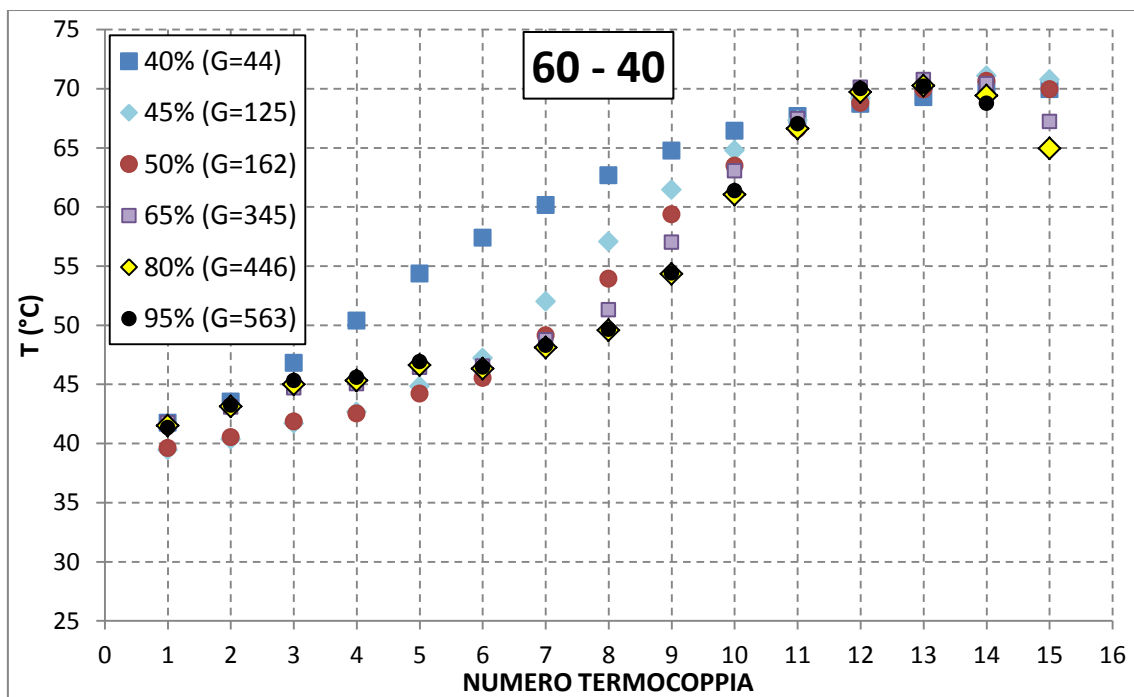
La temperatura di parete all'ingresso dell'evaporatore è simile per tutte le portate in gioco, essendo la pressione di evaporazione sempre la medesima. Si riscontrano però delle differenze nella variazione della temperatura lungo l'evaporatore.

Andiamo ad analizzare gli altri casi affrontati sperimentalmente, da un punto di vista delle temperature di parete.

In particolare riporto tutti i casi studiati con temperatura di condensazione fissata a 60°C.

### 3.4.2. Temperatura di condensazione 60 °C e temperatura di evaporazione 40 °C

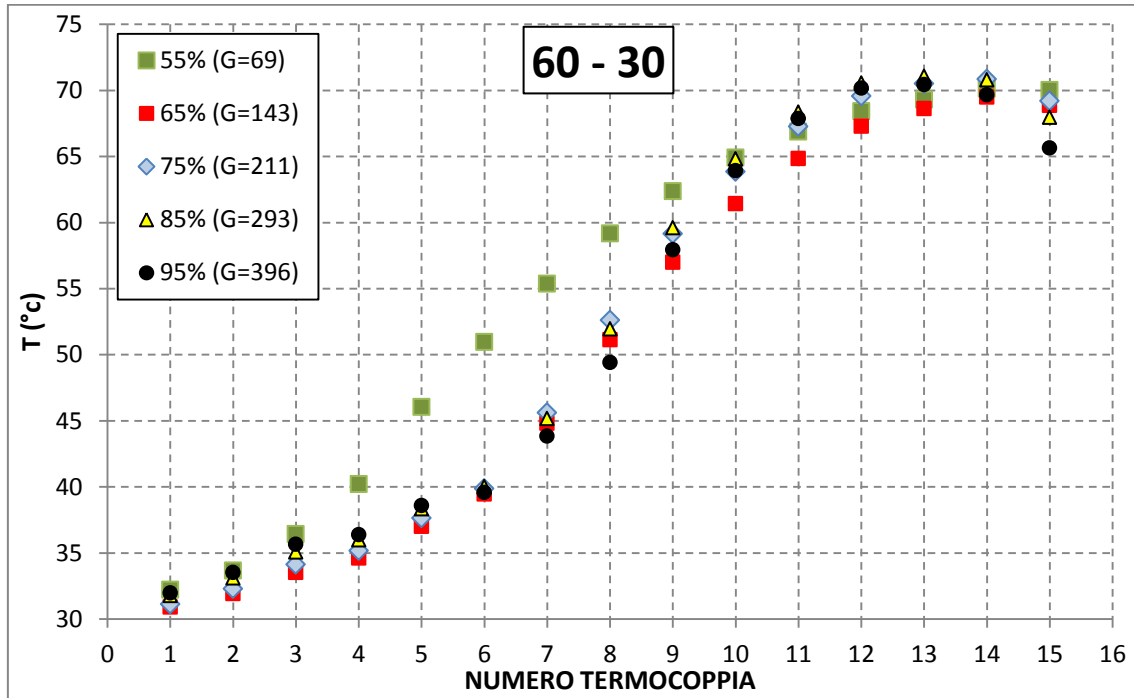
In **figura 3.18.** sono riportati gli andamenti delle temperature di parete per il caso sperimentali studiato.



**Figura 3.18.** Temperature di parete in condizioni di  $T_{cond}=60$  °C e  $T_{evap}=40$  °C, al variare della corsa del pistone

Si riscontra più facilmente l'instaurarsi del fenomeno del dry-out. Per la portata più bassa si osserva come la crisi termica si presenti praticamente subito all'interno dell'evaporatore, evidenziando sin dai primi rilevamenti un incremento della temperatura di parete. Per portate superiori al valore di  $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , il dry-out comincia a rendersi evidente più avanti lungo l'evaporatore. Si presenta un continuo lieve aumento della temperatura lungo i primi tratti della parete dello scambiatore, per poi subire il drastico aumento tipico del verificarsi della crisi termica. Si osserva, all'aumentare della portata, come il punto in cui si verifica la crisi termica si sposti sempre più verso la fine dello scambiatore. Questo è molto evidente tra la corsa del compressore impostata al 40% e la successiva prova al 45 %, mentre è meno marcato nei casi seguenti, seppur la portata aumenti drasticamente tra la prova al 45 % di corsa ed il 95 %. Questo può confermare quanto visto precedentemente studiando le prestazioni dell'impianto in generale, ovvero che al di sotto della portata di  $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  l'impianto non lavora in condizioni ottimali, evidenziato anche dal fatto che la crisi termica si presenta immediatamente all'ingresso nell'evaporatore, a dimostrazione che la portata è troppo bassa.

### 3.4.3. Temperatura di condensazione 60 °C e temperatura di evaporazione 30 °C



**Figura 3.19.** Temperature di parete in condizioni di  $T_{cond}=60$  °C e  $T_{evap}=30$  °C, al variare della corsa del pistone

La **figura 3.19**, rimarca quanto già osservato nel caso precedente. Ovviamente la temperatura di ingresso del liquido nell'evaporatore è minore, per via della minore pressione all'evaporatore, e questo si vede sul diagramma. La temperatura misurata dalla prima termocoppia è effettivamente attorno ai 30°C.



### 3.4.4. Temperatura di condensazione 60 °C e temperatura di evaporazione 20 °C

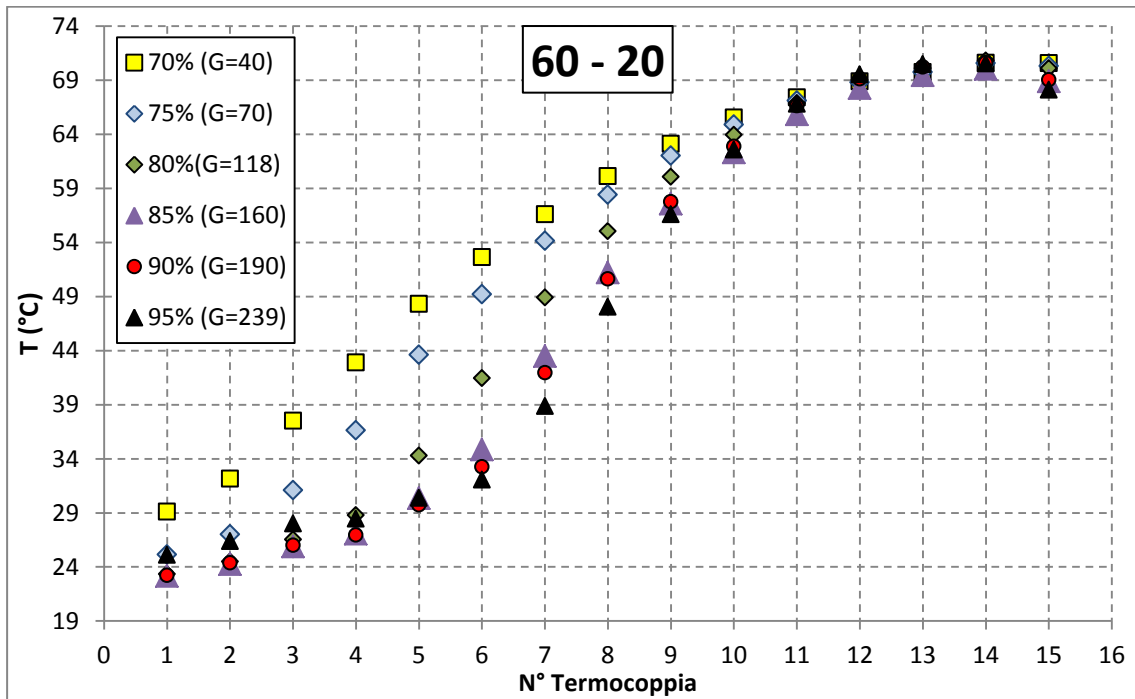
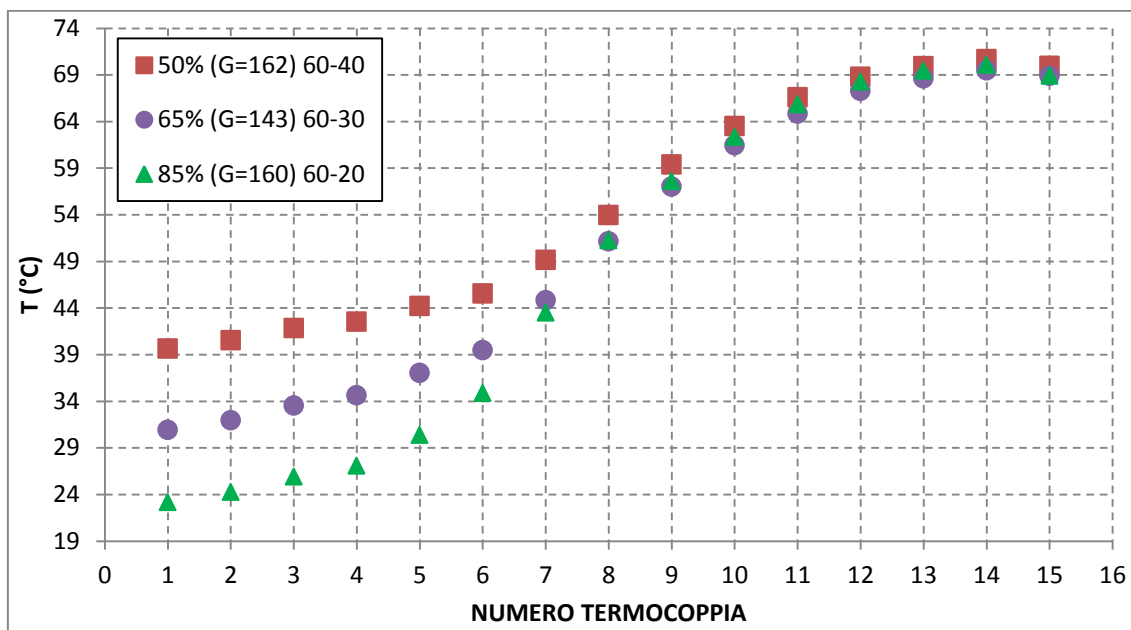


Figura 3.20. Temperature di parete in condizioni di  $T_{cond}=60\text{ °C}$  e  $T_{evap}=20\text{ °C}$ , al variare della corsa del pistone

La figura 3.20 permette di rimarcare come, al di sotto della portata di  $100\text{ kg m}^{-2}\text{ s}^{-1}$  il dry-out si verifici proprio all’inizio dello scambiatore. Questo valore di portata sembra proprio essere uno spartiacque per questo tipo di impianto. Appena superata tale soglia, con una corsa del compressore dell’80 %, la crisi termica inizia a spostarsi sempre più dall’ingresso dello scambiatore.

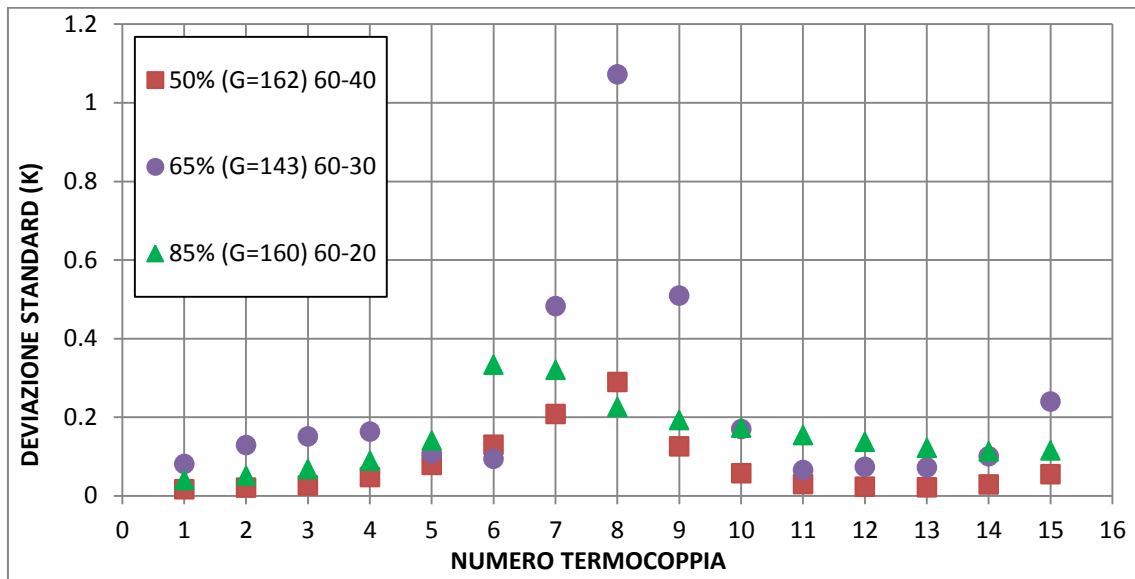
Volendo verificare se la variazione di temperatura di evaporazione, influisca sui profili di temperatura di parete, per portate circa simili, si riporta il seguente diagramma:



**Figura 3.21.** Temperature di parete al variare della corsa del compressore e delle temperature di evaporazione, per portate specifiche tra  $143$  e  $160 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e temperatura di condensazione costante  $T_{\text{cond}}=60 \text{ }^\circ\text{C}$

Si sono prese in considerazione le tre diverse temperature di evaporazione analizzate a parità di temperatura di condensazione e con portate molto prossime l'una all'altra. Si osserva che, a parte la diversa temperatura iniziale, logica conseguenza della diversa temperatura di evaporazione, i profili di temperatura sono molto simili. La crisi termica, accompagnata dal classico brusco aumento di temperatura di parete, si presenta praticamente nel medesimo punto. Dopodiché le curve tendono a sovrapporsi seguendo il medesimo andamento.

