



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

SCUOLA DI INGEGNERIA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

TESI DI LAUREA

ANALISI DI UN IMPIANTO DI REFRIGERAZIONE

CON COMPRESSORE LINEARE

Relatore: Ch.mo Prof. Luisa Rossetto

Correlatore: Ing. Andrea Diani

Laureando: Pietro Saglia 1062571

Anno Accademico 2014/2015

Indice

Sommario	1
1 Deflusso bifase gas-liquido	3
1.1 Definizioni	3
1.2 Vaporizzazione in tubo verticale	5
2 Tecniche di raffreddamento	11
2.1 Introduzione	11
2.2 Refrigerazione con aria in convezione forzata	12
2.3 Refrigerazione con liquido in convezione forzata	12
2.4 Refrigerazione per immersione in bagno liquido	13
2.5 Refrigeratore Peltier	14
3 Mini Vapor Cycle System (MVCS)	15
3.1 Introduzione	15
3.2 Ciclo a compressione di vapore	15
3.3 Refrigeranti	19
3.4 Vantaggi dei fluidi refrigeranti	22
4 Esempi di MVCS in letteratura	25
4.1 Introduzione	25
4.2 Maveety et al.	25
4.3 Mongia et al.	26
4.4 Trutassanawin et al.	26
4.5 Nnanna et al.	27
4.6 Rao et al.	27
4.7 Wu e Du	28
4.8 Davies et al.	28
4.9 Liang et al.	29
4.10 Yuan et al.	29
5 Impianto a compressione di vapore in miniatura	31
5.1 Impianto di prova	31
5.2 Compressore	32
5.3 Condensatore	34
5.4 Misuratore di portata massica	35
5.5 Valvola di laminazione	36
5.6 Evaporatore	37
5.7 Separatore di liquido	38

5.8 Bagno termostatico	38
5.9 Ice Point Reference.....	39
5.10 Trasduttori di pressione	40
5.11 Potenza elettrica.....	40
6 Analisi sui dati acquisiti	41
6.1 Introduzione.....	41
6.2 Analisi dell'incertezza	43
6.3 Calcolo dell'incertezza sulle grandezze relative all'impianto	44
7 Risultati sperimentali	47
7.1 Introduzione.....	47
7.2 Analisi di performance	48
7.3 Analisi dell'evaporatore	50
7.4 Analisi del microcompressore	56
Conclusioni	61
Nomenclatura	63
Bibliografia	65

Sommario

Lo studio presentato in questa tesi si propone, come obiettivo, l'analisi di un impianto refrigerativo miniaturizzato, operante secondo un ciclo a compressione di vapore. Tale tecnologia si inserisce nell'ambito della refrigerazione di componentistica elettronica, un settore particolarmente attivo nel campo della ricerca. Le soluzioni tradizionali, impiegate per l'asportazione del calore in luoghi di lavoro in cui sono presenti un notevole quantità di chip e schede elettroniche, evidenziano i loro limiti di fronte all'aumentare dei flussi termici rilasciati in tali ambienti. L'impiego di fluidi refrigeranti con ottime proprietà di scambio termico permettono l'utilizzo di sistemi di raffreddamento dotati di minor ingombro, trovando la giusta allocazione in ambienti angusti. Nel capitolo 1 vengono introdotte alcune nozioni teoriche relative al deflusso bifase gas-liquido. In seguito, nel capitolo 2, viene presentata una descrizione delle principali tecniche di raffreddamento impiegate nel settore della refrigerazione di componentistica elettronica. Nel dettaglio, la tecnologia dei "Mini Vapor Cycle System" viene analizzata, a livello teorico, nel capitolo 3, ponendo in rilievo le diverse tipologie di refrigeranti utilizzabili in tali cicli. Nel successivo capitolo 4 vengono presentati alcuni studi di ricerca scientifica a livello mondiale effettuati sulle potenzialità di miniaturizzazione dei cicli inversi a compressione di vapore. L'apparato sperimentale, descritto nel capitolo 5, si trova all'interno del Laboratorio di Scambio Termico in Microgeometrie del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova. Esso, operante con R134a, è formato da: un evaporatore, a tipologia "cold plate", un microcompressore, fornito dalla società Embraco, un condensatore e una valvola di laminazione. All'interno dell'evaporatore, è stato inserito un filamento resistivo che, attraversato da una corrente elettrica, sviluppa calore per Effetto Joule, simulando la componentistica elettronica. La zona di condensazione è suddivisa in un condensatore e un post-condensatore, ambedue a tubi concentrici e alimentati ad acqua. Una serie di strumentazioni sono state utilizzate per la rilevazione delle grandezze di ciclo in diversi punti. Nello specifico, un misuratore ad Effetto Coriolis permetteva la misurazione della portata di massa, mentre tre trasduttori di pressione assoluta rilevavano la stessa in diversi punti del ciclo. Un ulteriore trasduttore di pressione differenziale misurava la caduta di pressione all'evaporatore. Infine, un insieme di termocoppie acquisiva i valori di temperatura in determinati punti dell'impianto e lungo tutta la parete dell'evaporatore. Le misurazioni sono state effettuate variando la temperatura di evaporazione, la temperatura di condensazione e la portata di massa, mantenendo costante la corsa del pistone e il flusso termico imposto all'evaporatore. Una descrizione delle grandezze di ciclo calcolate a partire dai dati sperimentali viene presentata nel capitolo 6, seguita da

un'analisi sull'incertezza della misura. Successivamente, nel capitolo 7, viene condotta un'analisi di performance, una inerente l'evaporatore e una conclusiva riguardante il microcompressore. Quest'ultimo risulta essere il componente di maggiore innovazione ai fini dell'applicazione della tecnologia dei "Mini Vapor Cycle Systems".

Capitolo 1

Deflusso Bifase Gas-Liquido

1.1 Definizioni

Lo studio della materia e l'analisi dei relativi cambiamenti di stato della stessa interessano le attività di ricerca e le applicazioni industriali per nuove soluzioni tecnologiche. In particolare, i sistemi che utilizzano sostanze nella fase gas-liquida risultano essere i più complessi e i più difficili da studiare a causa delle forme in cui si manifestano. I deflussi bifase gas-liquido presentano un'interfaccia deformabile fra le componenti, in cui una delle due fase è comprimibile. È importante, quindi, conoscere le configurazioni di deflusso e classificarle nei diversi regimi che si ottengono al variare delle condizioni di moto. Per ottenere una "mappa" rappresentante i regimi occorre, in principio, definire le grandezze fondamentali dei sistemi gas-liquido [1]. Il titolo in un deflusso bifase, contrassegnato con la lettera 'x', è uguale al rapporto fra la portata di gas e la portata totale:

$$x = \frac{\dot{m}_G}{(\dot{m}_G + \dot{m}_L)} \quad [1.1]$$

in cui \dot{m}_G e \dot{m}_L sono, rispettivamente, le portate di massa della fase gassosa e della fase liquida.

Nel caso in cui nel sistema si abbia la stessa sostanza presente in entrambe le fasi, posso scrivere l'uguaglianza:

$$x = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}} \quad [1.2]$$

Un'altra importante grandezza è il grado o frazione di vuoto ε , definita come la frazione media nel tempo della sezione trasversale di deflusso o del volume totale bifase occupato dalla fase gassosa:

$$\varepsilon = \frac{A_G}{A} \quad [1.3]$$

di conseguenza si ottiene:

$$1 - \varepsilon = \frac{A_G}{A} = \frac{V_G}{V} \quad [1.4]$$

Inoltre, è fondamentale definire le velocità delle due fasi ai fini della caratterizzazione del regime di deflusso. In primis, si introducono le velocità superficiali della fase liquida J_L e della fase gassosa J_G .

$$J_L = \frac{\dot{m}(1-x)}{\rho_L \cdot A} = \frac{G(1-x)}{\rho_L} = \frac{V_L}{A} \quad [1.5]$$

$$J_G = \frac{\dot{m} \cdot x}{\rho_G \cdot A} = \frac{G \cdot x}{\rho_G} = \frac{V_G}{A} \quad [1.6]$$

dove V_L e V_G sono, rispettivamente, le portate volumetriche della fase liquida e gassosa e $G = \dot{m}/A$ è la portata specifica della totale miscela bifase. La velocità superficiale totale della miscela è pari alla somma delle singole. Successivamente, si possono definire le velocità medie della fase liquida u_L e della fase vapore u_G come il rapporto fra la portata volumetrica della fase in questione e l'area della sezione trasversale occupata dalla stessa.

$$u_L = \frac{J_L}{(1-\varepsilon)} = \frac{G(1-x)}{(1-\varepsilon)\rho_L} \quad [1.7]$$

$$u_G = \frac{J_G}{\varepsilon} = \frac{G \cdot x}{\varepsilon \cdot \rho_G} \quad [1.8]$$

Infine viene definita la densità ρ_M della miscela bifase come:

$$\rho_M = \varepsilon\rho_G + (1-\varepsilon)\rho_L \quad [1.9]$$

Nello studio delle tipologie di deflusso bifase trovano particolare interesse, data la loro complessità, i regimi di moto in tubi orizzontali, dove l'influenza della forza di gravità avviene secondo direzione normale al flusso. Nel dettaglio, come anche raffigurato in figura 1.1, si trovano cinque diversi regimi di deflusso:

1. Deflusso stratificato: si manifesta tramite una completa separazione delle due fasi dovuta alla forza di gravità, in cui il liquido scorre nella parte inferiore del condotto mentre il gas presiede quella superiore. Si può distinguere un regime stratificato da uno stratificato perturbato in base alla configurazione dell'interfaccia liquido-gas.
2. Deflusso intermittente: si caratterizza per la formazione, a seguito dello scorrimento del liquido, di sacche intervallate da bolle di vapore. Si può distinguere un deflusso a bolle allungate (ove queste scorrono nella parte superiore del tubo e il liquido non contiene bolle

di vapore) e un deflusso a sacche (in cui, per portate più elevate rispetto al precedente deflusso, si ha presenza di bolle di gas nel liquido).

3. Deflusso a bolle: configurazione in cui la fase gassosa scorre nella fase liquida sotto forma di bolle, che si concentrano nella parte superiore del tubo. Per elevate velocità del gas si ottiene una distribuzione uniforme delle bolle nella fase liquida.
4. Moto anulare: deflusso in cui il gas fluisce nella parte centrale del tubo, mentre il liquido occupa le pareti dello stesso, formando un film il cui spessore non risulta uniforme, ma si manifesta con spessore minore nella parte superiore del condotto e maggiore nella zona inferiore.