Per evidenziare il punto in cui si verifica la crisi termica, si analizzano le deviazioni standard delle 50 misurazioni acquisite per i singoli punti sperimentali.



**Figura 3.22.** Deviazioni standard sulle 50 misurazioni acquisite per ogni punto sperimentale in condizioni di  $T_{cond}=60^{\circ}C$

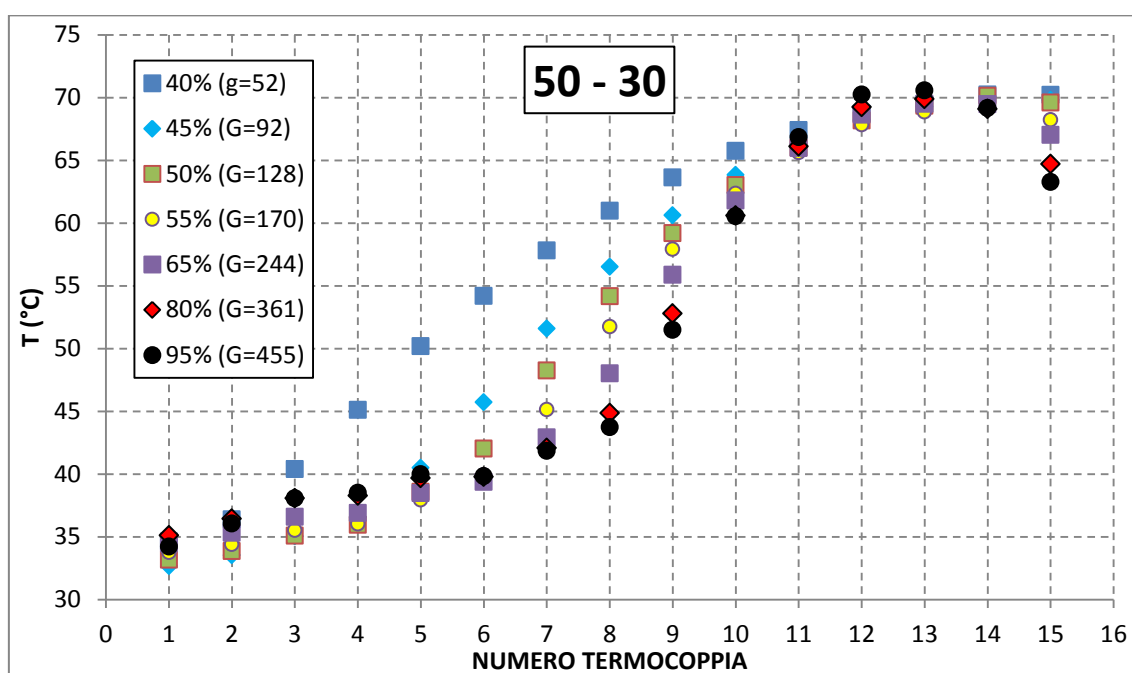
Sul diagramma di **figura 3.22** sono riportati i valori delle deviazioni standard corrispondenti ai casi studiati, per l'analisi del dry-out. Ad indicare l'incipiente crisi termica, la deviazione standard comincia ad aumentare. Si identifica quindi in quei punti l'inizio del dry out.

Si osserva quindi che il dry-out si verifica praticamente nello stesso punto per questi tre casi analizzati, con portata simile e stessa temperatura di condensazione.

Si può quindi concludere che, almeno per queste condizioni di prova, il punto di inizio dry-out, all'interno dell'evaporatore, non dipende dalla temperatura di evaporazione, ma come verificato precedentemente subisce l'influenza principalmente della portata.

### 3.4.5. Temperatura di condensazione 50 °C e temperatura di evaporazione 30 °C

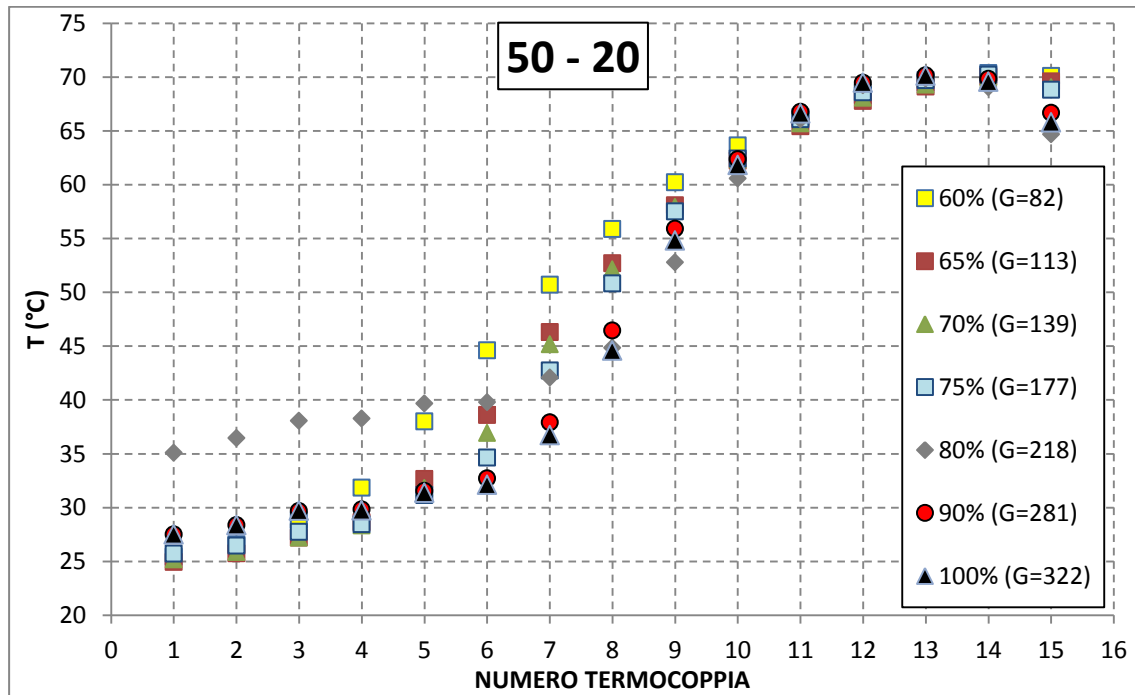
In **figura 3.23** sono riportati gli andamenti delle temperature di parete per il caso sperimentale con temperatura di condensazione fissata a 50 °C e temperatura di evaporazione a 30 °C.



**Figura 3.23.** Temperature di parete in condizioni di  $T_{cond}=50$  °C e  $T_{evap}=30$  °C, al variare della corsa del pistone

Anche in queste condizioni si osserva come per portate molto basse la crisi termica si presenta sin da subito all'interno dello scambiatore. Con portate già di poco al di sotto dei  $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , la crisi termica si presenta già ad una certa distanza dall'ingresso dello scambiatore.

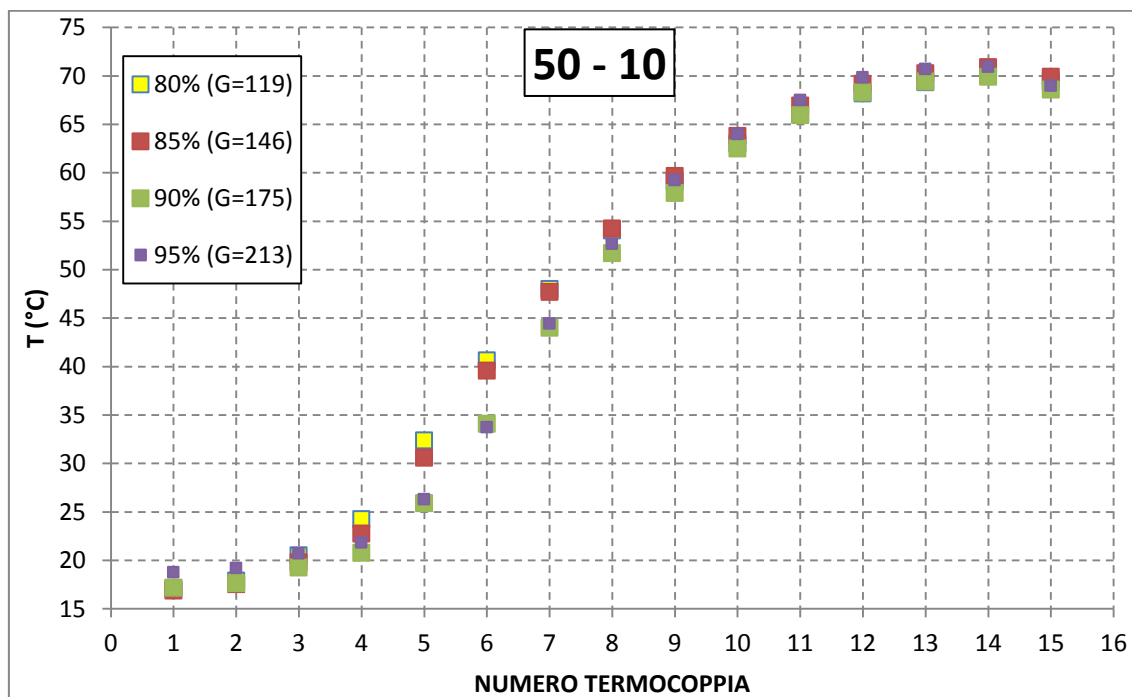
### 3.4.6. Temperatura di condensazione 50 °C e temperatura di evaporazione 20 °C



**Figura 3.24.** Temperature di parete in condizioni di  $T_{cond}=50$  °C e  $T_{evap}=20$  °C, al variare della corsa del pistone

Per queste condizioni di prova non si osserva una grande distinzione tra le temperature di parete per basse portate e per portate più alte.

### 3.4.7. Temperatura di condensazione 50 °C e temperatura di evaporazione 10 °C

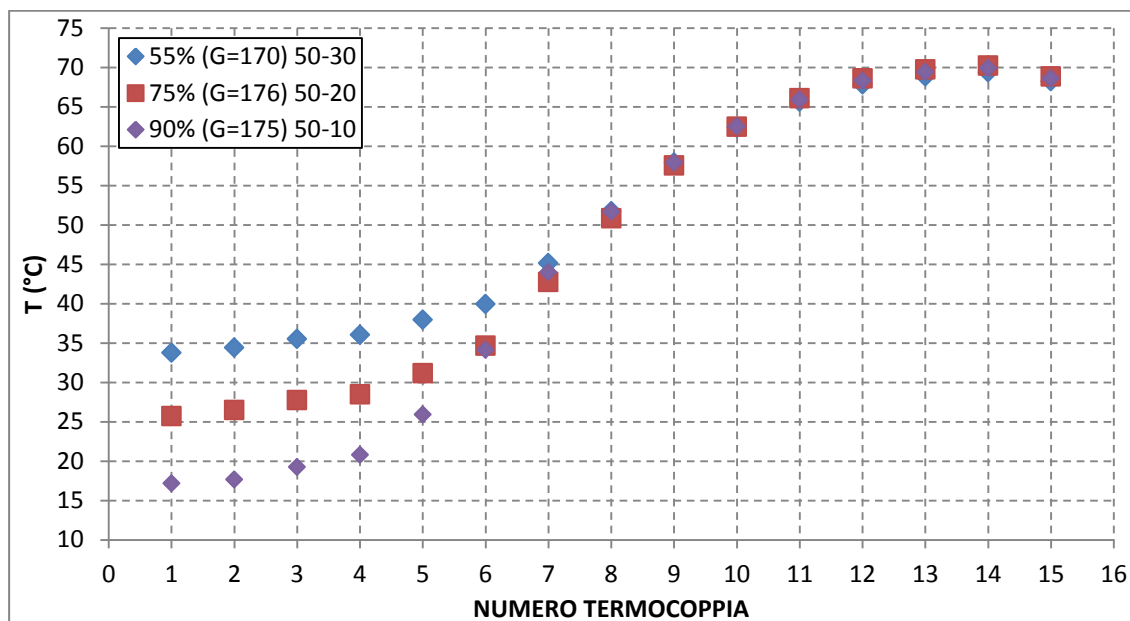


**Figura 3.25.** Temperature di parete in condizioni di  $T_{cond}=50\text{ °C}$  e  $T_{evap}=10\text{ °C}$ , al variare della corsa del pistone

Le portate in gioco per queste condizioni di prova sono tutte sufficientemente grandi. Si nota infatti come la crisi termica non abbia inizio subito, nemmeno nel caso in cui la corsa del pistone sia più ridotta di tutte le altre situazioni. La temperatura di parete iniziale è di oltre 5 gradi più alta rispetto alla temperatura cui avviene il cambiamento di stato del fluido refrigerante all'interno dello scambiatore di calore.

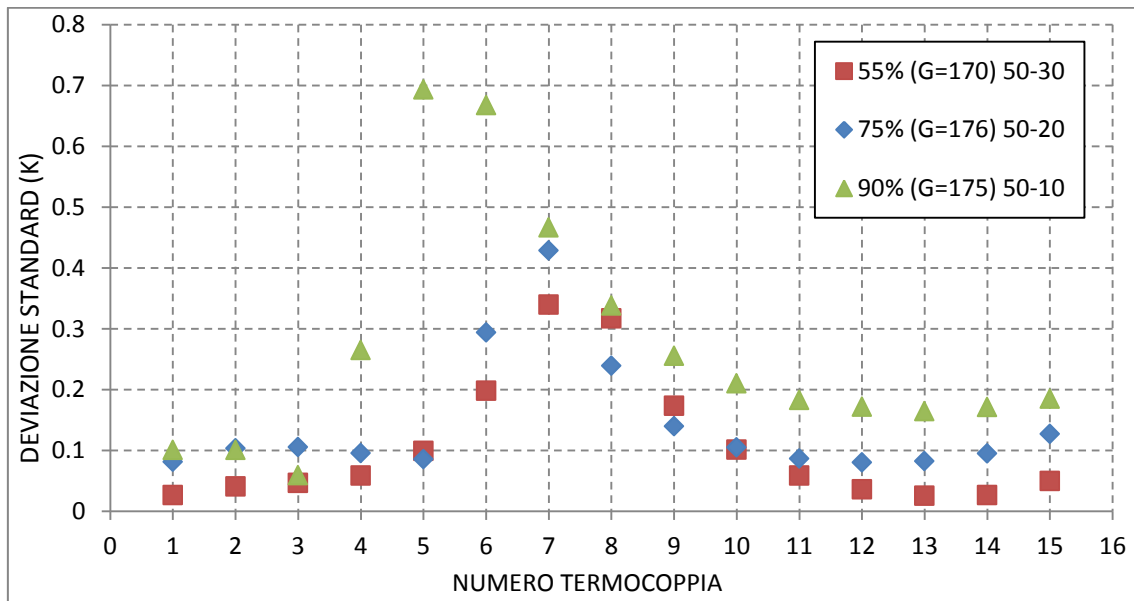
Anche in questo caso si possono analizzare le temperature di parete per diverse temperature di evaporazione, mantenendo costanti temperatura di condensazione e portata. In questo modo si può verificare ulteriormente l'ipotesi fatta precedentemente

in merito alle variabili che influenzano il momento in cui la crisi termica si palesa all'interno dell'evaporatore.



**Figura 3.26.** Temperature di parete al variare della corsa del compressore e delle temperature di evaporazione, per portate specifiche tra 170 e 176  $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$  e temperatura di condensazione costante  $T_{\text{cond}}=50 \text{ }^\circ\text{C}$

Anche in questo caso le pendenze delle curve sono confrontabili alle diverse temperature di evaporazione. Di seguito viene riportato il diagramma che rappresenta i valori delle deviazioni standard delle 50 misurazioni prese per l'analisi del punto sperimentale. Da questo grafico è possibile verificare con maggiore precisione il verificarsi della crisi termica.



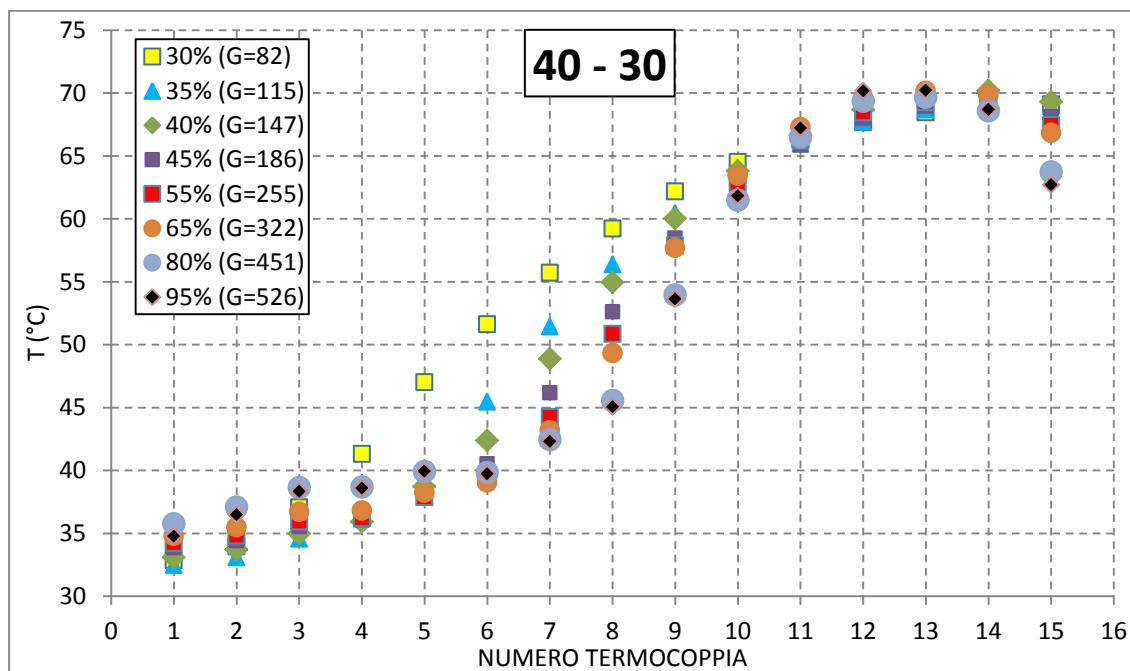
**Figura 3.27.** Deviazioni standard sulle 50 misurazioni acquisite per ogni punto sperimentale in condizioni di  $T_{cond}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$

Si osserva che per il solo caso con temperatura di evaporazione a  $10^{\circ}$  gradi presenta un dry-out leggermente anticipato rispetto agli altri due casi.

Si prosegue con l'analisi delle temperature di parete nelle varie configurazioni sperimentali. Si sono indagate 4 ulteriori condizioni che coinvolgono la temperatura di condensazione fissata a  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  e successivamente a  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



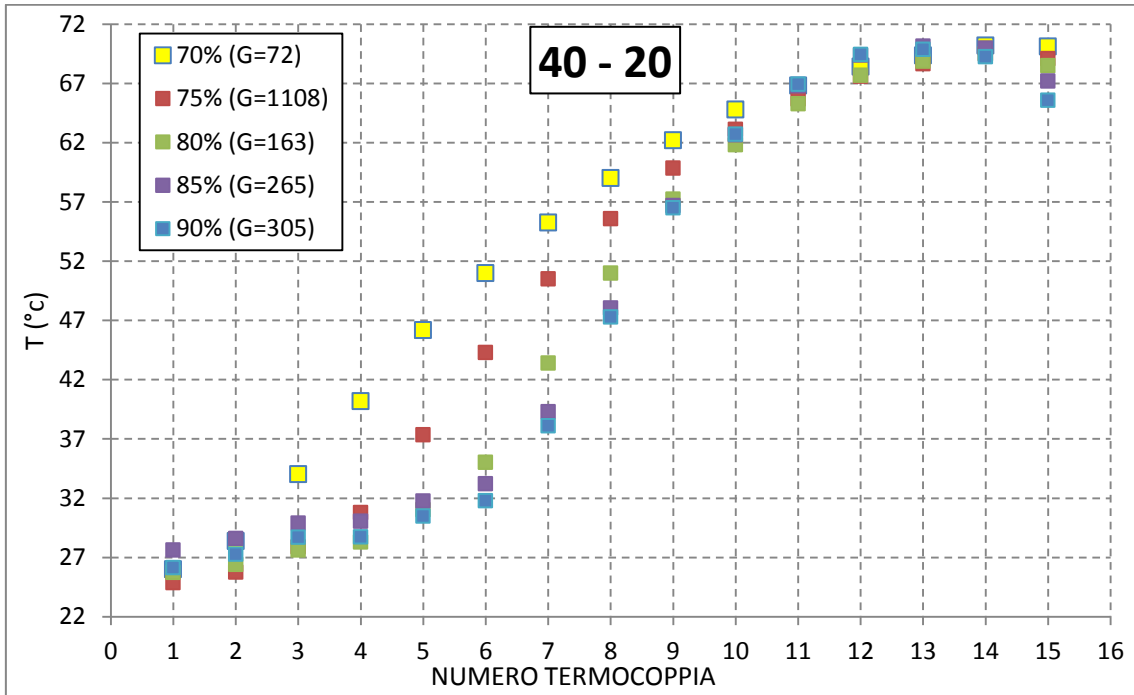
### 3.4.8. Temperatura di condensazione 40 °C e temperatura di evaporazione 30 °C



**Figura 3.28.** Temperature di parete in condizioni di  $T_{cond}=40\text{ °C}$  e  $T_{evap}=30\text{ °C}$ , al variare della corsa del pistone

Si osserva che questa condizione di prova comporta una temperatura di evaporazione molto vicina a quella di condensazione. L'andamento delle temperature di parete lungo l'evaporatore è del tutto simile ad altre condizioni analizzate. Per basse portate la crisi termica si presenta abbastanza vicino all'ingresso dello scambiatore, viceversa accade all'aumentare della portata.

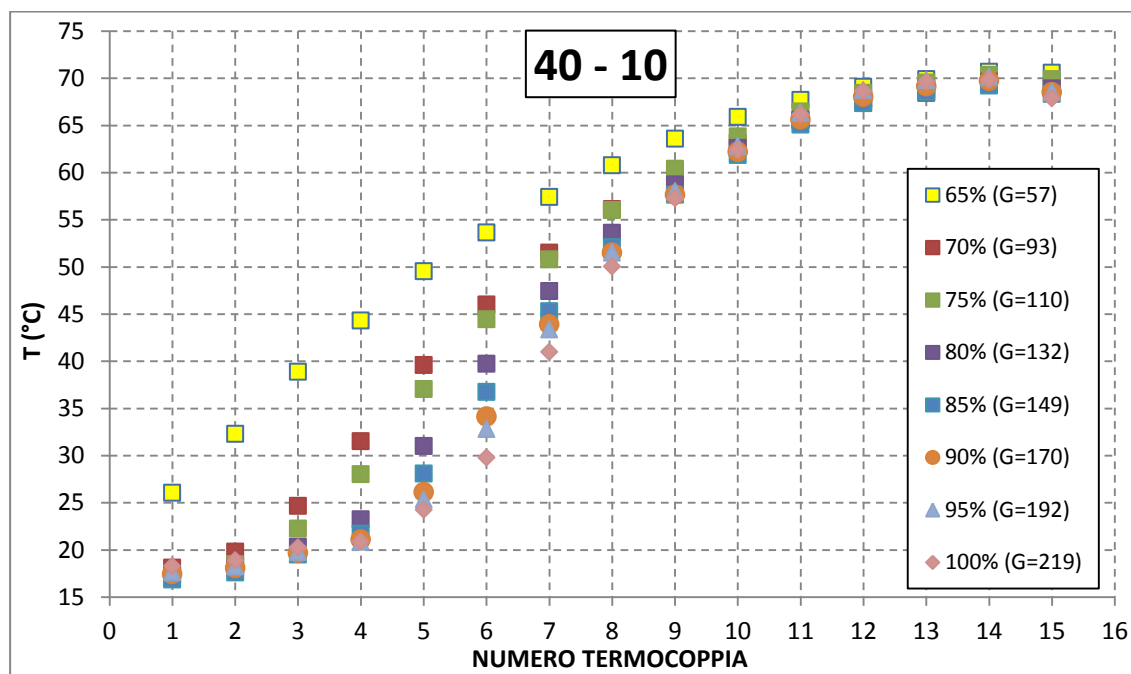
**3.4.9. Temperatura di condensazione 40 °C e temperatura di evaporazione 20 °C**



**Figura 3.29.** Temperature di parete in condizioni di  $T_{cond}=40\text{ °C}$  e  $T_{evap}=20\text{ °C}$ , al variare della corsa del pistone

Gli andamenti delle temperature sono confrontabili con quelli già analizzati per diverse condizioni di prova, in cui si evidenziano le varie fasi dell'evaporazione del fluido frigorifero.

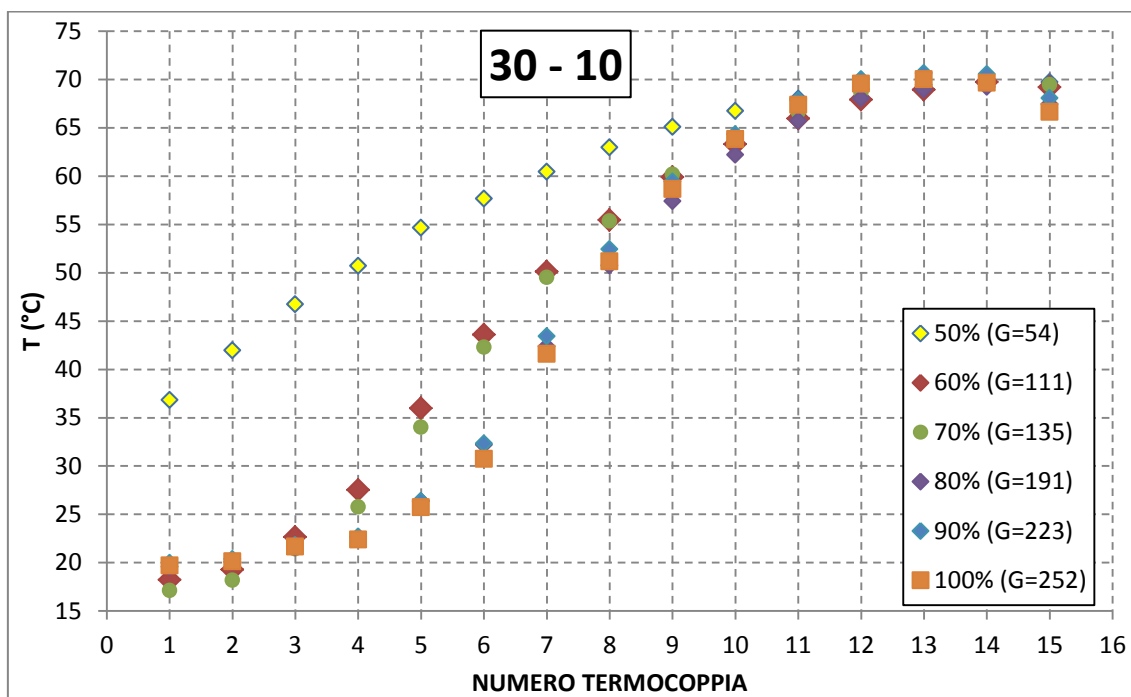
### 3.4.10. Temperatura di condensazione 40 °C e temperatura di evaporazione 10 °C



**Figura 3.30.** Temperature di parete in condizioni di  $T_{cond}=40$  °C e  $T_{evap}=10$  °C, al variare della corsa del pistone

Questa condizione, con temperatura di evaporazione bassa permette di osservare come la portata, anche per corse elevate del compressore, sia molto bassa. Si rende necessario portare la corsa del compressore oltre il 75 % per ottenere portate che superino i  $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ . Con la corsa del compressore spinta fino al 100 % delle sue possibilità, la portata in gioco non supera i  $220 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ . Questo si traduce effettivamente in una crisi termica molto ravvicinata all'ingresso dello scambiatore, quindi a temperature di parete mediamente abbastanza alte.

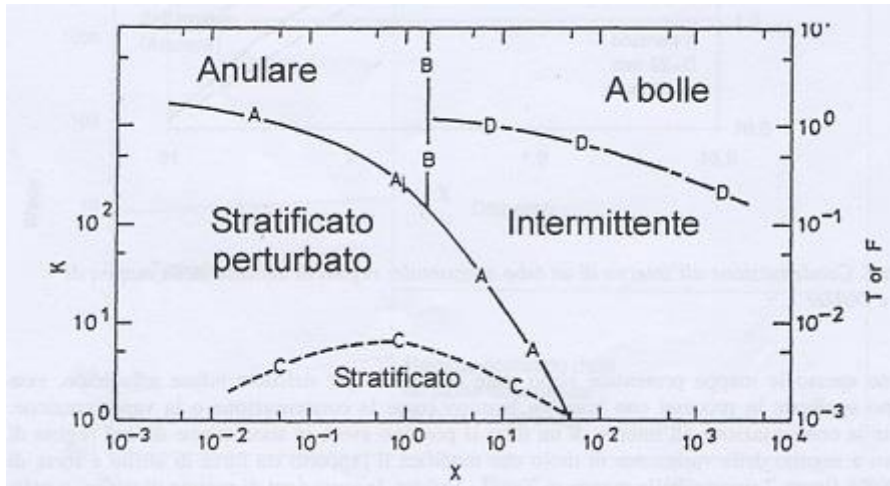
### 3.4.11. Temperatura di condensazione 30 °C e temperatura di evaporazione 10 °C



**Figura 3.31.** Temperature di parete in condizioni di  $T_{cond}=30$  °C e  $T_{evap}=10$  °C, al variare della corsa del pistone

Anche in questo caso le portate in gioco sono abbastanza basse, anche alla massima capacità del compressore. Alla portata più bassa di tutte,  $54 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , la crisi termica si presenta immediatamente facendo sì che la temperatura di parete si attesti sui  $35$  °C sin dall'ingresso dello scambiatore. Si potrebbe giustificare questo fatto attribuendo al moto entro l'evaporatore la caratteristica di stratificato. Il fluido, ancora non completamente evaporato, è quindi una miscela di vapore e liquido. Quest'ultimo per gravità tende a portarsi verso il basso lasciando il vapore nella parte superiore del condotto. La sua minore conducibilità termica fa sì che lo scambio di calore sia più basso, il che si traduce in un repentino aumento della temperatura di parete. Essendo il diametro dei condotti molto ridotto e le portate in gioco molto basse, è necessario però analizzando la mappa dei regimi di deflusso, allo scopo di determinare con maggiore precisione il tipo di

deflusso che si verifica in queste specifiche condizioni. Per questa analisi verranno utilizzate le mappe di deflusso di Taitel Dukler per moto entro tubi orizzontali.