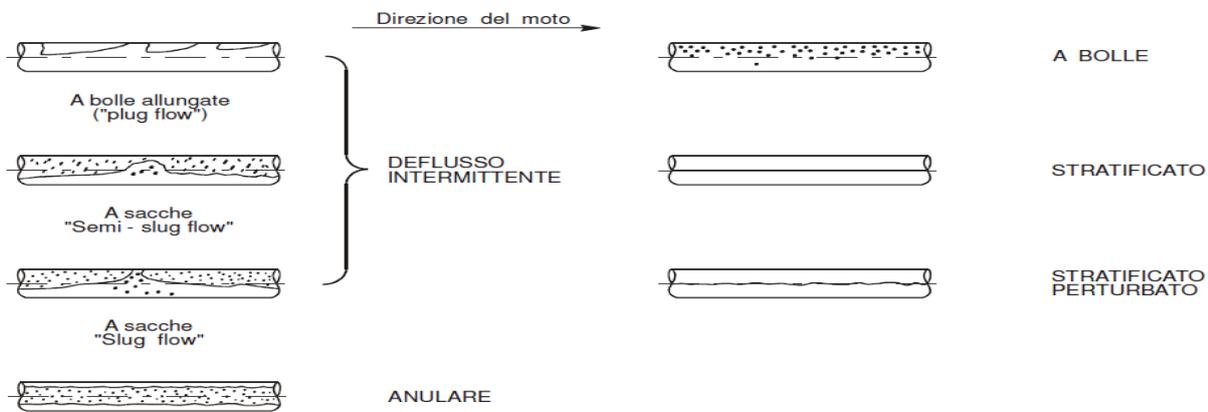


Figura 1.1: Regimi di deflusso nel moto bifase entro un tubo orizzontale

1.2 Vaporizzazione in tubo verticale

Il fenomeno della vaporizzazione di una miscela bifase liquido-vapore all'interno di una tubazione viene utilizzato in diversi settori dell'industria della refrigerazione e trova applicazione, in particolar modo, negli evaporatori dei cicli a compressione di vapore. Si consideri, ai fini dell'analisi fenomenologica, un tubo verticale in cui una portata di liquido sottoraffreddato, fluente verso l'alto, viene sottoposta ad un flusso termico specifico costante lungo tutta la superficie del condotto ($dq/dA = \text{costante}$), come evidenziato dalla figura 1.2. Inizialmente, il liquido nel tubo si riscalda; in questa prima zona, lo scambio termico avviene per convezione forzata, essendo la temperatura di parete inferiore rispetto al valore tale per cui si possa presentare l'ebollizione nucleata. Si ricava, per questa regione, la relazione:

$$\frac{dq}{dA} = \alpha_{LO} [T_p(z) - T_L(z)] \quad [1.10]$$

Successivamente, la temperatura di parete raggiungerà il valore tale per cui si manifesterà la nucleazione delle bolle, fenomeno che si potrà anche verificare nella zona di liquido sottoraffreddato. La temperatura di parete assumerà, quindi, un valore abbastanza costante; il coefficiente di scambio termico aumenterà linearmente con la coordinata z , mentre la differenza di temperatura, di conseguenza, calerà con la stessa tendenza.

Essendo il flusso termico specifico costante si avrà:

$$T_p - T_{sat} = \psi \left(\frac{q}{A} \right)^m \quad [1.11]$$

$$\frac{dq}{dA} = \alpha [T_p - T_L(z)] \quad [1.12]$$

La formazione delle bolle permetterà la trasmissione di calore latente da parte delle medesime alla restante fase liquida, dando luogo ad un aumento di temperatura di quest'ultima. Nel punto in cui l'entalpia media della miscela liquido-gas raggiunge il valore dell'entalpia del liquido saturo alla pressione stabilita, il titolo risulterà uguale a zero e la temperatura media della miscela sarà uguale alla temperatura di saturazione. Fisicamente, si avrà una zona centrale occupata dal liquido sottoraffreddato e una zona adiacente alla parete in cui si avrà generazione di vapore. In seguito, avverrà l'ebollizione in liquido saturo: il titolo gradualmente aumenterà e il coefficiente di scambio termico assumerà valore costante essendo:

$$\frac{dq}{dA} = \alpha [T_p - T_{sat}(z)] \quad [1.14]$$

Il regime di deflusso tende a diventare anulare con l'incremento del titolo e si manifesta una diversa tipologia di meccanismo di scambio termico denominata vaporizzazione in convezione forzata bifase. In quest'ultima, la trasmissione del calore viene effettuata tramite convezione forzata nel film di liquido, procedendo dalla parete e giungendo all'interfaccia liquido-vapore, dove avviene l'evaporazione. Si noti che in questa regione l'ebollizione nucleata viene soppressa a causa della diminuzione della temperatura di parete, effetto conseguente a causa dell'aumento del coefficiente di scambio termico. Al verificarsi della totale vaporizzazione del film di liquido si avrà una transizione in un diverso regime di deflusso, in cui si potranno avere gocce di liquido nel vapore al centro del tubo. In questo regime, la trasmissione del calore, localizzata vicino alla parete, avverrà

in convezione forzata presentando un coefficiente di scambio termico α con valore inferiore rispetto al medesimo caratterizzante la convezione forzata bifase, provocando un conseguente aumento della temperatura di parete. Il passaggio fra queste due regioni di scambio termico, originatosi in un determinato valore critico del titolo, viene denominato "dryout" o crisi termica. Questa successiva regione povera di liquido presenta un aumento della velocità della miscela e del coefficiente di scambio termico della stessa, con relativa diminuzione progressiva della temperatura di parete. Infine, una volta oltrepassato il punto in cui l'entalpia media della miscela uguaglia quella del vapore saturo secco alla pressione stabilita, si giunge nella regione monofase del vapore surriscaldato. Avendo coefficiente di scambio termico convettivo della sola componente gassosa, si ha una differenza di temperatura fra gas e parete quasi costante. In presenza di vaporizzazione in tubo orizzontale, a causa della forza di gravità, si possono avere asimmetrie e quindi stratificazioni nei regimi di deflusso. Queste ultime possono manifestarsi a basse velocità con liquido sottoraffreddato o a bassi titoli di vapore, causando una diminuzione del coefficiente di scambio termico medio sul perimetro della tubazione. Inoltre, ad elevati titoli e con moto anulare, il film di liquido risulta più sottile nella parte superiore del tubo, evaporando prima della restante massa e dando luogo a vapore surriscaldato in deflusso bifase. Affinché ciò non avvenga, risulta conveniente usare tubi di piccolo diametro e avere elevate velocità di liquido all'ingresso. In particolare, durante il processo di vaporizzazione, per tubi con diametro idraulico compreso fra 3 mm e 0,02 mm (denominati "minicanali" o "microcanali"), si verificano differenti regimi di deflusso rispetto a quelli osservati per tubi di diametri maggiori.

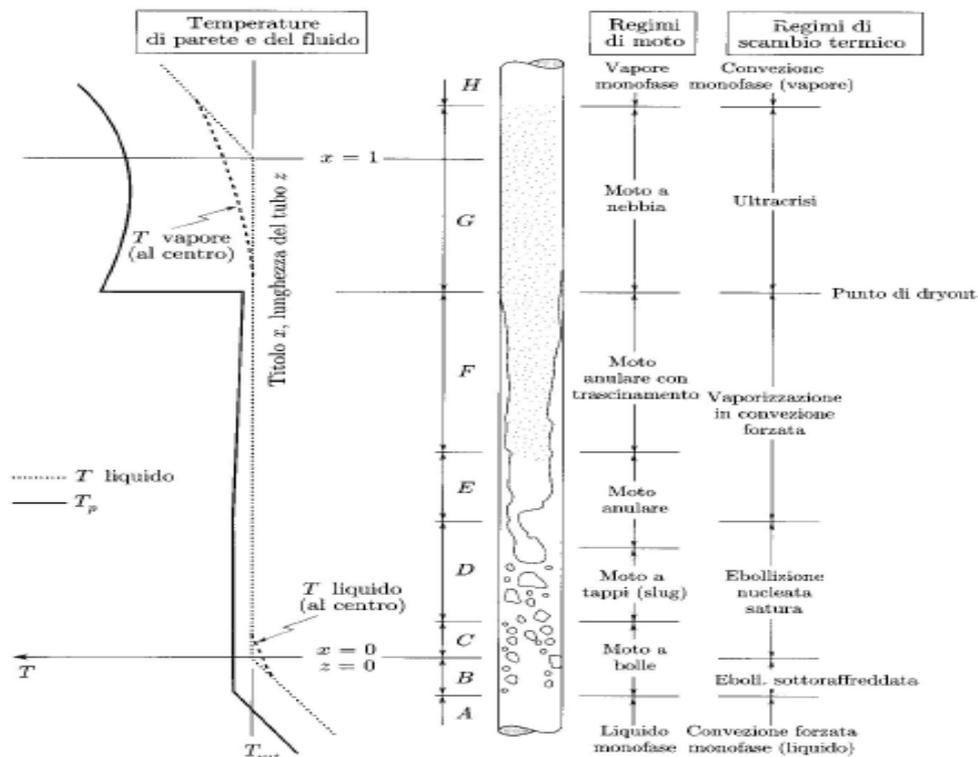


Figura 1.2: Vaporizzazione in tubo verticale

Rilevante, in questa analisi, risulta lo studio condotto da Harirchian e Garimella [2] sulla descrizione dei regimi di deflusso in vaporizzazione per canali a sezione rettangolare, con larghezza 0,4 mm e altezza variante fra 0,1 e 5,85 mm.

Nella loro esperienza osservarono cinque diverse tipologie di moto, operando un incremento graduale del flusso termico specifico applicato alla tubazione, evidenziati dalla figura 1.3:

- Deflusso a bolle: presenza di bolle circolari o con conformazione allungata, aventi dimensioni inferiori comparate alla sezione del canale.
- Deflusso a sacche: con l'aumentare del titolo viene incrementata la generazione e la crescita delle bolle, che giungono ad avere dimensioni tali da occupare l'intera sezione del canale. Tuttavia, si riscontrano anche bolle di minori dimensioni nelle zone occupate dal liquido.
- Deflusso caotico: elevata presenza di sacche di vapore con incremento del tasso di formazione di bolle. Si può giungere anche alla soppressione della nucleazione in prossimità della parete.
- Deflusso anulare frastagliato: si verifica, con l'aumentare del flusso termico specifico, un distacco dalle pareti, ad opera di un film di liquido, della massa di vapore, che trova la propria localizzazione nella parte centrale della tubazione. Si può avere anche la presenza

di gocce di liquido all'interno del nucleo gassoso e, al contempo, scarsa formazione di bolle nel film di liquido.

- Deflusso anulare: a titoli maggiori, il film di liquido tende ad assottigliarsi e vengono osservate solamente gocce della stessa fase all'interno della massa vapore.

In ultima analisi, al raggiungimento del flusso specifico critico (situazione di “dryout”), si può verificare un regime di deflusso denominato anulare inverso, in cui si ha presenza sia di liquido, nella parte centrale del tubo, sia di uno strato di vapore occupante la circonferenza a contatto con la parete. In base a questa configurazione, risulta necessario impedire la manifestazione di questa tipologia di moto, in quanto essa origina un incremento della temperatura di parete con successivo calo del coefficiente di scambio termico. I diversi regimi di deflusso sono riportati in figura 1.3.