**Figura 3.32.** Mappa dei regimi di deflusso Taitel Dukler: moto entro tubi orizzontali

Allo scopo di ottenere il punto all'interno della mappa di deflusso, per il particolare caso sperimentale, si andranno a determinare i seguenti parametri:

$$F = \frac{G \cdot x}{\sqrt{g \cdot D \cdot \cos\beta \cdot \rho_g \cdot (\rho_l - \rho_g)}} \quad (3.2)$$

Dove:

$F$  = Parametro in ascissa sulla mappa di deflusso

$G$  = Portata specifica di fluido [ $\text{kg s}^{-2} \text{m}^{-1}$ ]

$x$  = titolo del fluido nelle condizioni sperimentali

$g$  = accelerazione di gravità [ $m\ s^{-2}$ ]

$D$  = diametro interno del condotto orizzontale [m]

$\cos\beta$  = in questo caso l'inclinazione del condotto è nulla, quindi in coseno dell'angolo di inclinazione  $\beta$  è nullo

$\rho_g$  = densità del gas

$\rho_l$  = densità del liquido

Inoltre il parametro  $X$  in ascissa è così determinabile:

$$X = \left\{ \frac{\left( -\frac{dp}{dz} \right)_{f,l}}{\left( -\frac{dp}{dz} \right)_{f,g}} \right\}^{0,5} \quad (3.3)$$

Dove:

$$\left( -\frac{dp}{dz} \right)_{f,l} = \frac{2 \cdot f_l G^2 (1-x)^2}{D_h \cdot \rho_l} \quad (3.4)$$

$$\left( -\frac{dp}{dz} \right)_{f,g} = \frac{2 \cdot f_g G^2 x^2}{D_h \cdot \rho_g} \quad (3.5)$$

I fattori d'attrito  $f_l$  ed  $f_g$  devono essere calcolati tramite le equazioni per deflusso monofase in funzione dei rispettivi numeri di Reynolds:

$$Re = \frac{(G \cdot (1 - x) \cdot D)}{\mu_l} \quad (3.6)$$

$$Re = \frac{(G \cdot (1 - x) \cdot D)}{\mu_g} \quad (3.7)$$

Nel caso in cui  $Re < 2000$  allora il fattore d'attrito risulta:

$$f_l = \frac{16}{Re_l} \quad (3.8)$$

Nel caso in cui, invece, si ottenga un valore di  $Re > 2000$ :

$$f_l = 0,096 Re_l^{-0,2} \quad (3.8)$$

Lo stesso vale per la fase gassosa.

Nel caso in esame si ha una portata specifica  $G = 54 \text{ kg s}^{-2} \text{ m}^{-1}$ , un titolo  $x = 0,1$ , diametro interno del condotto pari a  $D = 2 \text{ mm}$ , si assume l'accelerazione gravitazionale pari a  $g = 9,81 \text{ m s}^{-2}$ .

L'analisi eseguita per questo caso sperimentale ha portato ad ottenere un punto sulla mappa di deflusso di Taitel Dukler nel campo stratificato/perturbato. Si deduce quindi che sia questa la tipologia di deflusso che caratterizza il caso studiato. Come anticipato quindi, è possibile giustificare il manifestarsi della crisi termica così presto all'interno dell'evaporatore.

## Analisi sperimentale dell'impianto caricato con R1234ze(E)

Terminate le prove con fluido refrigerante R134a, si è proceduto nell'analisi sperimentale di un secondo fluido operativo: l'R1234ze(E).

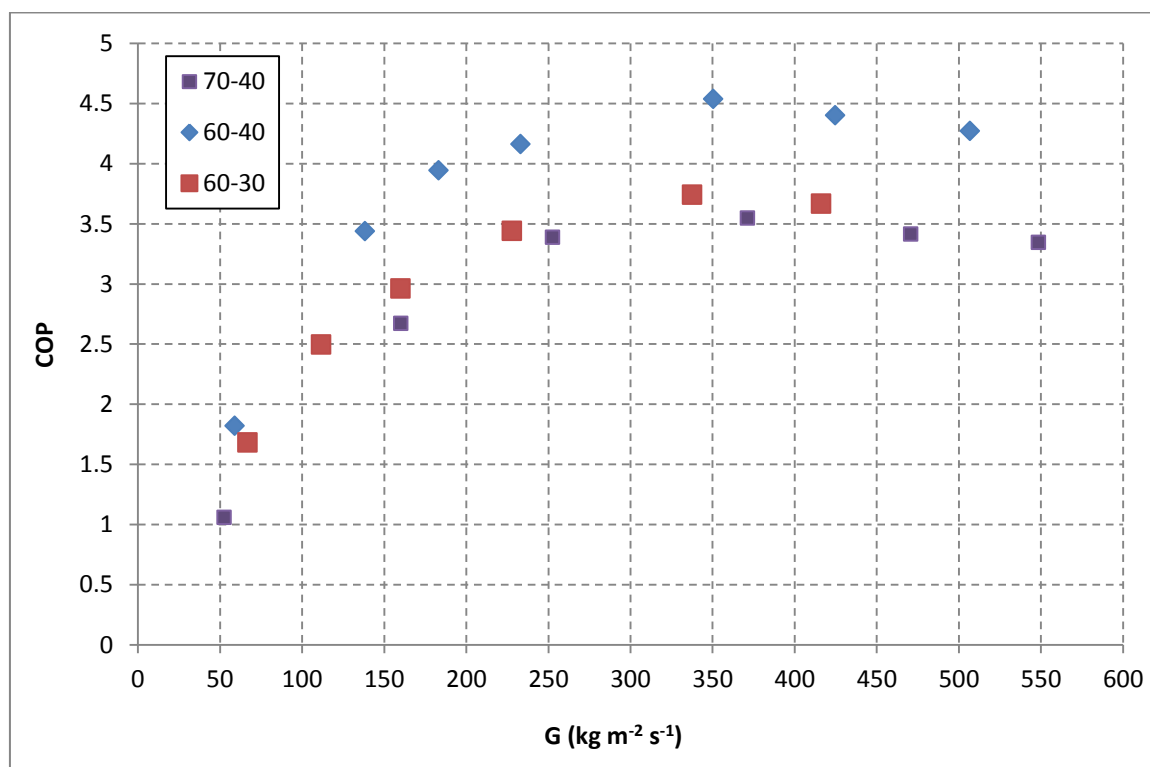
Si tratta di un fluido di nuova generazione, che potrebbe sostituire a tutti gli effetti l'R134a nelle sue molteplici applicazioni, in quanto non dannoso per l'ozono, non infiammabile e a ridotto impatto ambientale. Scopo di questa analisi è studiare il comportamento dell'impianto caricato con R1234ze(E) ed in un secondo momento porre a confronto i risultati ottenuti per entrambi i fluidi.

L'analisi dei dati sperimentali con il nuovo fluido refrigerante ha inizio studiando la relazione tra COP e portata specifica.

In **figura 4.1** è riportato l'andamento del COP in funzione della portata specifica, il quale mostra lo stabilizzarsi del coefficiente di prestazione oltre una portata pari a circa  $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ . I valori che assume il COP per portate superiori a questo valore soglia, sono di circa 4,5 per condizioni in cui la temperatura di condensazione è pari a  $60 \text{ }^\circ\text{C}$  e la temperatura di evaporazione si attesta sui  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ . Si riduce di circa un'unità all'aumentare della temperatura di condensazione, quindi del rapporto di compressione, attestandosi sul valore di circa 3,5, che è anche lo stesso valore di COP che l'impianto fornisce nelle condizioni in cui la temperatura di condensazione è pari a  $60 \text{ }^\circ\text{C}$  e la temperatura di evaporazione è uguale a  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ . Al di sotto della portata  $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , vi è un costante incremento del COP all'aumentare della portata specifica di fluido refrigerante, partendo



da valori pari o prossimi all'unità. In conclusione si può affermare che al di sopra di portate pari a  $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , il coefficiente di prestazione non dipenda dalla portata specifica di fluido refrigerante.



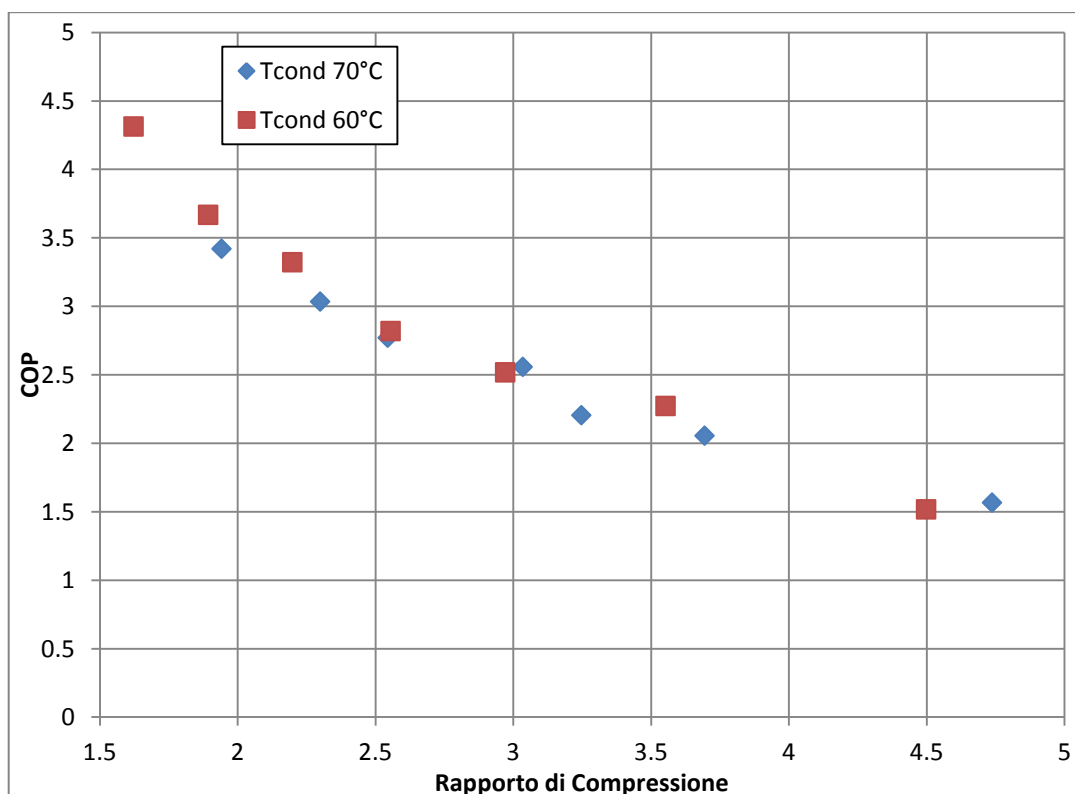
**Figura 4.1** COP in funzione della portata specifica per temperature di condensazione di 60 °C e 70 °C

Si vuole quindi indagare quale sia l'influenza che ha il rapporto di compressione, sul coefficiente di prestazione dell'impianto. L'analisi dei dati appena eseguita ha infatti messo in luce una marcata dipendenza del parametro prestazionale dal rapporto di compressione, che si vuole approfondire. Il grafico riportato in **figura 4.2** vuole aiutare in questa dissertazione, mostrando l'andamento dei punti sperimentali in funzione di COP e rapporto di compressione per temperature di condensazione costanti. Il COP aumenta in maniera esponenziale al diminuire del rapporto di compressione. Quanto appena

osservato era quello che ci si aspettava, visti i diagrammi precedenti. Minore è il rapporto di compressione, quindi più ravvicinate sono temperatura di condensazione e di evaporazione, maggiore è il coefficiente di prestazione. Per piccoli incrementi di rapporto di compressione, vi sono notevoli abbassamenti di COP (per bassi rapporti di compressione) dato che l'andamento è esponenziale.

La variazione della temperatura di condensazione non ha influenza sul coefficiente di prestazione. Variandola, l'andamento del COP non subisce variazioni, assumendo sempre gli stessi valori.

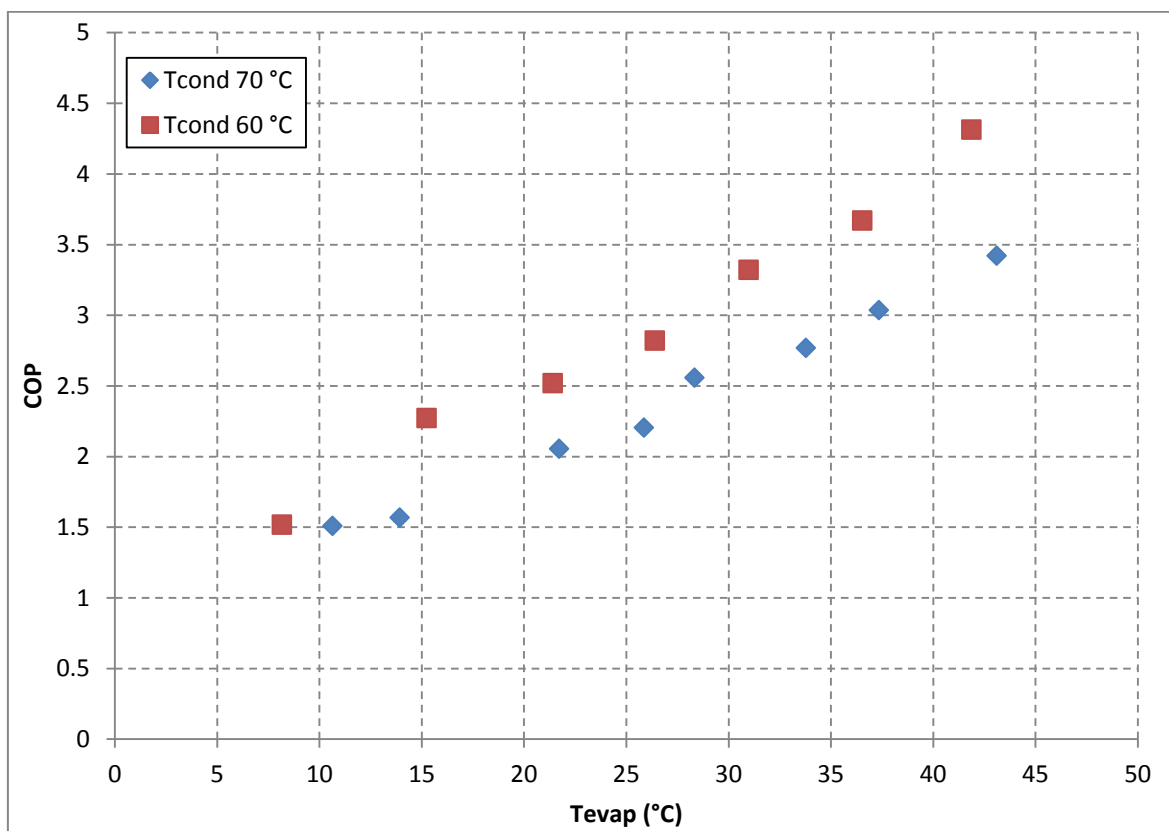
Si conclude quindi che per ricercare prestazioni migliori in termini di energia fornita rispetto a quella assorbita dall'impianto, si deve fare in modo che il compressore elabori un rapporto di compressione basso, alzando la pressione all'evaporatore, o abbassando quella al condensatore.