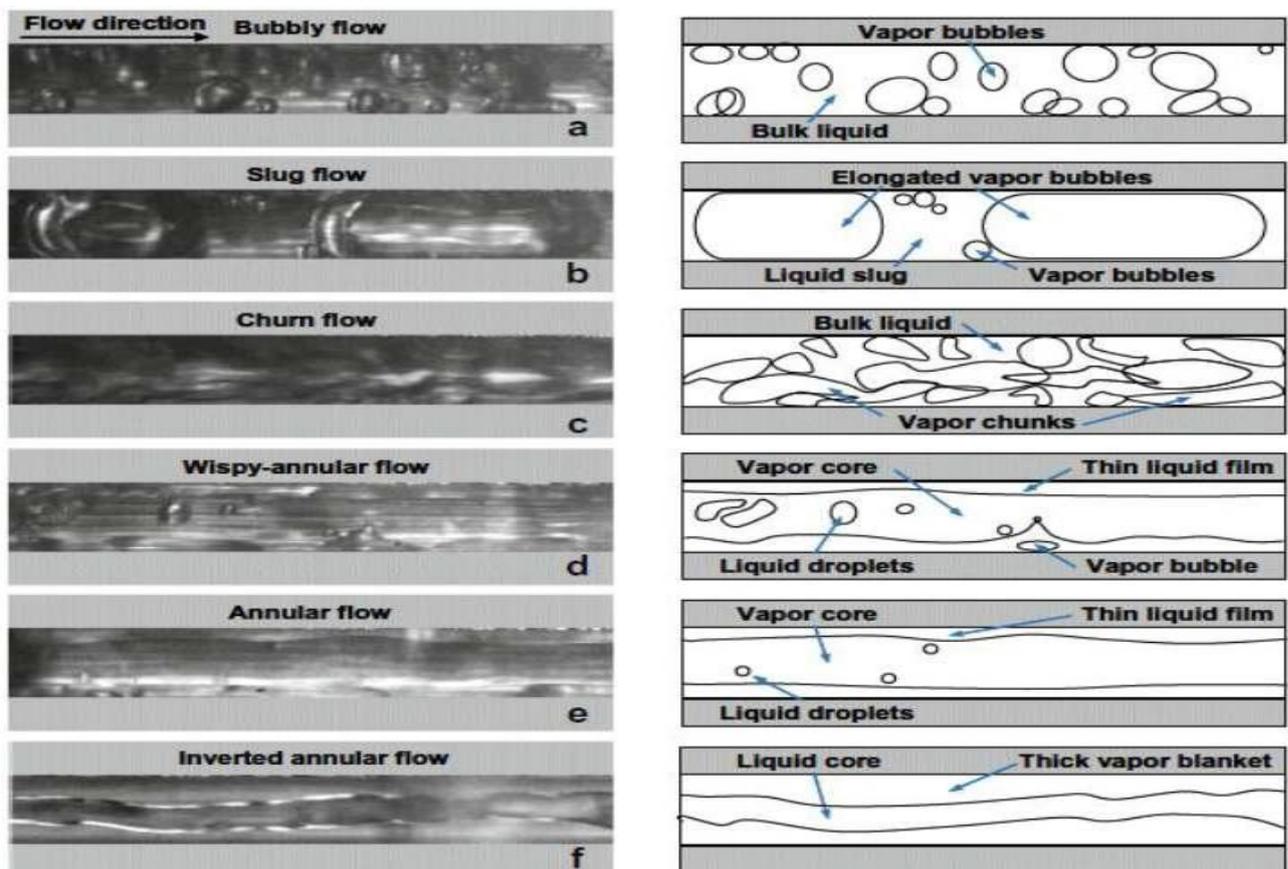


Figura 1.3: Descrizione dei regimi di deflusso in vaporizzazione

Capitolo 2

Tecniche di Raffreddamento

2.1 Introduzione

Un sistema termodinamico progettato con l'obiettivo di trasferire energia da una sorgente a bassa temperatura ad un ambiente avente un livello termico maggiore viene denominato refrigeratore. Esso opera in modo ciclico e, in particolare, viene utilizzato per mantenere la temperatura di un corpo o di un fluido ad un livello costante, di valore sempre comunque inferiore alla medesima dell'ambiente circostante. Da un punto di vista ingegneristico, un'ideale tecnologia di raffreddamento dovrebbe essere:

- efficiente nel convertire la potenza in ingresso al sistema nell'effetto utile dello stesso, ossia la capacità di raffreddamento;
- compatta, leggera e a basso impatto ambientale;
- sicura per l'ambiente circostante e non tossica;
- in grado di ottenere elevate capacità refrigeranti per unità di superficie [W/m^2];
- progettata per avere il minor numero di parti in movimento;
- a basso costo;
- in grado di poter essere miniaturizzata.

Nel confronto fra le diverse tipologie di refrigerazione, in termini di efficienza, risulta utile introdurre una figura di merito valutabile per ciascuna di esse. Questo parametro, denominato COP (Coefficient of Performance), viene definito come il rapporto fra il calore asportato dalla sorgente a bassa temperatura e il lavoro speso per ottenere tale effetto utile. La tematica inerente la rimozione di calore da sorgenti, aventi un alto tasso di generazione dello stesso, trova interesse applicativo nel campo del raffreddamento di componentistica elettronica. Il controllo termico dei chip elettronici si è rivelato essere un ambito di interesse cruciale data la tendenza di incremento del numero di transistor nei circuiti integrati. Quest'ultimi, aumentando le loro funzionalità e la loro potenza computazionale, rilasciano elevate quantità di calore che devono essere rimosse per permettere ai dispositivi di operare in condizioni di lavoro ottimali. Fondamentale diventa, quindi, il controllo sulla temperatura fra i dispositivi semiconduttori, al fine di consentire al circuito di

incrementare la propria velocità di lavoro, riducendo di conseguenza la resistenza elettrica fra i materiali di interconnessione. Tale temperatura di giunzione risulta di fondamentale importanza per la riduzione delle "leakage currents", fenomeno comportante un aumento di perdite di energia che, alle usuali temperature di giunzione massime consentite di circa 85°C, vengono stimate pari ad oltre un terzo della totale dissipazione di calore. I potenziali sistemi in grado di garantire questa asportazione di calore generata dalla componentistica elettronica si possono suddividere in due principali categorie: sistemi passivi e sistemi attivi. I primi, non richiedenti nessuna quantità di potenza in ingresso, risultano affidabili e facili da installare; presentano, tuttavia, una limitazione in termini di efficienza e un'inadeguatezza per applicazioni con elevata potenza da asportare. Le tecniche di raffreddamento a carattere attivo, richiedenti una potenza elettrica di ingresso, trovano impiego nel caso di asportazione di elevate potenze termiche e, generalmente, sono sistemi più complessi rispetto a quelli passivi, aventi, d'altra parte, una notevole capacità di miniaturizzazione [3]. Fra le diverse tipologie a denominazione attiva, si possono elencare le seguenti:

- Refrigerazione con aria in convezione forzata;
- Refrigerazione con liquido in convezione forzata;
- Refrigerazione per immersione in bagno liquido;
- Refrigeratore Peltier;
- Refrigeratore a compressione di vapore, VCS (Vapor Cycle System).

2.2 Refrigerazione con aria in convezione forzata

Il raffreddamento con aria in convezione forzata viene realizzato creando flussi d'aria tramite ventilatori. Risulta essere una delle maggiori soluzioni utilizzate, grazie ai bassi costi e alla facilità di integrazione nell'ambiente in cui opera. Tuttavia, questa tipologia di raffreddamento trova limitazioni d'uso per asportazione di elevate densità di potenza termica, presentando bassi valori in termini di superficie di raffreddamento e di flusso d'aria disponibile.

2.3 Refrigerazione con liquido in convezione forzata

Un dispositivo componente un circuito in cui scorre un liquido refrigerante e una piastra di metallo contenente lo stesso viene denominata "cold plate". I canali di questo circuito possono avere diverse forme e dimensioni e il fluido può presentarsi in sola fase liquida o in deflusso bifase, a seconda della potenza richiesta. Un esempio semplificato di "cold plate", rappresentato nel lato sinistro di figura 2.1, consiste in una configurazione a più passaggi di un singolo tubo,

entro cui scorre il liquido. Questa tipologia permette di ridurre al minimo le perdite di liquido e, non avendo zone di giunzione, presenta inoltre una buona uniformità di scambio termico. Nel lato destro della figura, invece, è rappresentata una soluzione più complicata a livello strutturale, presentante alette brasate all'interno. Queste ultime hanno la funzione di incrementare l'area di scambio termico e permettono di avere una configurazione ottimale per il circuito del liquido.

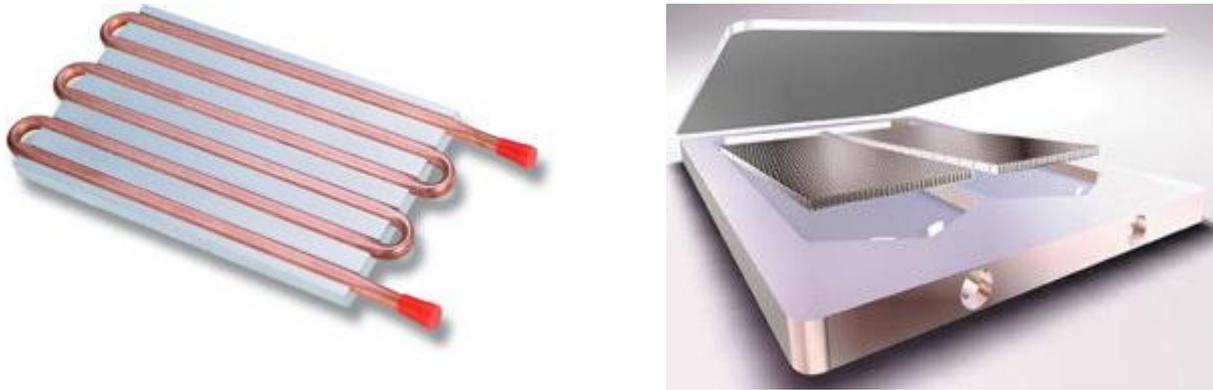


Figura 2.1: Esempi di cold plate

Un "cold plate" può trovare applicazione come evaporatore in un ciclo a compressione di vapore oppure come componente di un sistema chiuso a ricircolo di liquido, dove quest'ultimo viene raffreddato da aria esterna o da altri sistemi. In relazione ad una tecnologia di raffreddamento ad aria, l'utilizzo di circuiti liquidi presenta componenti caratterizzanti una maggiore compattezza e leggerezza. Queste peculiarità derivano dalle migliori proprietà di scambio termico del fluido; quest'ultimo, tuttavia, contribuisce ad un inevitabile aumento di peso del sistema e a maggiori spese di pompaggio. Date tali considerazioni, questa tipologia di sistemi comporta una maggiore complessità impiantistica rispetto ad altre soluzioni, nonché un costo aggiuntivo in termini economici, dovendo mantenere la completa tenuta del circuito. Se quest'ultima non fosse garantita, un rilascio di refrigerante potrebbe riversarsi sulla componentistica elettronica, causando danni permanenti alla stessa.

2.4 Refrigerazione per immersione in bagno liquido

La refrigerazione per immersione diretta in un bagno fluido risulta simile alla tecnologia di raffreddamento ad aria, in cui quest'ultima viene sostituita da un fluido dielettrico, avente un maggiore coefficiente di scambio termico ed un'elevata capacità termica. Il fluido può operare in sola fase liquida o in deflusso bifase tramite l'utilizzo di una pompa per il suo ricircolo. Esso deve essere chimicamente inerte al fine di garantire la propria compatibilità con i materiali costituenti il

circuito elettronico; inoltre, deve avere un'elevata rigidità dielettrica per conservare l'isolamento elettrico del sistema. Questa tipologia di refrigerazione trova applicazione nel settore criogenico. Un esempio della stessa è rappresentato da un sistema operante tramite un bagno di azoto liquido, dove quest'ultimo, al fine di mantenere le proprie caratteristiche, viene raffreddato tramite un ausilio esterno. Uno dei principali svantaggi che questa tecnologia presenta, in termini di efficienza, risulta essere il calo significativo del valore di quest'ultima all'interno del range di temperatura ottimale tipico delle applicazioni elettroniche.

2.5 Refrigeratore Peltier

Questa tecnologia refrigerativa si basa sull'applicazione dell'effetto Peltier in dispositivi operanti come pompa di calore. Applicando una corrente elettrica ai capi del dispositivo, si verifica un assorbimento di potenza termica in una determinata regione dello stesso e, in contemporanea, un rilascio di una certa quantità di calore in una seconda zona. La prima regione in cui si ha assorbimento di potenza termica viene allocata a contatto con la superficie da raffreddare, mentre la seconda si trova localizzata in corrispondenza del pozzo di calore. D'altra parte, il dispositivo Peltier deve farsi carico di un'ulteriore potenza termica da dissipare, generata, per Effetto Joule, dalla corrente elettrica circolante. Conseguentemente, il sistema deve poter smaltire il calore verso un adeguato ambiente. Ai fini della refrigerazione di componentistica elettronica, esistono elementi Peltier molto compatti, caratterizzati da un elevato grado di miniaturizzazione. Inoltre, essi presentando la totale assenza di componenti in movimento, conferendo un'ottima affidabilità a questa tecnologia. D'altra parte, nel campo della refrigerazione, questa soluzione risente molto della temperatura e dell'umidità ambientale, dando origine a fenomeni di condensazione nella regione a più bassa temperatura, dove viene asportata la potenza termica. Inoltre, i refrigeratori Peltier presentano, rispetto alle altre tipologie, bassi valori sia di efficienza sia di capacità di raffreddamento.

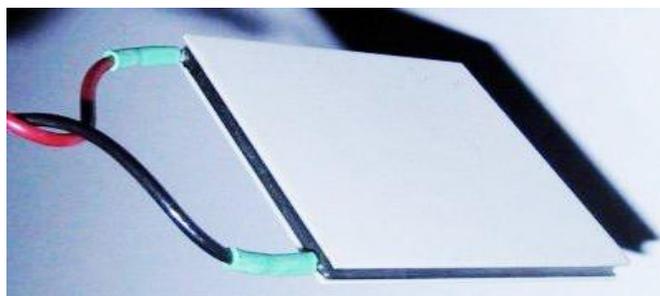


Figura 2.2: Esempio di refrigeratore Peltier

Capitolo 3

Mini Vapor Cycle System (MVCS)

3.1 Introduzione

I sistemi refrigerativi a compressione di vapore risultano essere una delle soluzioni più innovative nel campo del controllo termico di componentistica elettronica, grazie, soprattutto, alla loro capacità di miniaturizzazione. Questa tipologia di sistema permette di ottenere il raffreddamento di unità elettroniche a temperature inferiori rispetto al valore ambiente, consentendo sia un incremento di performance dei dispositivi sia un aumento della loro affidabilità. Inoltre, questa tecnologia presenta elevati valori di COP rispetto alle altre soluzioni; quest'ultimo risulta variabile da 2 a 3 e talvolta circa tre volte superiore rispetto ad un refrigeratore termoelettrico. Il MVCS permette una rimozione di elevate densità di potenza termica e, grazie ad un alto valore del calore latente di vaporizzazione del fluido di lavoro, utilizza una contenuta carica di refrigerante. D'altra parte, questo tipo di tecnologia richiede sia un'impiantistica più complessa sia un costo più ingente, onde per cui viene utilizzata nei soli casi in cui le tecniche tradizionali non riescano a soddisfare le specifiche richieste. Punto critico dell'impianto risulta essere il compressore a causa delle problematiche derivanti dall'affidabilità dello stesso.

3.2 Ciclo a compressione di vapore

Il ciclo ideale termodinamico a cui si riferisce tale tecnologia risulta essere un ciclo inverso a compressione di vapore [4]. Quest'ultimo risulta descritto, in figura 3.1 da quattro trasformazioni:

- Compressione (tratto b-c): il fluido di lavoro, in condizioni di vapore saturo secco o surriscaldato, giunge all'ingresso del compressore attraverso la linea di aspirazione. Quest'ultimo aumenta la pressione del gas fino alla prefissata pressione di condensazione (processo idealmente isoentropico);
- Condensazione (tratto c-d): in questa fase, il vapore surriscaldato rilascia il proprio calore all'ambiente esterno, uscendo dal condensatore in condizioni di liquido saturo o leggermente sottoraffreddato (processo idealmente isobaro);

- Laminazione (tratto d-a): il liquido transita attraverso un organo di laminazione, in cui avviene il calo sia del valore di pressione che di temperatura; all'uscita si ottiene una miscela satura (processo con entalpia all'ingresso uguale all'entalpia all'uscita);
- Evaporazione (tratto a-b): la miscela satura assorbe il calore proveniente dalla sorgente esterna, vaporizza completamente, portandosi in uscita all'evaporatore in condizioni di vapore saturo secco o leggermente surriscaldato. Questo processo si identifica come l'effetto utile del ciclo (processo idealmente isobaro).

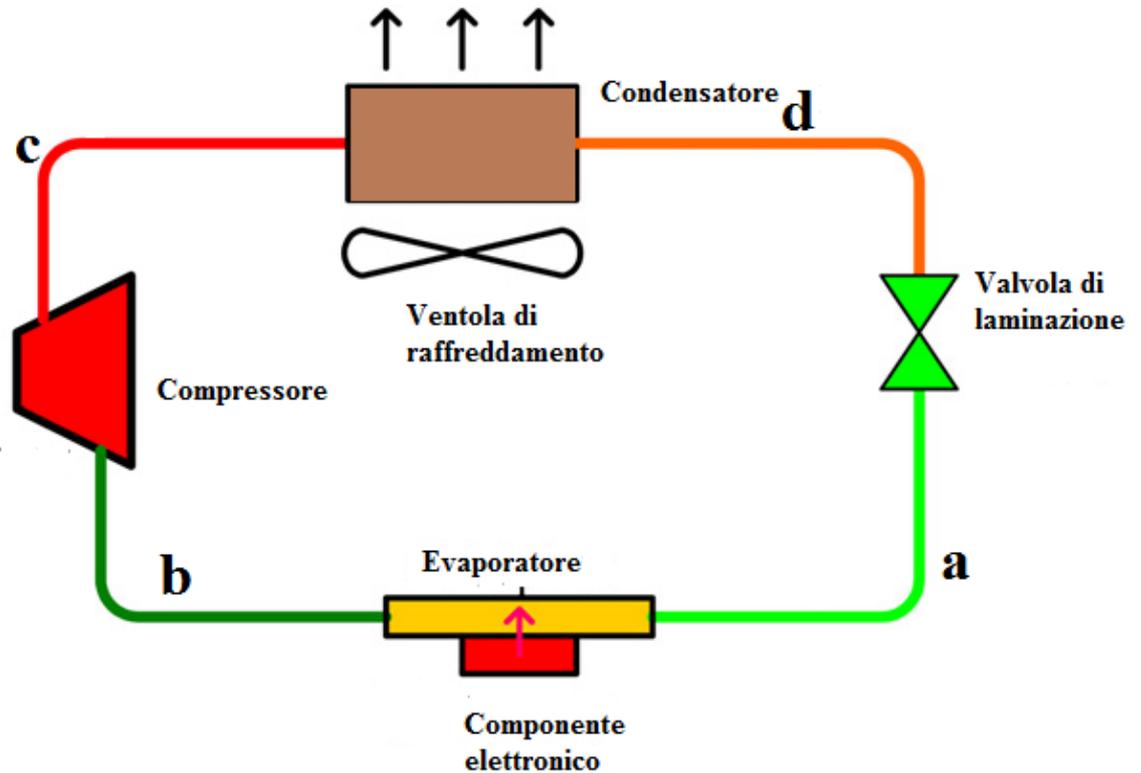


Figura 3.1: Schema di un Mini Vapor Cycle System

Le precedenti trasformazioni termodinamiche vengono rappresentate nel diagramma p-h di Figura 3.2, in cui vengono evidenziate alcune grandezze di ciclo.

- h_s : entalpia specifica del liquido sottoraffreddato in uscita al condensatore [J/kg]
- q_2 : effetto frigorifero [J/kg]
- \dot{Q}_2 : potenza frigorifera [W]
- q_1 : energia termica scambiata al condensatore [J/kg]
- \dot{Q}_1 : potenza termica scambiata al condensatore [W]
- ε_d : lavoro specifico per compressione isoentropica [J/kg]
- η_k : efficienza totale di compressione isoentropica
- ε_k : lavoro specifico all'albero per compressione non isoentropica [J/kg]
- \dot{E}_k : potenza all'albero per compressione non isoentropica [W]
- COP_{2d} : efficienza totale di ciclo valutata per compressione isoentropica
- COP_2 : efficienza totale di ciclo valutata per compressione non isoentropica

Inoltre, nella zona del vapore umido, si possono definire il volume specifico, l'entalpia specifica e l'entropia specifica del fluido refrigerante:

$$v = (1 - x) \cdot v' + x \cdot v'' \quad [3.10]$$

$$h = (1 - x) \cdot h' + x \cdot h'' \quad [3.11]$$

$$s = (1 - x) \cdot s' + x \cdot s'' \quad [3.12]$$

dove gli apici ' e '' vengono riferiti, rispettivamente, al liquido saturo e al vapore saturo.