**Figura 4.2** COP in funzione del rapporto di compressione per temperature di condensazione pari a 60 °C e 70 °C

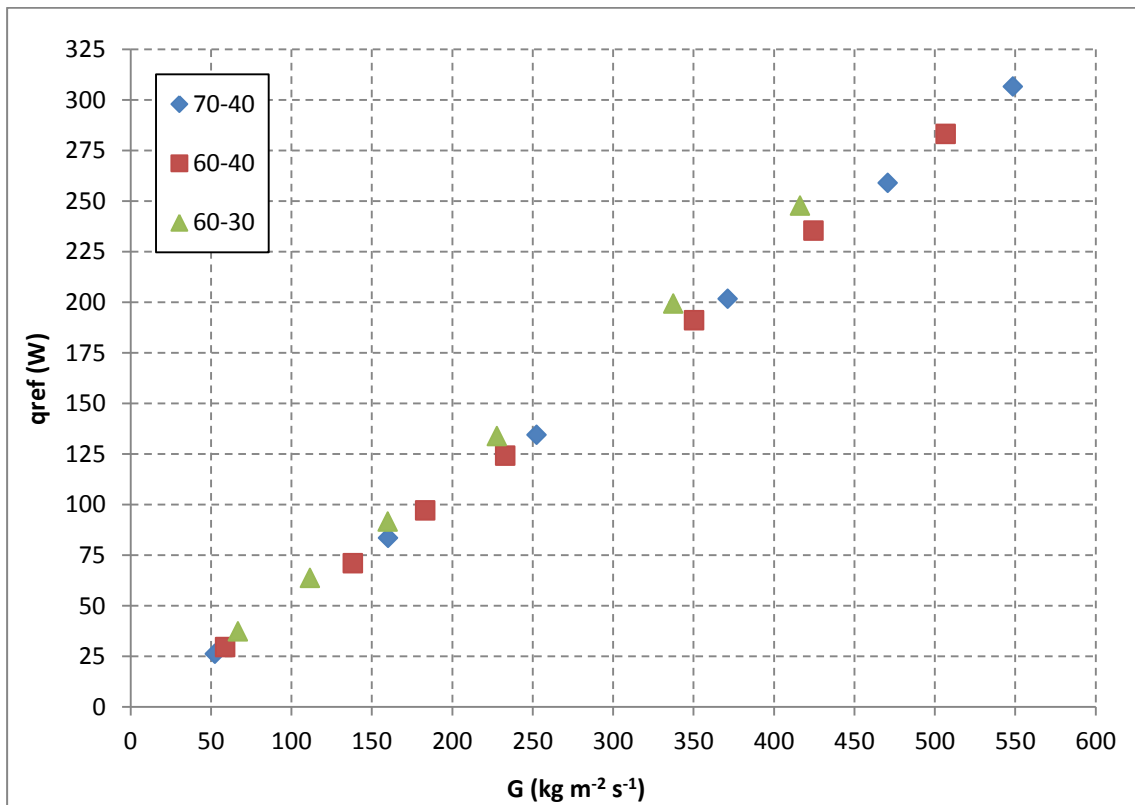
Per capire quali sono le prestazioni dell'impianto al variare della pressione all'evaporatore, si desidera analizzare l'andamento del COP al variare di questo parametro, attraverso il diagramma riportato in **figura 4.3**. In ascissa è riportato il valore della temperatura di evaporazione mentre sulle ordinate i valori assunti dal coefficiente di prestazione.

A parità di temperatura di condensazione, l'aumento della temperatura di evaporazione, quindi della pressione all'interno dell'evaporatore, porta benefici in termini di COP, come ampiamente previsto. A parità di temperatura di evaporazione però, si osserva che con una temperatura di condensazione più bassa le prestazioni dell'impianto in termini di COP sono migliori.



**Figura 4.3** COP in funzione delle temperature di evaporazione

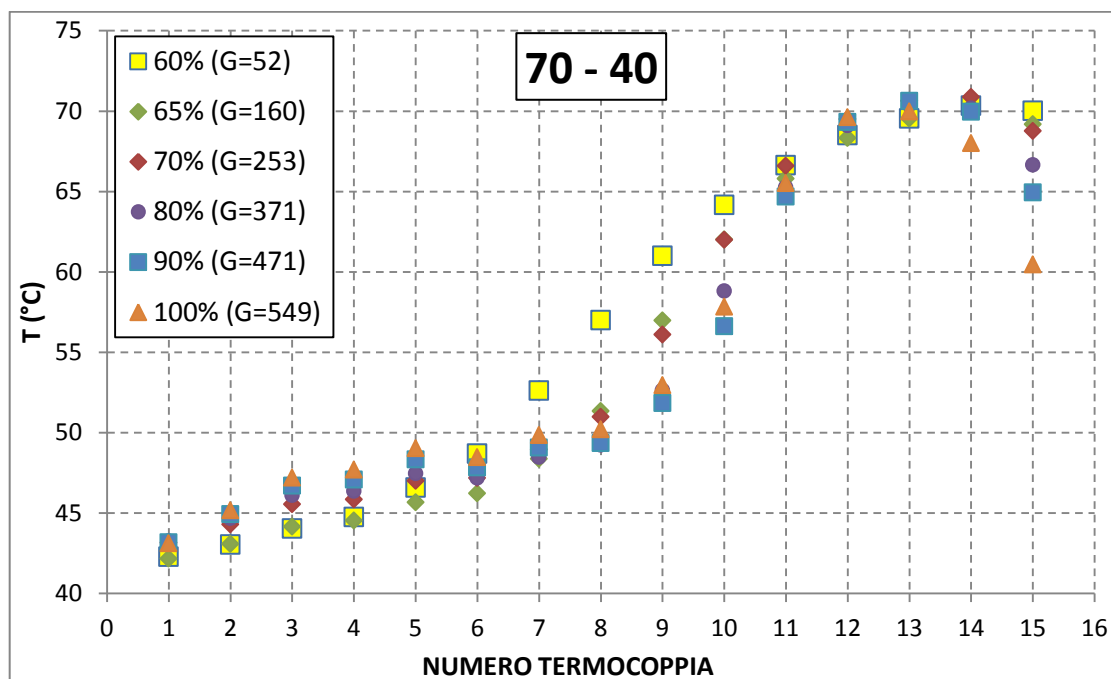
Il coefficiente di prestazione aumenta con la temperatura di evaporazione, a condensazione costante. Di seguito la **figura 4.4** riporta l'andamento dell'effetto frigorifero al variare della portata. L'aumentare di quest'ultima, come è prevedibile, comporta un aumento della potenza frigorifera dell'impianto. L'andamento di questa dipendenza, come mostrato dal diagramma, è lineare.



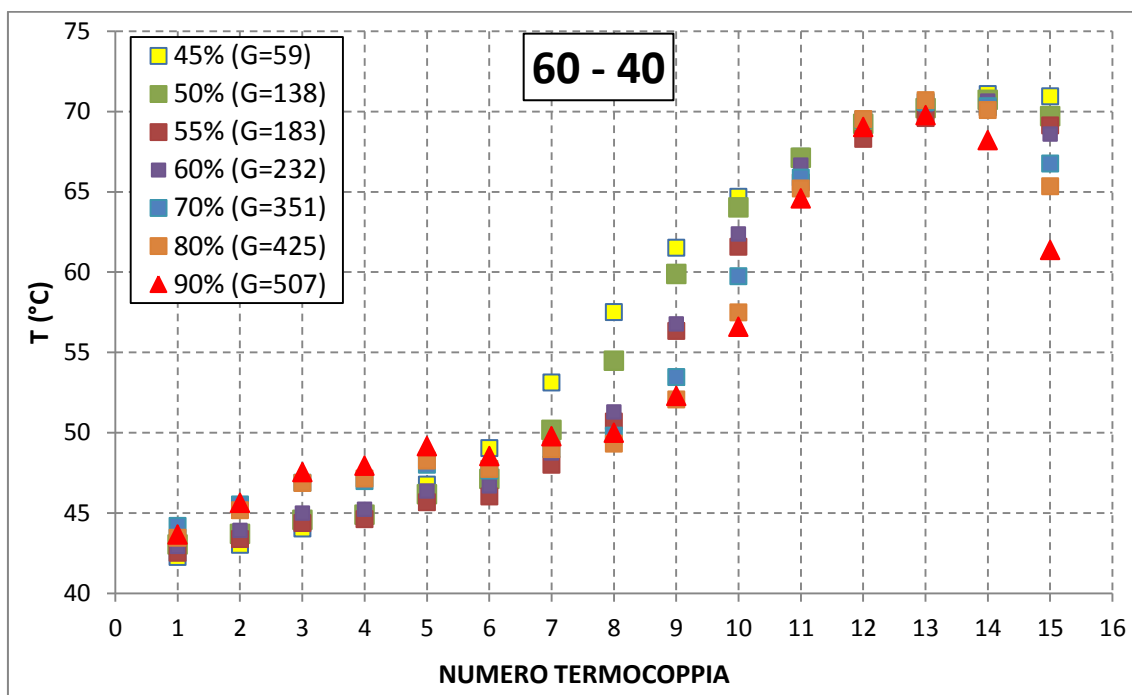
**Figura 4.4** *Flusso termico specifico in funzione della portata specifica G*

Si intende proseguire sulla falsa riga delle analisi effettuate per il fluido refrigerante già studiato, così da rendere più immediato il confronto in un secondo momento.

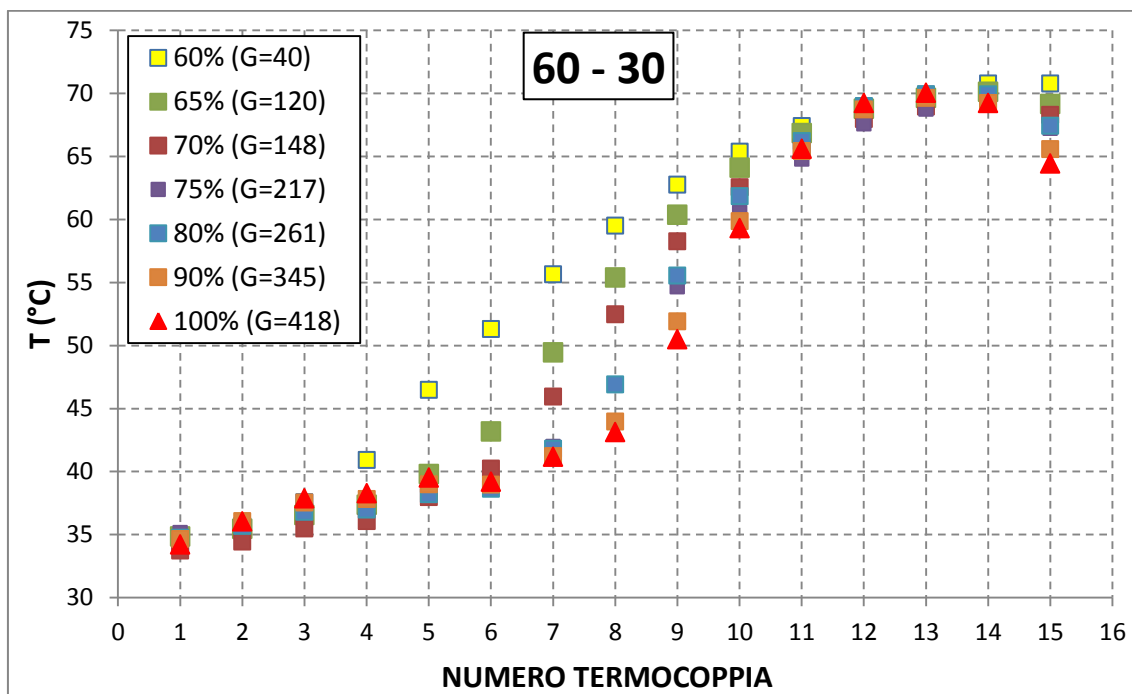
Vengono esposte quindi le temperature di parete acquisite dalle termocoppie distribuite lungo la parete dell'evaporatore, al variare delle portate di refrigerante.



**Figura 4.5** Temperature di parete in condizioni di  $T_{cond}=70$  °C e  $T_{evap}=40$  °C, al variare della corsa del pistone



**Figura 4.6** Temperature di parete in condizioni di  $T_{cond}=60$  °C e  $T_{evap}=40$  °C, al variare della corsa del pistone



**Figura 4.7** Temperature di parete in condizioni di  $T_{cond}=60$  °C e  $T_{evap}=30$  °C, al variare della corsa del pistone

Le temperature delle prime termocoppie sono molto vicine alla temperatura impostata per l'evaporazione. Essa aumenta lentamente all'inizio più o meno in egual misura per tutte le portate. Questo è un punto importante, in quanto si osserva che anche a basse portate la crisi termica si verifica ben oltre l'inizio dell'evaporatore. Per portate basse il dry-out è sicuramente anticipato rispetto alle altre condizioni, ma la temperatura media di parete, anche per  $G = 50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  è comunque abbastanza bassa. Superata la crisi termica, con corrispondente drastico incremento della temperatura di parete, essa si stabilizza attorno al valore di  $70 \text{ }^\circ\text{C}$ . La temperatura di parete massima attorno ai  $70 \text{ }^\circ\text{C}$  è ricercata affinché i componenti da cui asportare calore si mantengano entro range di temperatura accettabili ( $80 \text{ }^\circ\text{C}$ ).



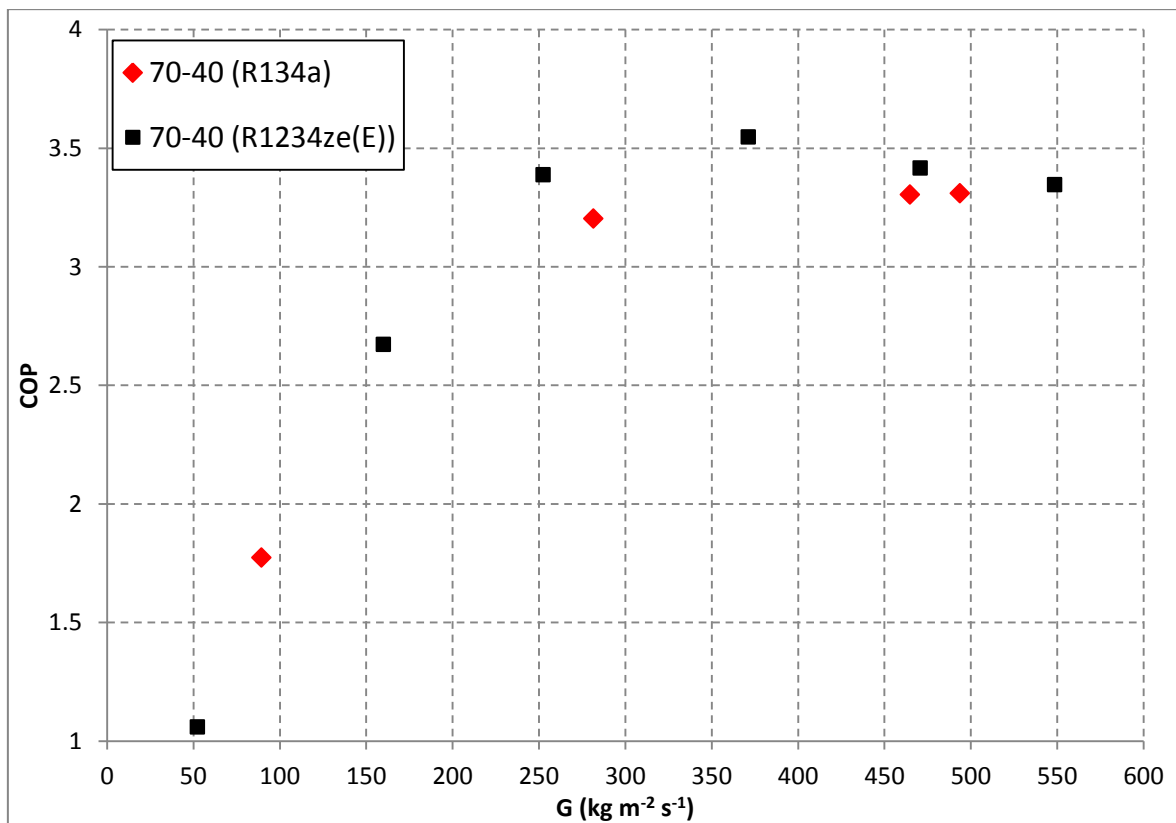
## Confronto tra R134a e R1234ze(E)

Dopo aver analizzato separatamente il comportamento dell'impianto caricato con i due fluidi frigoriferi R134a e R1234ze(E), In questo capitolo si intende metterli a confronto analizzandone i risultati sperimentali nelle medesime condizioni operative.