Con analoga nomenclatura, si può definire il titolo di vapore della miscela bifase:

$$x = \frac{h_s - h_2'}{h_2'' - h_2'} \quad [3.13]$$

Al fine di ottimizzare l'uso di refrigerante e la sua quantità all'interno del ciclo stesso, risulta conveniente introdurre due ulteriori parametri di “performance”. Il primo fra questi viene denominato effetto frigorifero volumetrico, definito come segue:

$$q_v = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{V}_2} = \frac{h_{2k} - h_s}{v_{2k}} \quad [3.14]$$

$$\dot{V}_2 = \dot{m} \cdot v_{2k} \quad [3.15]$$

dove \dot{V}_2 è la portata volumetrica nell'evaporatore [m^3/s] e v_{2k} è il volume specifico del fluido all'ingresso del compressore [m^3/kg]. Si nota che, assumendo una \dot{V}_2 costante, al calare della

temperatura di evaporazione si verifica un calo di potenza frigorifera \dot{Q}_2 . Successivamente, il lavoro di compressione volumetrico ε_v viene definito come segue:

$$\varepsilon_v = \frac{\dot{E}_d}{\dot{V}_2} = \frac{h_{1k,is} - h_{2k}}{v_{2k}} \quad [3.16]$$

$$\dot{E}_d = \dot{m} \cdot (h_{1k,is} - h_{2k}) \quad [3.17]$$

dove \dot{E}_d è la potenza specifica per compressione isoentropica [W].

Come accennato precedentemente, nella descrizione delle trasformazioni di ciclo relative a figura 2.3, al termine del processo di condensazione, è possibile operare un sottoraffreddamento isobaro del refrigerante. Tale abbassamento di temperatura aggiuntivo permette al fluido di lavoro, in seguito al processo di laminazione, di poter avere una minore entalpia d'entrata all'evaporatore. Quest'ultima caratteristica permette, inoltre, di ottenere un maggiore effetto frigorifero volumetrico, incrementando il valore di quest'ultimo dello 0,5-2% per ogni °C di sottoraffreddamento. Conseguentemente, si verifica un aumento del valore del COP, rimanendo inalterato il lavoro di compressione volumetrico. Parallelamente, in uscita all'evaporatore, si può surriscaldare il fluido di lavoro, incrementando la sua temperatura (nonché la sua entalpia) nel tratto di aspirazione. Una prima conseguenza del surriscaldamento consente di ottenere un incremento dell'effetto frigorifero volumetrico e un relativo aumento del valore del COP. In secondo luogo, un aumento di temperatura in ingresso al compressore potrebbe innalzare il valore del lavoro elaborato dallo stesso. Tale effetto viene evidenziato dalla divergenza delle curve isoentropiche nel diagramma p-h, influenzando negativamente il COP di ciclo. Date queste considerazioni va ricercato, quindi, un valore ottimale di surriscaldamento in uscita all'evaporatore, tenendo sempre conto del fatto che occorre evitare di avere liquido in ingresso al compressore.

3.3 Refrigeranti

La scelta del refrigerante da utilizzare in un determinato ciclo a compressione di vapore viene effettuata analizzando le proprietà termiche e chimiche dello stesso. L'aspetto più importante, relativo all'impiego di un determinato fluido di lavoro, risulta essere il mantenimento della stabilità chimica nel sistema di refrigerazione. Infatti, il refrigerante deve essere inerte, non tossico e non infiammabile, al fine di garantire la sicurezza dell'impianto in caso di perdite nell'ambiente circostante. In merito alle caratteristiche termiche, il refrigerante deve poter

operare a temperature di evaporazione e di condensazione consone all'applicazione richiesta, nonché possedere un'elevata conducibilità termica e, preferibilmente, un alto calore latente di vaporizzazione. Un'importante analisi della scelta del fluido di lavoro nel campo dei MVCS venne condotta da Heydari [5]. Nel suo studio, inerente ad un sistema di refrigerazione miniaturizzato per CPU, egli volle osservare, variando il tipo di refrigerante, gli effetti di quest'ultimo sui parametri di ciclo.

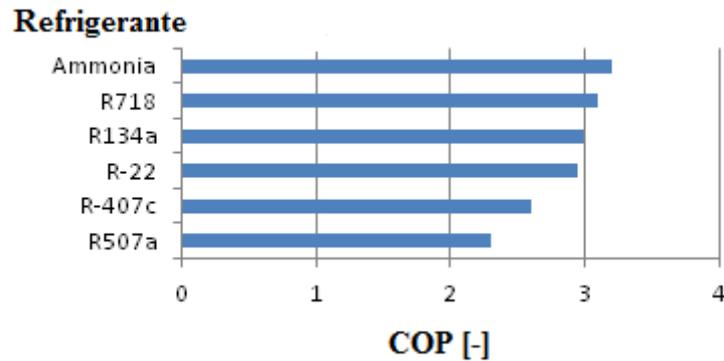


Figura 3.3 Effetto della scelta del refrigerante sul COP

Come si può notare dalla figura 3.3, il sistema refrigerante presentante il più alto COP si ottiene tramite l'utilizzo di ammoniaca, grazie all'elevato calore latente di vaporizzazione della stessa. D'altra parte, questo fluido naturale risulta tossico a basse concentrazioni in aria, nonché infiammabile formando miscele con la stessa. Date tali osservazioni, il fluido di lavoro che, pur rispettando i requisiti di sicurezza permette di ottenere un elevato COP, risulta essere l'R134a. In seguito, Heydari analizzò gli effetti della variazione della temperatura di evaporazione sul COP e sulla potenza termica scambiata al condensatore, mantenendo inalterate sia la temperatura di giunzione che la potenza termica scambiata all'evaporatore. Si può notare, in figura 3.4, come l'incremento della temperatura di evaporazione comporti una più alta efficienza di ciclo. Allo stesso tempo, come evidenziato in figura 3.5, tale aumento permette di ridurre il carico termico al condensatore, nonché le dimensioni di quest'ultimo.

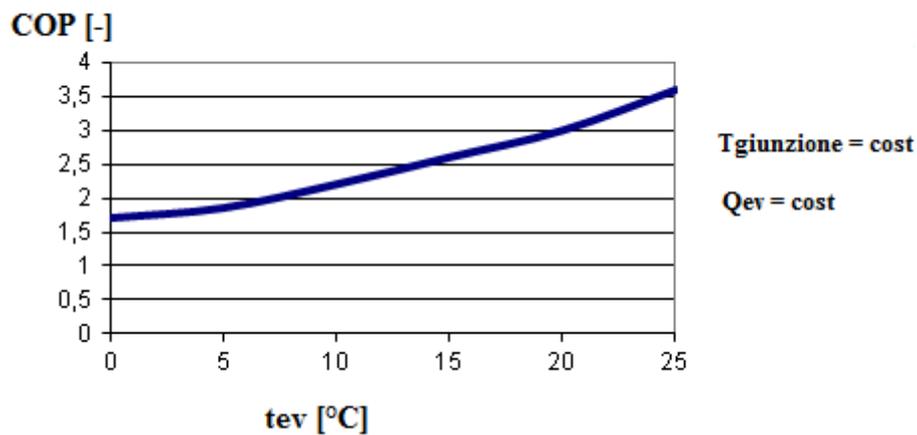


Figura 3.4: Effetto della variazione della t_{ev} sul COP

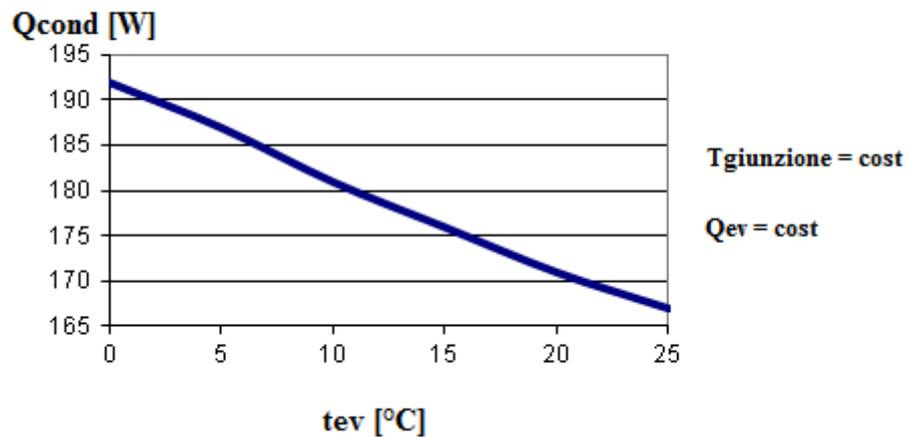


Figura 3.5: Effetto della variazione della t_{ev} sul Q_{cond}

Infine, fissate le temperature di evaporazione, di giunzione e la potenza termica scambiata all'evaporatore, la figura 3.6 presenta l'effetto della variazione della temperatura di condensazione sul COP. Quest'ultimo ha un andamento più sensibile rispetto al caso precedente e presenta i più alti valori di COP in corrispondenza delle più basse temperature di condensazione. Queste ultime si possono ottenere avendo basse temperature di pozzo termico o, in alternativa, con elevati flussi d'aria se presente un sistema a ventilatore.

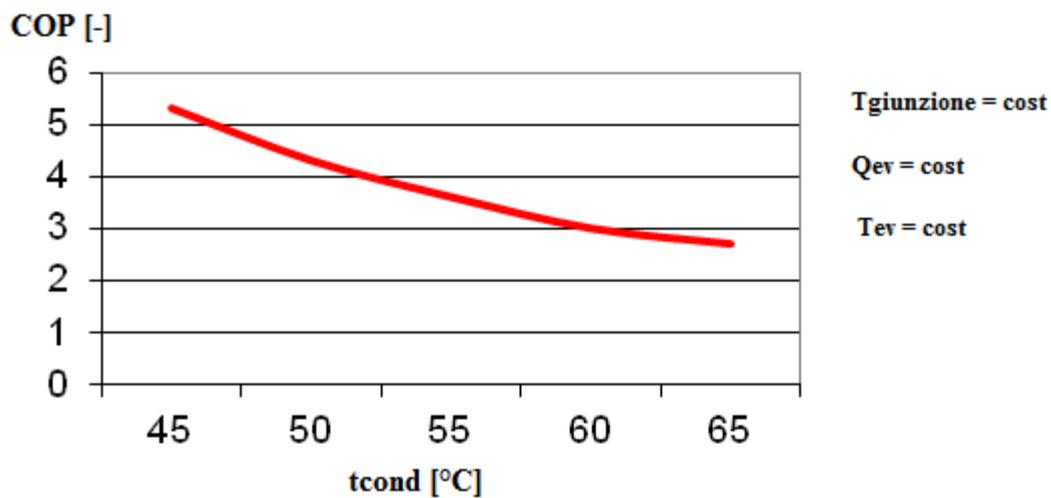


Figura 3.6: Effetto della variazione della t_{cond} sul COP

3.4 Vantaggi dei fluidi refrigeranti

L'utilizzo di refrigeranti, presentanti deflussi sia in fase liquida sia in quella vapore, comporta alcuni vantaggi rispetto all'uso degli stessi in sistemi di raffreddamento a regimi esclusivamente monofase sotto diversi aspetti [6]. Di seguito sono elencati i principali punti a favore dell'impiego di refrigeranti con cambiamento di fase:

- **Compatibilità con componentistica elettronica:** essendo l'acqua liquida un conduttore elettrico, l'uso di fluidi inerti elettricamente e con bassi valori di costanti dielettriche relative preserva l'integrità del sistema in caso di perdite di refrigerante;
- **Potenza di pompaggio:** l'utilizzo di refrigeranti con elevato calore latente di vaporizzazione (circa 150 kJ/kg), in relazione all'uso di acqua operante in scambio termico sensibile (con $c = 4,186 \text{ kJ}/(\text{kg K})$), comporta una minor portata massica fluente all'interno del sistema a parità di effetto utile; di conseguenza si può ottenere un risparmio sulla potenza di pompaggio da introdurre nel ciclo;
- **Tubazioni:** avendo minor portata massica nel caso di refrigeranti, si possono utilizzare tubazioni aventi diametri più piccoli, nonché maggiormente leggere e flessibili, trovando utilizzo negli ambienti più angusti;
- **Compatibilità con i materiali:** la maggior parte dei refrigeranti viene utilizzata in cicli aventi tubazioni in rame e alluminio. L'acqua, tuttavia, a causa della sua reattività con

tali elementi, richiede tubazioni caratterizzate da superfici trattate, onde evitare fenomeni di corrosione;

- Controllo "hot spot": elevati gradienti di temperatura e innalzamento locali della stessa ("hot spot") influiscono negativamente sul ciclo di vita del componente elettronico. I refrigeranti riescono a reagire a questi repentini aumenti di temperatura incrementando il loro coefficiente di scambio termico locale, nonché riducendo la resistenza termica in tal punto. Questo comportamento differisce nel caso in cui si abbia liquido in singola fase, dove quest'ultimo tende ad acutizzare il problema;
- Climi rigidi: in ambienti molto freddi o molto caldi, il fluido di lavoro deve riuscire ad operare senza problemi. In zone con temperatura inferiore a 0°C, l'acqua liquida ghiaccia; nonostante si possano aggiungere ad essa additivi per abbassare il punto di solidificazione, si ottiene comunque un deterioramento delle capacità di scambio termico. D'altra parte, i refrigeranti presentano temperature di solidificazione inferiori ai -100°C, adattandosi ai climi rigidi;
- Compatibilità ambientale: i nuovi refrigeranti usati tendono sempre più a ridurre il loro impatto ambientale, aspetto essenziale in caso di un loro rilascio nell'atmosfera. Mantenendo inalterate le proprietà termiche, si cerca di ridurre tutta una serie di parametri di carattere ambientale, quali il "global warming potential", l'"ozone depletion potential" e la vita atmosferica.

Capitolo 4

Esempi di MVCS in letteratura

4.1 Introduzione

A partire dagli anni 2000, lo sviluppo degli studi in materia di refrigerazione a compressione di vapore per componentistica elettronica è diventato, in misura sempre maggiore, oggetto di lavoro da parte di molteplici personalità accademiche e di ricercatori appartenenti al mondo industriale [7]. Tramite la pubblicazione di articoli e loro esposizione a conferenze di livello mondiale, essi hanno contribuito ad incrementare le conoscenze e le esperienze sui MVCS.

4.2 Maveety et al. [8]

Maveety *et al.* [8] costruirono un sistema miniaturizzato di refrigerazione per un'unità rack 2U, utilizzando R134a come fluido di lavoro. L'apparato di prova, raffigurato in figura 4.1, era composto da un evaporatore "cold plate" in rame, un compressore rotativo a velocità variabile 24V DC, un tubo capillare e un condensatore a microcanali raffreddato ad aria. Variando la temperatura di evaporazione da 5 a 20°C, si poteva ottenere una capacità frigorifera massima di 130 W e un COP variante fra 2,2 e 5,8.



Figura 4.1: Prototipo di Maveety et al.

4.3 Mongia et al. [9]

Mongia *et al.* [9] svilupparono un sistema di refrigerazione a compressione di vapore ad isobutano per computer portatili, evidenziato nello schema di figura 4.2. Fu utilizzato un modello miniaturizzato di compressore alternativo 12V DC in grado di elaborare portate di 12,5 cm³/s e raffreddato ad aria. Il sistema, capace di asportare fino a 50 W, risultò avere un COP di 2,25, con temperature di evaporazione e di condensazione rispettivamente di 50°C e di 90°C.

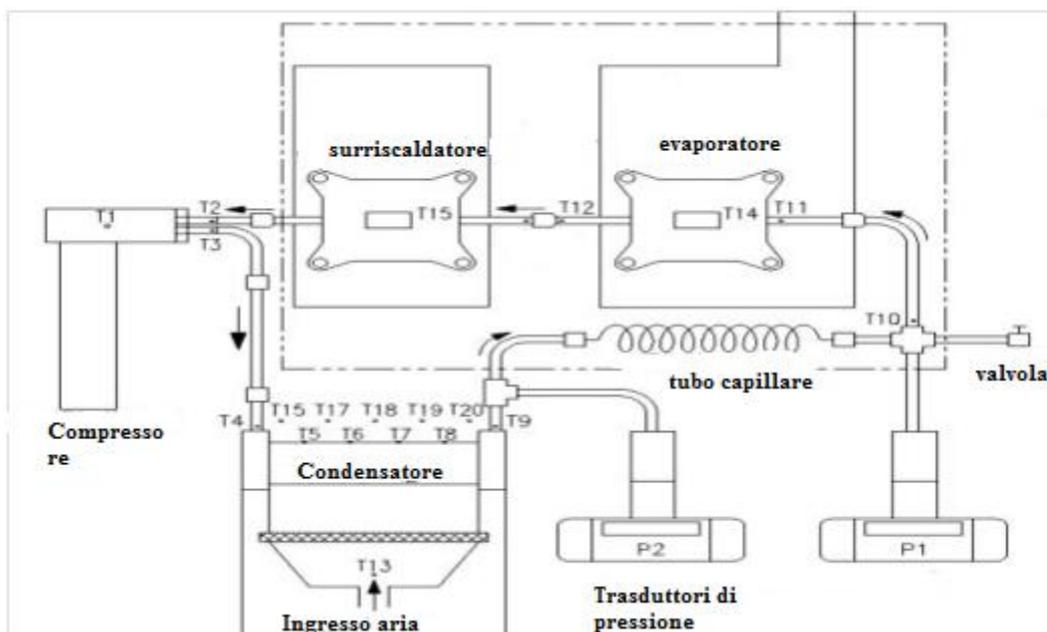


Figura 4.2: Schema del sistema e della strumentazione utilizzata di Mongia e al.

4.4 Trutassanawin et al. [10]

Trutassanawin *et al.* [10] studiarono il comportamento di un sistema di refrigerazione miniaturizzato per la componentistica elettronica. Nel loro apparato sperimentale, rappresentato in figura 4.3, utilizzarono un compressore ermetico rotativo a R134a, capace di garantire una potenza termica all'evaporatore compresa fra 75 W e 140 W e un COP fra 1,13 e 1,35, assorbendo una potenza massima di circa 103 W. Le prove sperimentali furono condotte variando i seguenti parametri: temperatura di evaporazione fra 10 e 20°C, surriscaldamento del fluido in uscita evaporatore fra 3 e 8°C, temperatura di condensazione fra 40 e 60°C e sottoraffreddamento in uscita al condensatore fra 3 e 10°C. Come risultato di questo studio, essi ottennero una stima della totale resistenza termica calcolata fra il chip e l'aria ambiente usata al condensatore, con valore fra 0,04 e 0,18 °C m² W⁻¹. Il flusso termico specifico sostenuto dal

sistema si trovò variabile fra 36 e 76 W cm⁻². Infine, gli stessi autori evidenziarono la necessità di ottimizzare i loro componenti al fine di garantire efficienze e affidabilità più elevate.

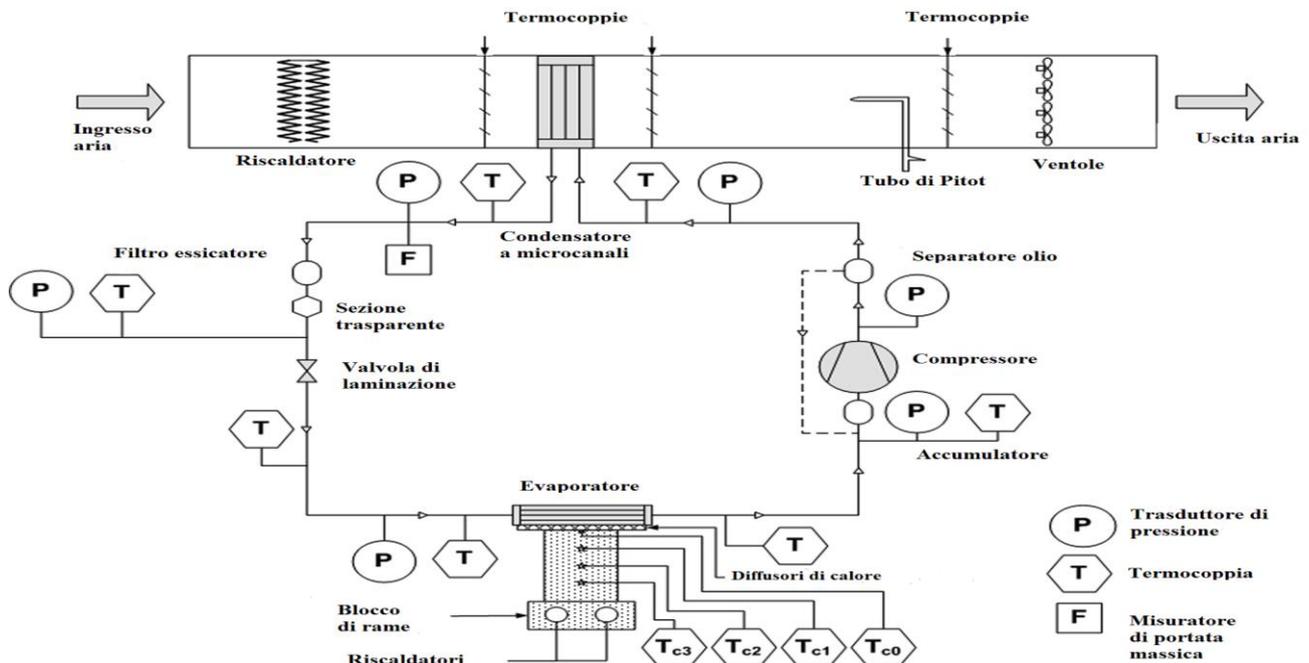


Figura 4.3: Schema dell'apparato sperimentale studiato da Trutassanawin et al.