Si inizia studiando i diagrammi che permettono di valutare le prestazioni generali dell'impianto, a parità di condizioni sperimentali.

In particolare vengono sovrapposti i grafici, già studiati per i singoli fluidi refrigeranti, che riportano il COP in funzione della portata specifica, caso sperimentale per caso sperimentale. Questa particolare analisi premetterà di determinare se vi sono specifiche condizioni per le quali è meglio utilizzare un fluido piuttosto che un altro, perché mostrerà con immediatezza in quali condizioni un fluido rende meglio dell'antagonista.

La prima condizione che viene indagata è quella che pone la temperatura di condensazione pari a 70 °C e la temperatura di evaporazione pari a 40 °C.

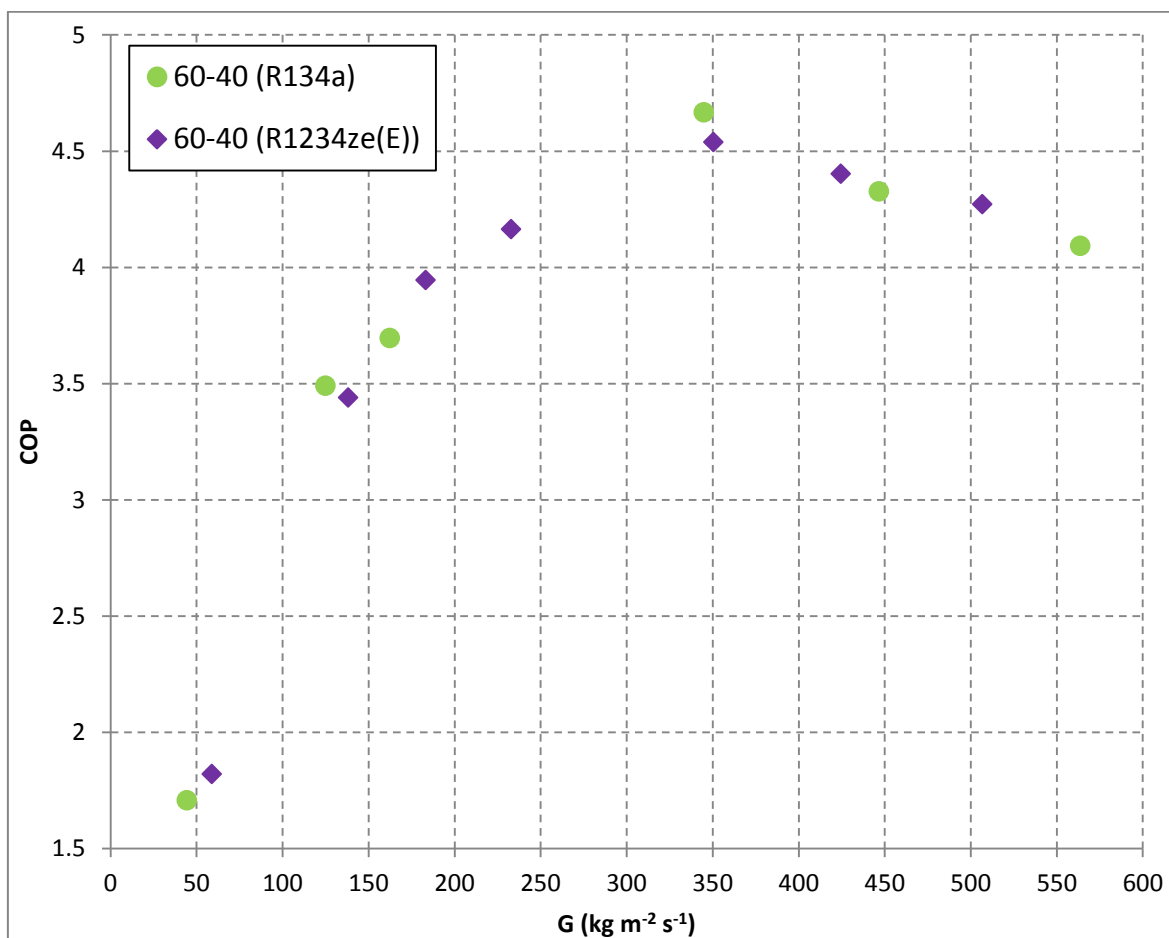


**Figura 5.1** Confronto in termini di prestazioni tra R134a ed R1234ze(E) a parità di condizioni sperimentali

Gli andamenti del COP in funzione della portata specifica sembrano sovrapporsi l'uno all'altro, non lasciando intravedere differenze sostanziali tra i due fluidi per queste specifiche condizioni di prova. Una piccola differenza è riscontrabile per portate elevate, in un intervallo che va dai 250 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup> fino ai 400 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>, quando il COP ottenuto per l'R1234ze(E) sembra essere maggiore del coefficiente di prestazione riferito al R134a. La differenza è minima, quasi trascurabile a maggior ragione in quanto, per portate ancora più alte, i valori tornano a sovrapporsi.

L'indicazione che viene fornita da questo primo confronto è di una forte similitudine tra il comportamento di un fluido e l'altro. Verranno indagate altre condizioni operative, così da confermare o confutare questa osservazione preliminare.

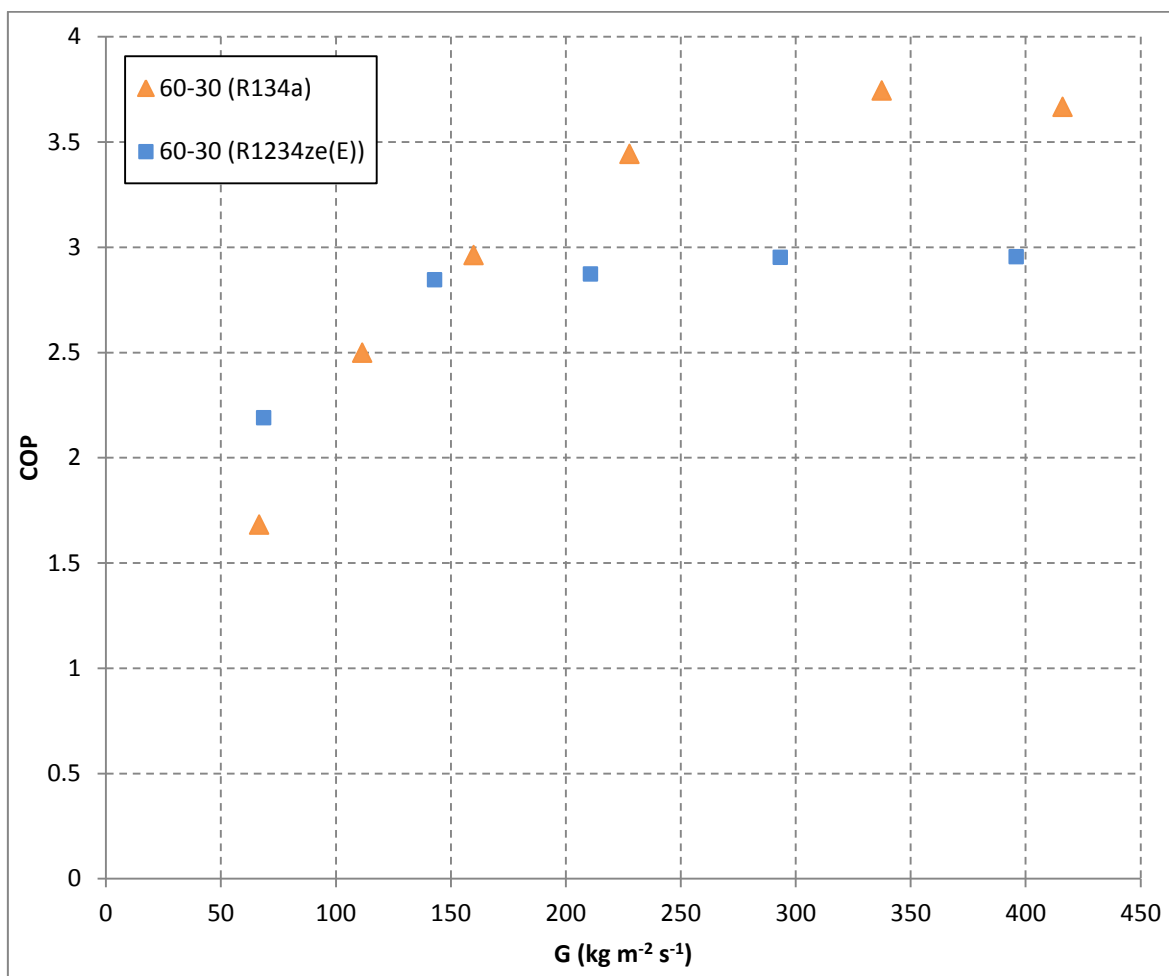
In particolare si procede andando ad analizzare le condizioni che prevedono un rapporto di compressione più basso (**figura5.2**), impostando una pressione di condensazione minore, per ottenere la temperatura di condensazione pari a 60 °C. L'impianto trae un notevole beneficio dal rapporto di compressione più basso, sia caricato con R134a che con R1234ze. I punti sperimentali messi a confronto all'interno dello stesso diagramma seguono il medesimo andamento ed assumono praticamente gli stessi valori di COP al variare della portata specifica. Il coefficiente di prestazione tende a stabilizzarsi attorno ad un valore di 4,3 per portate che si aggirano attorno ai 250 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>, sia con R134a che con R1234ze(E). Anche questo caso operativo sembra rafforzare l'ipotesi di forte similitudine avanzata precedentemente, non evidenziando differenze apprezzabili, quindi condizioni per le quali un fluido è più adatto dell'altro.



**Figura 5.2** Confronto in termini di prestazioni tra R134a e R1234ze(E) per le medesime condizioni operative

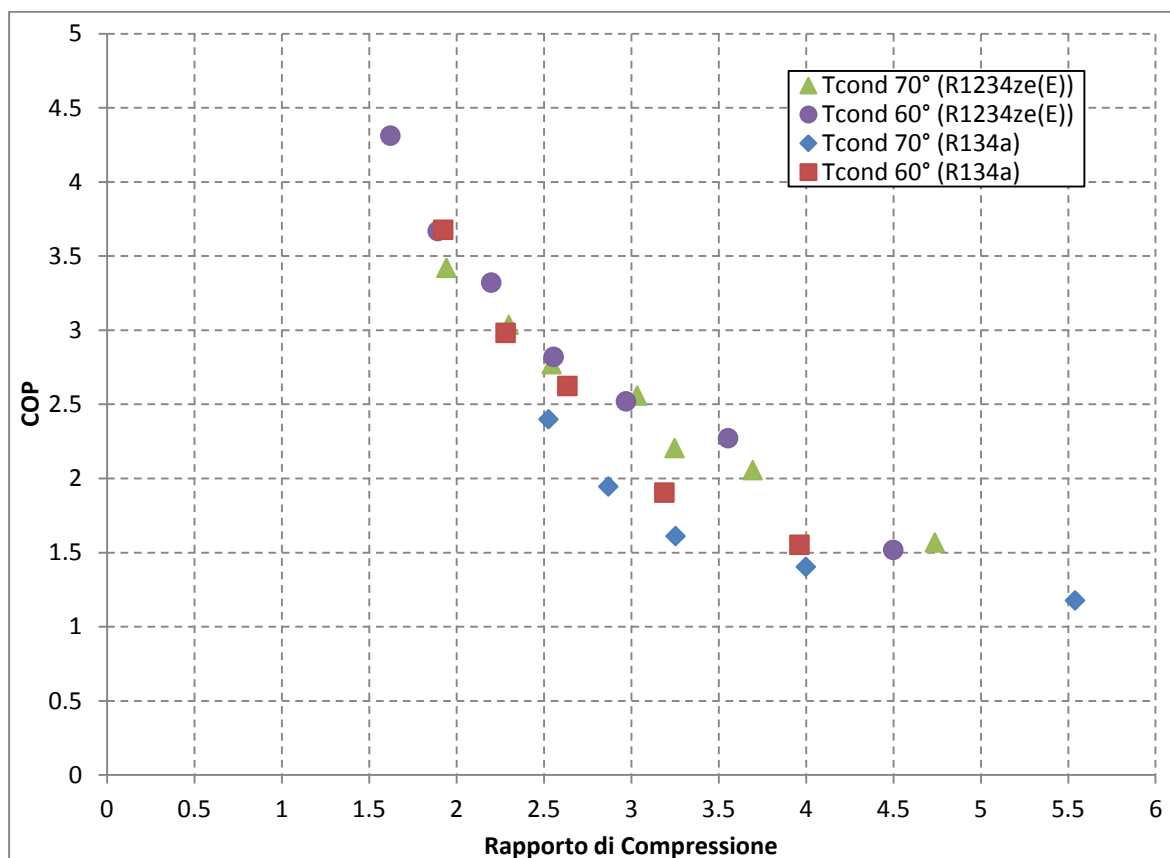
Mantenendo la temperatura di condensazione costante, il caso seguente incrementa il rapporto di compressione elaborato dal compressore, abbassando la pressione all'evaporatore, per ottenere una temperatura di vaporizzazione pari a 30 °C. Questa condizione, come prevedibile, comporta una diminuzione del coefficiente di prestazione in generale dell'impianto, per entrambi i fluidi refrigeranti. Si osserva però come le prestazioni dell'impianto caricato con R1234ze(E) appaiano migliori rispetto all'impianto caricato con R134a alle medesime condizioni. Mentre il COP del ciclo caricato con R134a presenta un coefficiente di prestazione massimo, che tende a stabilizzarsi attorno al valore di 3 per portate di circa 150 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>, quello riferito all'impianto caricato con

R1234ze(E), raggiunge il suo valore massimo dopo un portata maggiore, pari  $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e si attesta su un valore di mezzo punto più alto: 3,5 circa. Si ritiene che questa differenza, seppur apprezzabile a livello di grafico, non sia così importante da poter affermare che in tali condizioni un impianto caricato a R1234ze(E) si comporti meglio di uno caricato con R134a. Si ritiene che i dati prestazionali dell'impianto siano comunque abbastanza simili, e si conferma quindi l'ipotesi avanzata sin dal primo caso di confronto, ovvero che non vi siano differenze degne di nota, a livello di prestazione, tra gli impianti caricati con questi due fluidi frigoriferi. Questo è un punto comunque a favore del fluido R1234ze(E), in quanto esso ha caratteristiche di minor impatto ambientale rispetto al R134a, considerato nocivo per l'ozono tanto da non permetterne più l'utilizzo nei condizionatori per automobili.