4.5 Nnanna et al. [11]

Nnanna *et al.* [11] analizzarono la risposta transitoria di un sistema refrigerante a compressione di vapore a seguito di rapide variazioni di carichi termici elevati, simulando il comportamento di chip e computer. L'evaporatore consisteva in una bobina a quattro passaggi (diametro interno 8 mm, diametro esterno 10 mm) montata su un blocco di alluminio 152,4 × 88,9 × 19,1 mm. La capacità di raffreddamento investigata nell'esperimento fu variata fra 152 e 606 W. I risultati evidenziarono come questo sistema a compressione di vapore fosse in grado di mantenere la temperatura di giunzione della simulata componentistica elettronica al di sotto del valore usualmente ottenuto tramite l'utilizzo di un sistema di raffreddamento ad aria.

4.6 Rao et al. [12]

Rao *et al.* [12] descrissero, nel loro articolo, una serie di esperimenti al fine di dimostrare la fattibilità di un sistema miniaturizzato di refrigerazione per il raffreddamento di una CPU

"quad core". L'utilizzo di sistemi "multi-core", in cui le operazioni computazionali sono suddivise fra i diversi microprocessori, permette una minore densità superficiale di generazione di calore, consentendo un incremento della velocità di lavoro e di efficienza. Tale sistema era composto da un compressore a R-12 (con potenza assorbita di 70 W), un condensatore raffreddato ad aria e da un tubo capillare. L'evaporatore era composto da quattro parti connesse in serie, ciascuna delle quali asportava la potenza termica proveniente da un corrispondente blocco di alluminio riscaldato, atto a simulare la componente elettronica. Il sistema fu capace di asportare alcune potenze termiche imposte, pari rispettivamente a 120, 150 e 180 W. Tuttavia, il tempo impiegato per poter raggiungere una distribuzione uniforme di temperatura lungo i blocchi di alluminio risultò di circa 1h. Il COP si trovò variante in un range compreso fra 0,32 e 0,58: tali valori furono ottenuti, rispettivamente, per potenze asportate di 120 e 180 W.

4.7 Wu e Du [13]

Wu e Du [13] studiarono la realizzazione di un sistema miniaturizzato di refrigerazione a compressione di vapore per componentistica elettronica. L'apparato sperimentale, operante con R134a, era composto da un compressore commerciale di diametro pari a 58 mm, un tubo capillare, un condensatore in alluminio a microcanali ed un evaporatore "cold plate", anch'esso a microcanali. La capacità di raffreddamento di progetto era di 200 W, con temperatura di evaporazione di 20°C, temperatura di condensazione di 45°C e con una potenza termica rilasciata al condensatore pari a 260 W. Tramite queste specifiche, essi ottimizzarono il sistema in termini di: carica di refrigerante, velocità di rotazione del compressore e lunghezza del tubo capillare, riuscendo a mantenere una temperatura di parete all'evaporatore pari a 60°C per diverse ore.

4.8 Davies et al. [14]

Davies *et al* [14] condussero un'analisi sulla progettazione e realizzazione di un compressore "oil-free" a scala ridotta per i MVCS. Tramite modellizzazione del componente, operante secondo il principio dell'induzione magnetica, essi studiarono il moto del pistone e le variazioni di temperatura, pressione e flussi di massa generati dallo stesso. Uno studio dettagliato delle forze agenti nel sistema ha rilevato la necessità di miglioramenti del compressore ai fini di ridurre le differenze di pressione nelle diverse fasi di lavoro. Queste difformità, presenti fra il cilindro e il contenitore dell'azionamento del motore, possono dare origine a perdite di portata elaborata, causando un'inefficienza del compressore.

4.9 Liang et al. [15]

In seguito, Liang *et al* [15] svilupparono alcuni studi sulla progettazione di un compressore lineare a induzione magnetica, con corsa massima di 14 mm, diametro del pistone pari a 19 mm e operante con R134a.

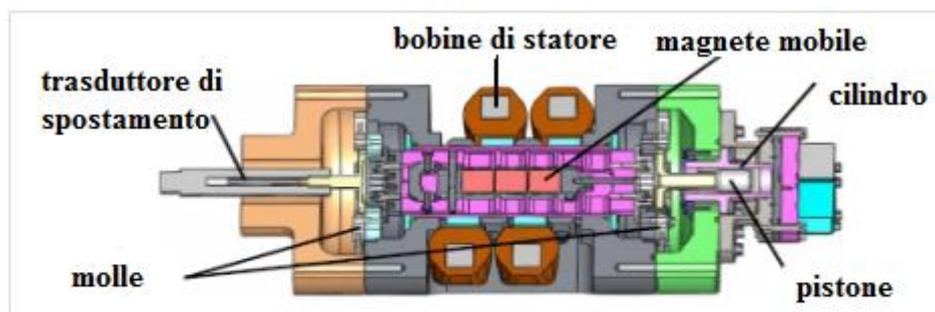


Figura 4.4: Configurazione del compressore lineare ad induzione magnetica

Questo prototipo, rappresentato in figura 4.4, fu inserito all'interno di un apparato sperimentale al fine di misurare le performance del compressore stesso, nonché il COP dell'intero sistema di refrigerazione. Durante i test, vennero fatti variare i seguenti parametri: corsa del compressore fra 11 e 13 mm, salto di pressione da fornire al fluido, temperatura di evaporazione fra 6°C e 21°C, il tutto mantenendo costante la temperatura di uscita al condensatore pari a 50°C. I risultati mostrarono un COP variante fra 1,7 e 3,2; quest'ultimo valore si ottenne per una capacità di raffreddamento di 384 W, una temperatura di evaporazione di 20°C ed una temperatura di condensazione pari a 54°C.

4.10 Yuan et al. [16]

Fra gli studi più recenti inerenti ai MVCS, operanti per finalità non strettamente legate al raffreddamento di componentistica elettronica, Yuan *et al* [16] hanno sviluppato un sistema miniaturizzato portatile per la refrigerazione della persona, nel caso in cui quest'ultima si trovi a lavorare in condizioni ambientali estreme. Tale apparato risulta composto da un circuito ad acqua liquida e da un ciclo a compressione di vapore a R134. Quest'ultimo, a sua volta, risultò composto da un mini compressore rotativo, un condensatore compatto a microcanali, una valvola di espansione elettronica ed un evaporatore ad alette piano con microcanali. L'intero sistema viene alimentato da una batteria al litio, garantendo un'autonomia di circa 2-3 h. Inoltre,

esso raggiunge un peso totale di 5,75 kg, in cui la sola parte operante a compressione di vapore contribuisce per 2,75 kg. Con una temperatura ambiente di 50°C ed una temperatura dell'acqua di 24°C, gli autori riuscirono ad ottenere una capacità di raffreddamento di 250 W ed un COP di 1,62. Inoltre, fu condotta un'ottimizzazione della carica di refrigerante al valore di 120 g, essendo quest'ultima dipendente dal COP di ciclo.

Capitolo 5

Impianto a compressione di vapore in miniatura

5.1 Impianto di prova

Lo studio di tesi inerente al ciclo a compressione di vapore in miniatura è stato sviluppato tramite la realizzazione di un apparato sperimentale di test. Quest'ultimo si trova situato all'interno del Laboratorio di Scambio Termico in Microgeometrie, appartenente al Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova. L'impianto, operante secondo un ciclo inverso a compressione di vapore, è costituito da quattro principali componenti e accessorato con diversi strumenti di misurazione delle grandezze desiderate, al fine di analizzare la performance del sistema, come rappresentato in figura 3.1. Una completa visuale dell'impianto sperimentale si può osservare in figura 3.2, da cui si possono identificare le quattro principali parti costitutive del ciclo inverso a compressione di vapore: l'evaporatore, in cui si realizza l'effetto utile del sistema, il microcompressore, il condensatore e la valvola di laminazione. Un sistema di acquisizione dati permette la loro digitalizzazione su computer.

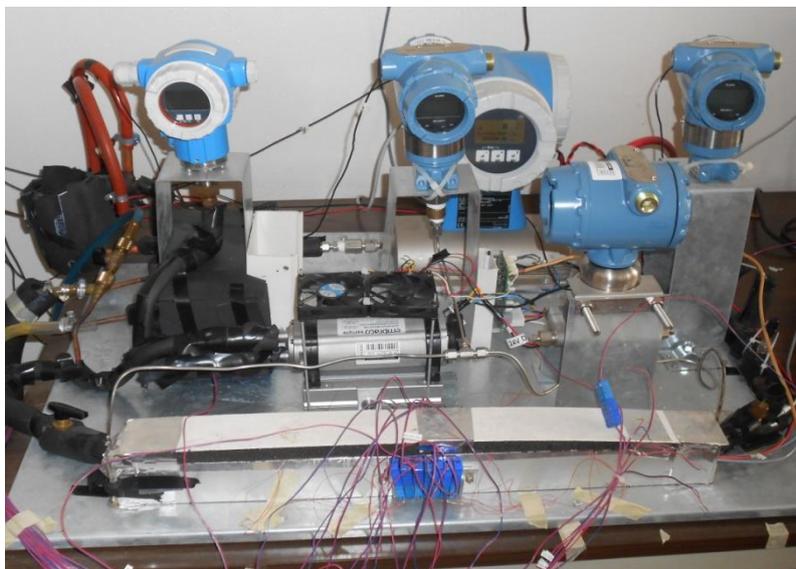


Figura 5.1 Apparato sperimentale

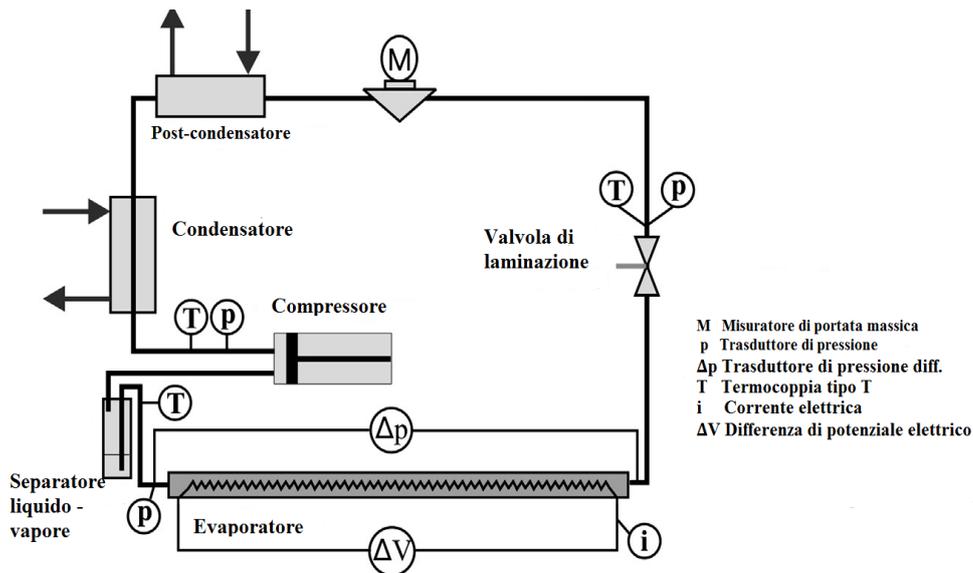


Figura 5.2: Schema dell'impianto sperimentale

5.2 Compressore

Il principale componente che caratterizza, in misura maggiore, la possibilità di miniaturizzazione di un impianto refrigerativo a ciclo inverso a compressione di vapore risulta essere il compressore. Quest'ultimo permette di convertire energia elettrica in energia meccanica, operando un innalzamento della pressione del vapore in uscita all'evaporatore, portandola al valore di regime presente nel condensatore. In questo apparato sperimentale, il prototipo di microcompressore utilizzato è stato fornito dall'azienda brasiliana Embraco, rappresentato in figura 5.3.