**Figura 5.3** Confronto a livello prestazionale tra R134a e R1234ze(E) a parità di condizioni operative

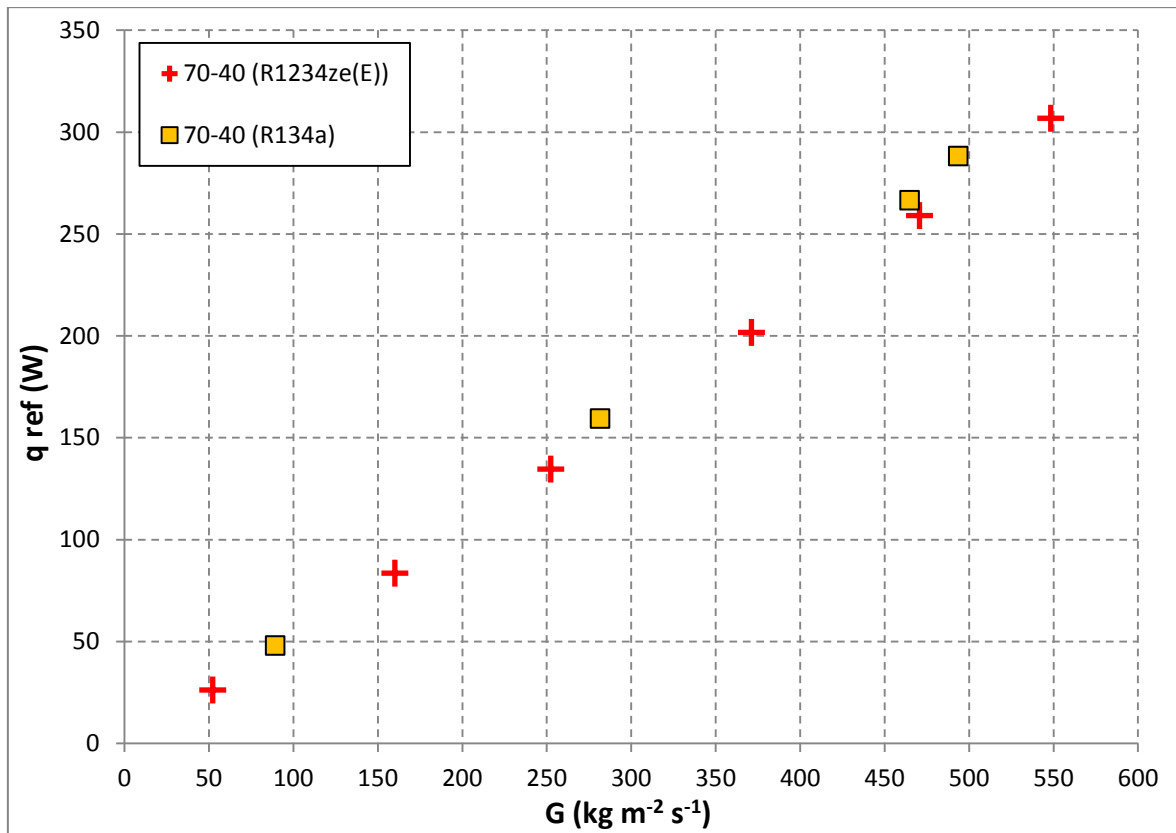
Per rafforzare ulteriormente questo fatto, si analizzano più nel dettaglio i dati raccolti. Il diagramma seguente riporta il comportamento dell'impianto al variare del rapporto di compressione per entrambi i fluidi in tutte le condizioni fino ad ora studiate.



**Figura 5.4** COP in funzione del rapporto di compressione a diverse temperature di condensazione con entrambi i fluidi frigoriferi.

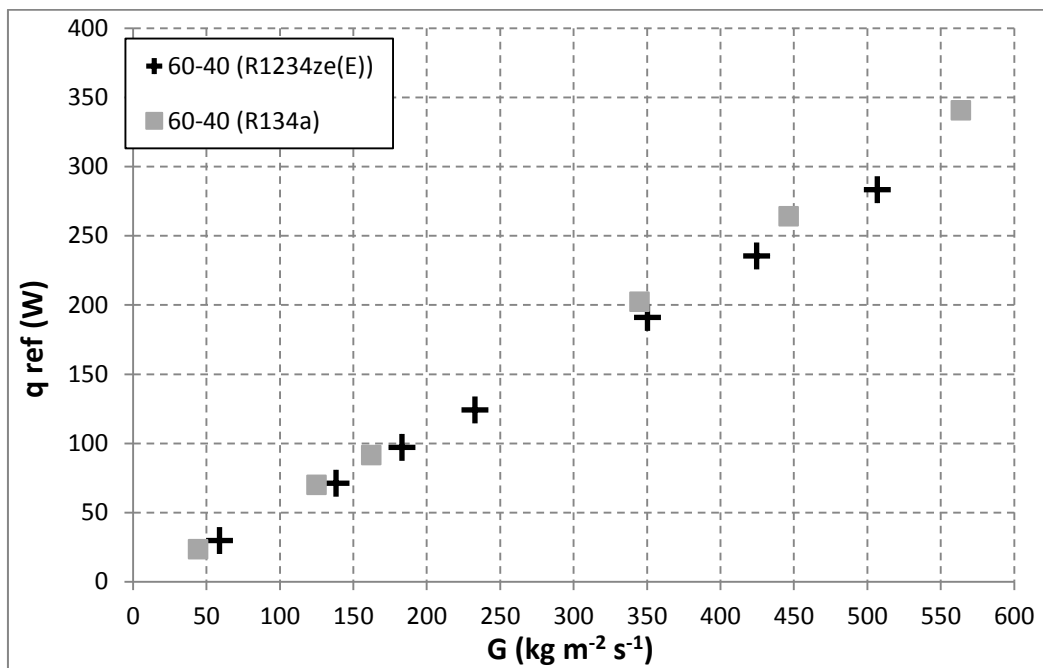
Anche quest'analisi mostra una marcata somiglianza di valori tra i due fluidi studiati. A parità di rapporto di compressioni, in un range di suoi valori che va da 2,5 a 4, il fluido R134a sembra riportare coefficienti di prestazioni più bassi. Sono differenze poco marcate, ma che potrebbero portare a pensare ad una migliore prestazione da parte dell'impianto caricato con R1234ze(E), al variare del rapporto di compressione.

Si persevera nel confronto tra i dati sperimentali ottenuti per entrambi i fluidi, andando ad analizzare come varia la potenza frigorifera al variare della portata specifica che scorre nell'impianto. I seguenti diagrammi espongono questa dipendenza, caso sperimentale per caso sperimentale:

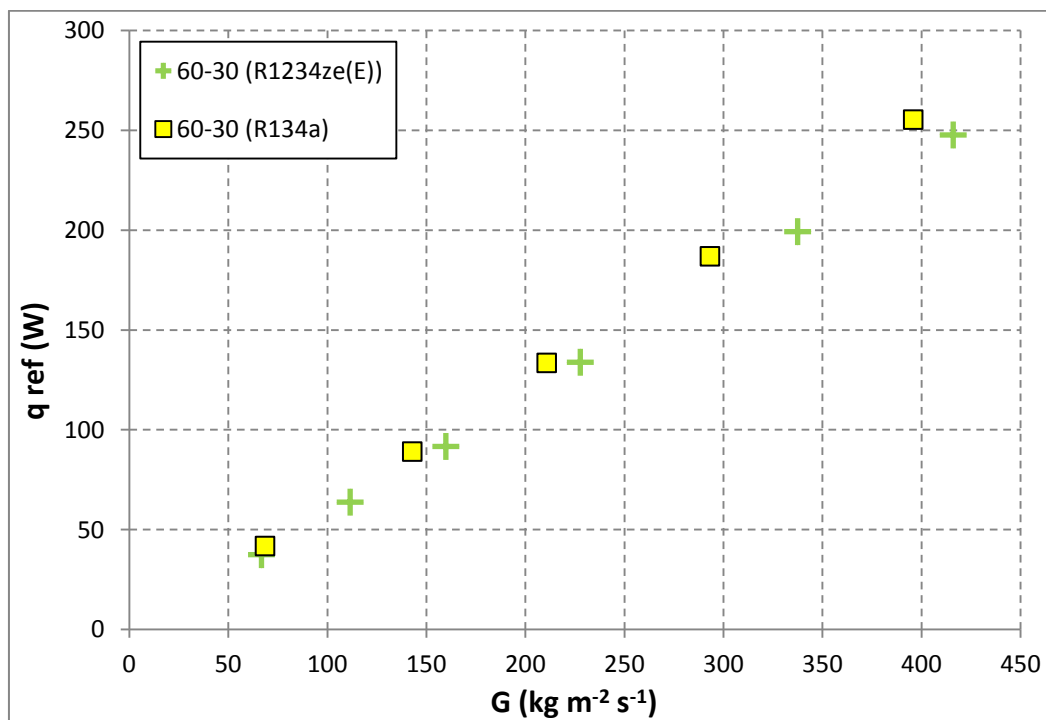


**Figura 5.5.** Dipendenza tra la potenza frigorifera e la portata specifica fluente nell'impianto per entrambi i fluidi refrigeranti, nelle medesime condizioni sperimentali





**Figura 5.6.** Dipendenza tra la potenza frigorifera e la portata specifica fluente nell'impianto per entrambi i fluidi refrigeranti, nelle medesime condizioni sperimentali



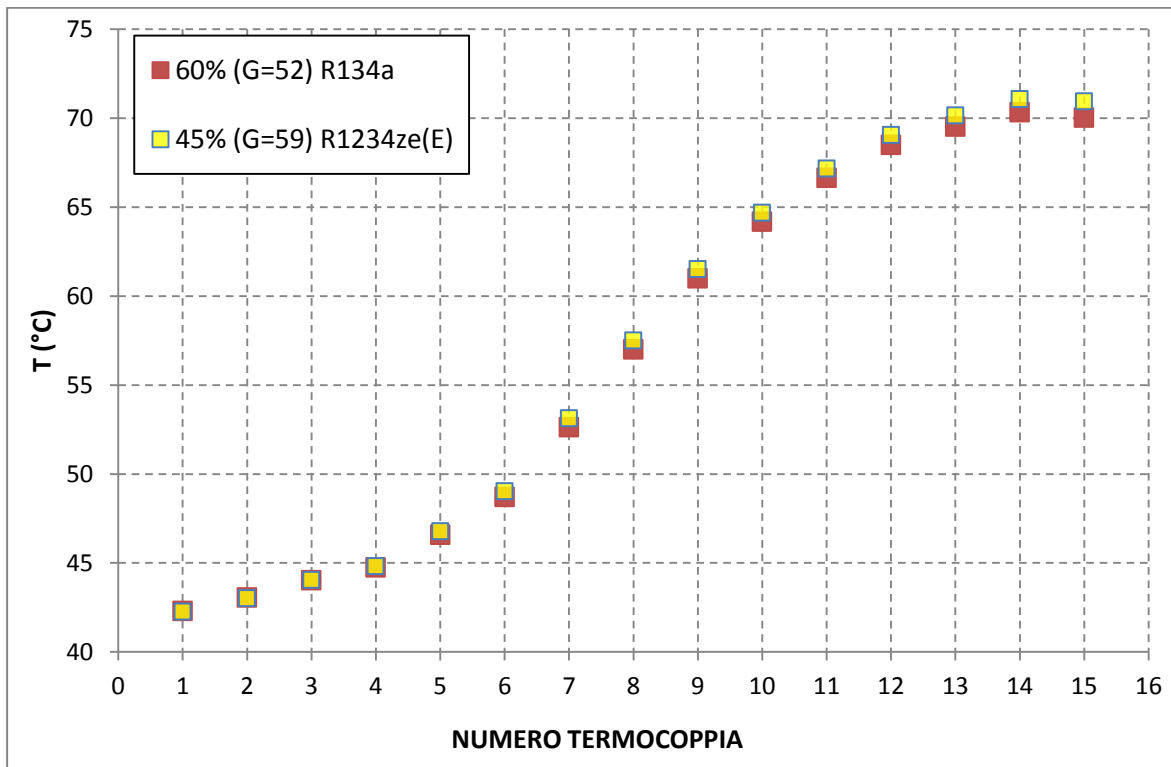
**Figura 5.7.** Dipendenza tra la potenza frigorifera e la portata specifica fluente nell'impianto per entrambi i fluidi refrigeranti, nelle medesime condizioni sperimentali

Lo studio di questi diagrammi porta a concludere che il flusso di calore specifico all'evaporatore non sia sensibile al tipo di fluido refrigerante con cui l'impianto è stato caricato. I valori assunti dalla potenza frigorifera al variare della portata sono uguali e la dipendenza è in entrambi i casi lineare.

Si vogliono studiare i dati inerenti alle acquisizioni delle termocoppie posizionate nell'evaporatore. Dall'analisi di questi dati è possibile capire come si sviluppa il processo di evaporazione all'interno dello scambiatore, in particolare in quale punto si verifica la crisi termica, ovvero il repentino innalzamento della temperatura di parete dovuto alla presenza di vapore in corrispondenza di questa. Il vapore, che va a sostituire il liquido in corrispondenza delle pareti dell'evaporatore, è caratterizzato da un coefficiente di scambio termico minore, quindi si spiega l'innalzamento della temperatura di parete.

Essendo i dati acquisiti molto numerosi, in quanto sono dati riferiti alle acquisizioni delle 15 termocoppie per le varie portate di fluido, si decide di confrontare solo casi con portate simili, così da mettere subito in evidenza eventuali differenze nelle temperature di parete a parità di altri parametri.

Si inizia analizzando le temperature di parete dell'evaporatore, attraversato da i due fluidi frigoriferi ad una temperatura di 40 °C, per portate basse, quindi corse del pistone ridotte.

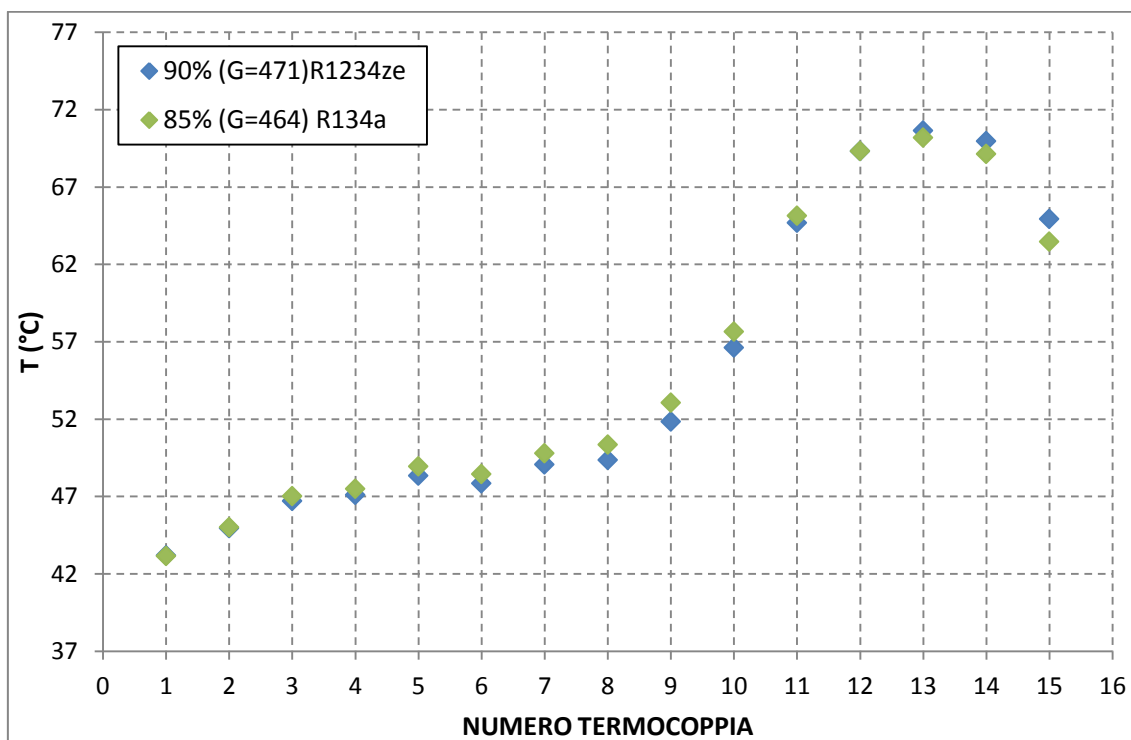


**Figura 5.8** Temperature di parete dell'evaporatore attraversato dai fluidi R134a e R1234ze(E) a temperatura di 40 °C, per portate basse.

Le condizioni di prova per le quali sono stati acquisiti i dati riportati in **figura 5.8** si riferiscono a temperature di condensazione pari a 60 °C e 70 °C. Ma ciò che interessa è la pressione di evaporazione, che è la medesima in entrambe le condizioni di prova.

Il diagramma riporta piena similitudine nel profilo di temperature di parete. Questo indica che il dry out si verifica con buona approssimazione nello stesso punto e quindi il processo di evaporazione è praticamente lo stesso.

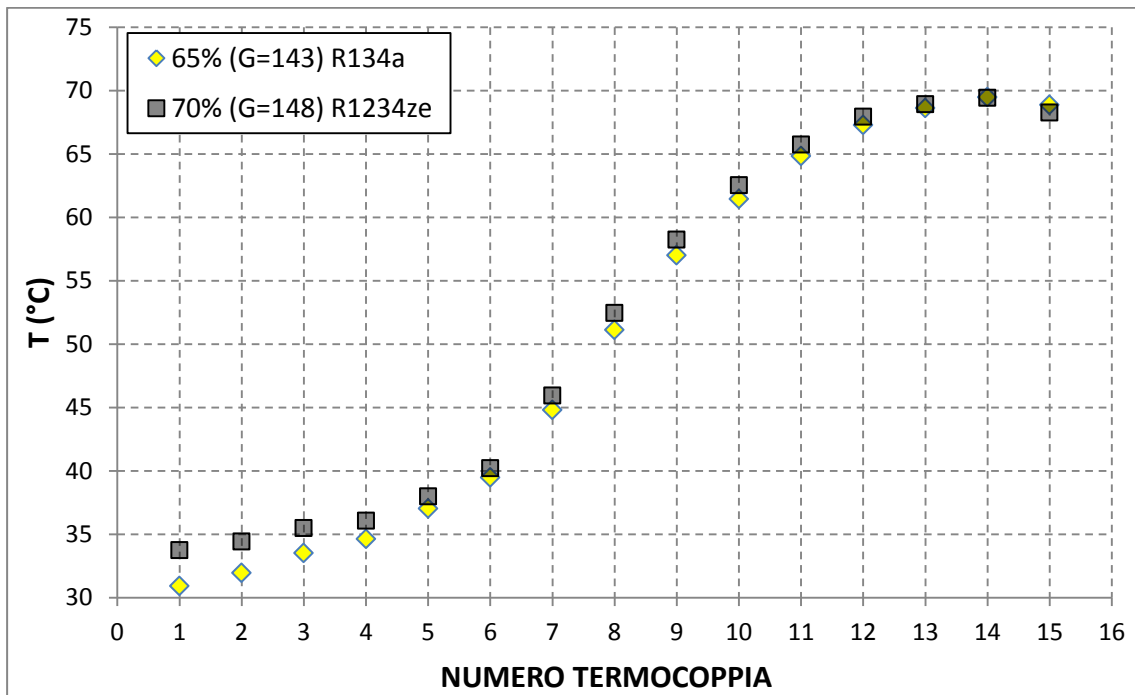
Per portate maggiori, il diagramma di **figura 5.9**, riporta le temperature di parete acquisite dalle 15 termocoppie.



**Figura 5.9.** Confronto tra le temperature di parete acquisite durante la sperimentazione dei due diversi fluidi, per portate molto alte.

Si riscontra anche in questo caso la quasi totale sovrapposizione dei dati sperimentali, il che non fa che andare a rafforzare quanto detto prima in merito al comportamento dell'impianto che non è sensibile alla diversità di fluido operativo.

Abbassando la pressione all'evaporatore, la temperatura a cui avviene il cambio di stato si abbassa di conseguenza. Possiamo quindi analizzare le acquisizioni delle termocoppie anche per questo caso e valutare eventuali differenze tra i due fluidi, anche se ci si aspetta di non riscontrarne, visti i risultati ottenuti fino ad ora.



**Figura 5.10.** *Temperature di parete all'evaporatore per evaporazione fissata a 30°C al variare del tipo di fluido*

Come previsto, il diagramma di **figura 5.10** permette di ottenere ulteriore conferma di quanto detto fino ad ora. Cambiando il fluido operativo, ovvero passando dal più classico R134a ad un fluido meno utilizzato, ma meno inquinante e meno critico per l'ozono come l'R1234ze(E), sia le prestazioni in generale che il processo di evaporazione non subiscono variazioni sensibili che possano giustificare la scelta di un fluido piuttosto che l'altro per quanto riguarda l'aspetto funzionale dell'impianto. Come già evidenziato in precedenza però l'R1234ze(E) potrebbe essere preferibile data la sua maggior compatibilità ambientale. La dispersione di questo gas nell'ambiente, a causa di perdite varie o isolamenti scadenti, comporta una minor criticità rispetto a quanto concerne l'R134a.

## Conclusioni

La raccolta di dati sperimentali oggetti di questa tesi, si è incentrata su un impianto frigorifero miniaturizzato costituito da un compressore lineare "oil-free", ovvero privo di lubrificazione, dell'azienda brasiliana Embraco, che ha fornito due prototipi di questo particolare dispositivo all'università per permettere i test in laboratorio. Il condensatore è costituito da due scambiatori in serie:

- un condensatore tubo in tubo a spirale, riempito internamente dal vapore refrigerante ed esternamente da acqua a temperatura controllata attraverso un bagno termostatico;
- un post-condensatore, sempre tubo in tubo, preposto al controllo del sotto raffreddamento, all'interno del quale scorre liquido refrigerante, mentre all'esterno scorre acqua a temperatura controllata, sempre da un bagno termostatico, distinto da quello precedente.

La fase di espansione che precede l'ingresso all'evaporatore è demandata ad una valvola di laminazione, attraverso la quale si agisce anche sulla portata che scorre all'interno dell'impianto, variandone l'apertura. L'evaporatore è uno scambiatore, prodotto in laboratorio nell'ambito di una tesi precedente, caratterizzato da mini tubi lisci saldati ad una piastra, in rame. Il fluido all'interno compie tre passaggi in serie e poi esce sotto forma di vapore surriscaldato per ricominciare il ciclo. La presenza dei componenti elettronici, il cui calore prodotto, l'impianto dovrebbe dissipare, è stata simulata attraverso una resistenza elettrica che percorre tutto l'evaporatore, la cui potenza è controllata attraverso un generatore di corrente.

L'analisi sperimentale dell'impianto, eseguita nell'ambito di questa tesi è stata suddivisa in due parti:

1. una prima parte dedicata allo studio delle caratteristiche dell'impianto caricato con liquido refrigerante tipo R134a, il più classico dei fluidi di questo tipo, ancora largamente utilizzato soprattutto in ambito automobilistico per il condizionamento degli abitacoli.
2. una seconda fase in cui si è sperimentato il comportamento del ciclo caricato con un altro fluido, a minor impatto ambientale, quale R1234ze(E).

L'analisi più approfondita è stata quella dedicata all'impianto caricato con R134a, in quanto passati al secondo fluido (R1234ze(E)) si è riscontrata la quasi perfetta aderenza dei dati sperimentali in termini di prestazione dell'impianto, tra i due fluidi operativi.

La notevole mole di dati raccolta ha permesso di studiare in modo dettagliato le prestazioni dell'impianto in diverse condizioni e tracciarne gli andamenti al variare di parametri importanti come portata di fluido e rapporto di compressione elaborato dal compressore. Si è fatto largo uso della definizione di coefficiente di prestazione (COP) allo scopo di definire le caratteristiche prestazionali dell'impianto in termini di rapporto tra energia prodotta ed energia consumata. Sono stati studiati i valori assunti dal COP al variare della portata, per poter concludere quali condizioni operative meglio si adattano a questa particolare configurazione di impianto. In particolare si è riscontrato un miglioramento delle prestazioni in termini di COP all'aumentare della portata, fino a valori di questa che sia aggirano attorno ai  $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ . Per portate maggiori si è riscontrato un fatto importante, ovvero che il COP non subisce più l'influenza della portata. All'aumentare di questa al di sopra della soglia prima citata, il COP è stabile sul valore massimo raggiungibile per quelle condizioni di prova. Il valore di COP ottenibile dall'impianto dipende dal rapporto di compressione a cui è messo in opera l'impianto stesso. In particolare, per bassi rapporti di compressione, come per esempio la condizione in cui la temperatura di condensazione è fissata sui  $40 \text{ }^\circ\text{C}$  e quella di evaporazione sui  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ , il coefficiente di prestazione raggiunge valori molto alti, pari a circa 6,5. Si è potuto

osservare che al diminuire del rapporto di compressione, il coefficiente di prestazione aumenta in maniera marcata. Questo fatto è evidenziato ulteriormente dall'analisi del COP in funzione delle temperature di evaporazione. Si è osservato come, all'aumentare della temperatura di evaporazione, il COP incrementi molto rapidamente per temperature di condensazione basse (infatti il rapporto di compressione diminuisce velocemente), mentre a temperature di condensazione più alte, l'aumento del COP pur presente è più lieve.

Di notevole interesse è lo studio del processo evaporativo attraverso l'analisi delle temperature di parete, acquisite per mezzo di 15 termocoppie posizionate lungo la superficie di scambio dell'evaporatore. In particolare, attraverso l'analisi delle variazioni di temperatura lungo la superficie di scambio si può determinare il punto di inizio dry out, ovvero il momento in cui il vapore sostituisce il liquido in corrispondenza delle pareti dello scambiatore. Per una valutazione più precisa di questo parametro si tende ad analizzare le deviazioni standard delle 15 temperature di parete corrispondenti alle 50 acquisizioni che vanno a costituire il punto sperimentale. Esse, attraverso un valore di picco, restituiscono in maniera più precisa ed immediata il punto di inizio dry out, in corrispondenza del quale vi è un drastico abbassamento del coefficiente di scambio termico, quindi un notevole aumento della temperatura di parete. I risultati sperimentali ottenuti in questo tipo di analisi riportano una notevole dipendenza dell'inizio della crisi termica dalla portata che fluisce all'interno dell'impianto, ma una minore sensibilità, praticamente trascurabile, dalla temperatura di evaporazione.

Nella seconda fase della tesi l'attenzione è stata posta sull'acquisizione e l'analisi dei dati in merito al comportamento dell'impianto caricato a R1234ze(E). Analizzando i dati ottenuti e riassumendoli in diagrammi, come fatto per l'R134a, si è potuto osservare sin da subito una marcata somiglianza con quanto ottenuto per il caso di studio precedente. Il COP aumenta velocemente con l'aumentare della portata fino ad una portata soglia di circa  $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ . Oltre questo valore di portata specifica, il COP si stabilizza attorno ad un valore che è quello massimo ottenibile per quelle specifiche condizioni. Quindi, pur



aumentando la portata le prestazioni dell'impianto non subiscono variazioni, nè in positivo, ma neanche in negativo e si può perciò affermare che anche in questo caso, il coefficiente di prestazione non dipende dalla portata specifica fluente nell'impianto. Il comportamento dell'impianto da un punto di vista prestazionale, al variare del rapporto di compressione ed al variare delle temperature di evaporazione, è il medesimo che si è riscontrato nel caso studiato di impianto caricato con R134a. Per questo motivo, non ci si è spinti nello studio dell'impianto caricato con R1234ze(E), oltre un certo numero di casi, in quanto si è ritenuto irrilevante farlo. Ciò che scaturisce dal confronto tra questi due fluidi è che, per le condizioni di prova analizzate e per il particolare impianto studiato, le prestazioni sono insensibili alla tipologia di fluido utilizzato. Questo è molto importante, in quanto si presenta la possibilità di utilizzare il fluido R1234ze(E), maggiormente rispettoso per l'ambiente in generale, sapendo di non andare incontro a dispendi energetici supplementari rispetto al più classico, ma anche più inquinante, R134a. Si lascia a possibili analisi successive la verifica di compatibilità tra il fluido R1234ze(E) ed i componenti costituenti l'impianto.

Si conclude quindi che l'impianto analizzato arriva ad erogare potenze frigorifere di circa 350 W a rapporti di compressione pari a due in condizioni di temperatura di condensazione pari a 60 °C e temperatura di evaporazione pari a 30 °C. Le analisi eseguite hanno reso possibile il raggiungimento di coefficienti di prestazione anche più alti, fino a 6,5 circa, in condizioni di temperatura di condensazione pari a 40 °C e temperatura di evaporazione pari a 30 °C, quindi rapporti di compressione molto bassi pari a circa 1,5 e potenze frigorifere che non vanno oltre i 300 W.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] Weixing Yuan, Bo Yang, Yufei Yang, Kexian Ren, Jian Xu, Yibing Liao. Development and experimental study of the characteristics of a prototype miniature vapor compression refrigerator. *Applied Energy* 143 (2015); 47-57.
- [2] Jing He, Yuting Wu, Xia Chen, Yuanwei Lu, Chongfang Ma, Chunxu Du, Gang Liu, Rui Ma. Experimental study of a miniature vapor compression refrigeration system with two heat sink evaporators connected in series or in parallel. *International Journal of Refrigeration* 49 (2015); 28-35.
- [3] Wu Yu-Ting, Ma Chong-Fang, Zhong Xiao-Hui. Development and experimental investigation of a miniature-scale refrigeration system. *Energy Conversion and Management* 51 (2010); 81-88.
- [4] Simone Mancin, Claudio Zilio, Giulia Righetti, Luisa Rossetto. Mini vapor cycle system for high density electronic cooling applications. *International Journal of refrigeration* 36 (2013); 1191-1202
- [5] E.W. Lemmon, M.L. Huber, M.O. McLinden, NIST standard reference database 23, in: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Versione 9.1. National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2013.