Figura 5.3: Microcompressore Embraco

Tale modello è stato progettato per poter operare a medie o alte temperature di evaporazione, indicativamente maggiori di -10°C . Il motore elettrico utilizzato nel componente è di tipo lineare: un attuatore elettromagnetico opera secondo un controllo elettronico, permettendo al motore di controllare il posizionamento del pistone al fine di garantire la capacità refrigerativa desiderata. L'unità di controllo elettronico permette la regolazione del microcompressore tramite software e viene alimentata con voltaggio nominale di 24 V in corrente continua, mantenendo comunque un margine di lavoro nel campo dei 22-28Vdc, limitando la corrente massima assorbita a 10 A. Nel dettaglio, la scheda elettronica consente di alimentare una ventola di raffreddamento del compressore, assorbente potenza massima pari a 13W, due sensori di temperatura e un comando di relè esterno. Al fine di evitare guasti, la temperatura massima di lavoro della scheda elettronica viene fissata a 55°C senza ventilazione esterna; tuttavia, in caso di presenza di quest'ultima con aria avente velocità di 1 m/s, tale limite si innalza a 65°C . Come precedentemente accennato, il raffreddamento del microcompressore viene effettuato tramite una coppia di ventole mandanti aria in convezione forzata. Il posizionamento delle stesse deve avvenire in modo tale per cui il flusso d'aria prodotto giunga perpendicolarmente all'involucro esterno del microcompressore. Il controllo sulla massima temperatura d'involucro viene effettuato da un termistore posto sul lato circolare opposto rispetto a quello avente le tubazioni di mandata e di aspirazione. Questo dispositivo viene collegato all'unità di controllo elettronica e non deve risentire del flusso d'aria di raffreddamento prodotto dalle ventole, al fine di non alterare la misurazione del limite massimo di temperatura consentito dell'involucro. Quest'ultimo viene fissato pari a 85°C in condizioni operative tropicali ed estreme, mentre viene posto a 150°C in condizioni anormali di funzionamento. Nel primo caso, misurata la temperatura di 85°C dal termistore, l'unità di controllo elettronica spegne il microcompressore e quest'ultimo viene rimesso in funzione solo se la temperatura dell'involucro scende al di sotto di 80°C . Nel secondo caso, il limite di 150°C viene denominato temperatura di "cut-off termico" e viene raggiunto quando il microprocessore risulta danneggiato e/o quando l'unità di controllo elettronica non riesce ad attivare le protezioni. In quest'ultima situazione, il "cut-off termico" si presenta come un circuito permanentemente aperto. Esistono dei limiti e dei vincoli anche sulle pressioni presenti nei tratti di aspirazione e di scarico. Nel dettaglio, viene fissato un limite di 29 bar assoluti sulla massima pressione di scarico consentita; inoltre, tale valore deve differire col medesimo presente nel tratto di aspirazione di non più di 20 bar. Tali valori di pressione vengono misurati, nel tratto di aspirazione e nel tratto di mandata, con l'utilizzo di due trasduttori di pressione assoluta, entrambi aventi una precisione di ± 130 Pa. Adiacenti ad essi, vengono poste due termocoppie di tipo T per la misura della temperatura, aventi un'accuratezza di $\pm 0,05$ K. Il campo operativo del microcompressore viene definito da un diagramma indicante i

limiti delle temperature di condensazione e di evaporazione. In figura 3.2 viene rappresentato tale campo operativo.

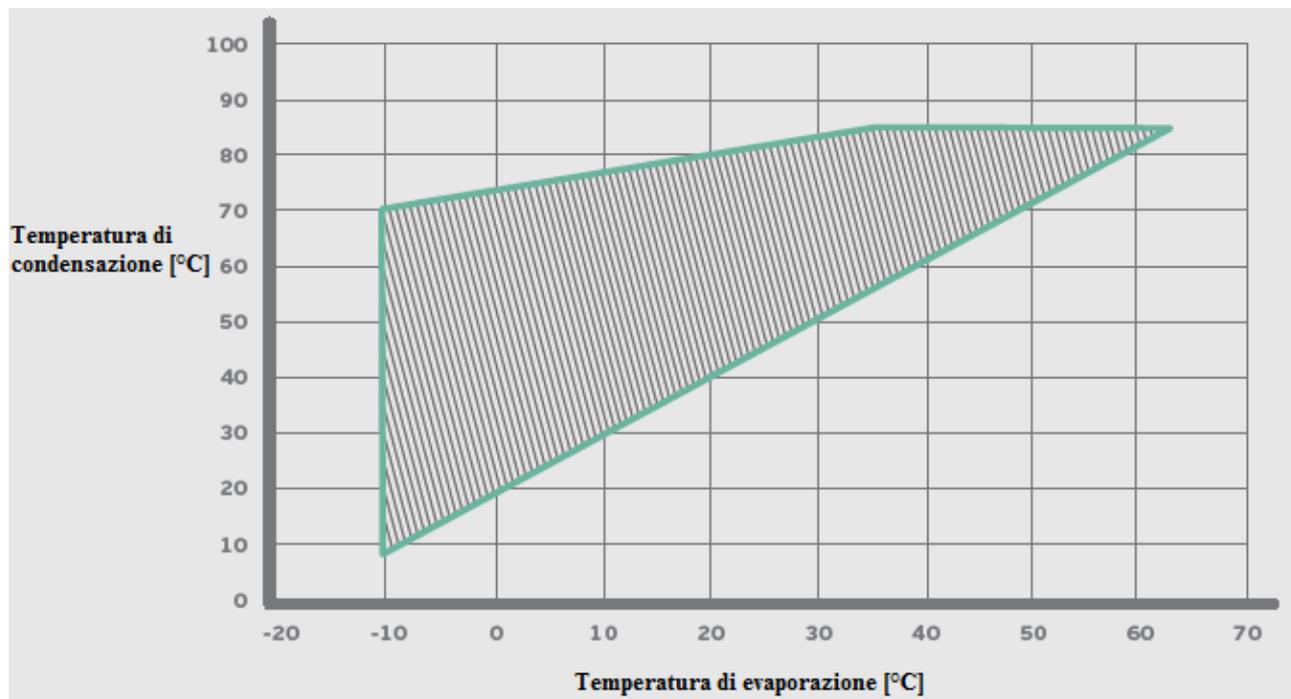


Figura 3.2 Campo operativo del microprocessore lineare

Una delle principali peculiarità del microcompressore Embraco risulta essere quella di non richiedere nessun olio per la lubrificazione. Questo aspetto, oltre ad eliminare le problematiche inerenti al ritorno dell'olio al compressore, permette di posizionare il componente secondo una qualsivoglia orientazione, non dovendo considerare l'effetto gravitazionale. Tutti i componenti del sistema sono stati progettati per operare senz'olio e risultano compatibili con il refrigerante R134a. Conseguentemente, quest'ultimi devono essere sigillati e, se necessario, essiccati per impedire la presenza di umidità, tollerabile solo ad un livello inferiore alle 20 ppm. Infatti, dalla presenza derivante di un'alta concentrazione di condensa, si può giungere alla formazione di ghiaccio che riduce la sezione di passaggio della valvola di laminazione fino ad una sua completa ostruzione.

5.3 Condensatore

Il vapore surriscaldato in uscita al compressione giunge al condensatore ad una fissata pressione di saturazione e, all'interno del componente, esso cede calore ad un pozzo termico, uscendo in condizioni di liquido saturo o sottoraffreddato. Tale pozzo termico può essere costituito da un ambiente esterno a temperatura inferiore di quella di condensazione oppure da un flusso di

raffreddamento, solitamente ad aria od acqua. Il condensatore presente nell'apparato sperimentale è suddiviso in due scambiatori di calore raffreddati ad acqua, il primo dei quali condensa il vapore surriscaldato uscente dal compressore, mentre il secondo lo sottoraffredda. Tali scambiatori sono a tubi coassiali in rame con diametro esterno pari a 12,3 mm e vengono alimentati da due flussi d'acqua. Quest'ultimi sono controllati, indipendentemente, da due bagni termostatici che permettono di fissare la temperatura d'ingresso dell'acqua agli scambiatori. Nel primo condensatore, l'acqua fluisce nel tubo interno con il refrigerante che scorre nell'intercapedine esterna, mentre, nel secondo componente, i flussi sono invertiti, con il fluido di lavoro che scorre all'interno. Tramite quest'ultima procedura, si può controllare la temperatura di sottoraffreddamento all'uscita del secondo scambiatore, nonché fissare le desiderate condizioni di test all'ingresso dell'evaporatore.

5.4 Misuratore di portata massica

Il misuratore di portata ad Effetto Coriolis permette di misurare il valore della portata massica del fluido sottoraffreddato in uscita al condensatore in [kg/h]. All'interno dello strumento è posizionato un tubo formante un avvallamento entro cui scorre il fluido. Tale tubazione di misura viene posta in oscillazione da un eccitatore: nel caso in cui si abbia liquido fermo, il tubo oscilla uniformemente e tale valore di oscillazione viene rilevato da determinati sensori. Nel caso in cui il liquido inizi a fluire lungo la tubazione, si sviluppano componenti torsionali che vanno a sovrapporsi al moto oscillatorio iniziale, risultanti dell'inerzia del fluido. A causa dell'Effetto Coriolis, le sezioni di ingresso e di uscita del tubo di misura attraversato dal fluido oscillano contemporaneamente in direzioni diverse; determinati sensori rilevano questo moto della tubazione in termini di tempo e di spazio. Questo fenomeno, conosciuto come variazione di fase, permette una misura diretta della portata di liquido fluente. Tanto maggiore risulta essere la velocità di deflusso e, quindi, la portata totale, tanto maggiore risulta essere la deflessione del tubo. Oltre alla portata massica fluente, il misuratore Coriolis permette di misurare, contemporaneamente, anche il valore di densità del liquido. Al fine di ottenere ciò, i sensori rilevano anche la frequenza di oscillazione del tubo di misura, ossia quante volte oscilla quest'ultimo nell'arco di 1 s. Tale frequenza è inversamente proporzionale alla densità del fluido. Nell'impianto sperimentale viene utilizzato il modello Proline Promass 83A della Endress-Hauser di figura 3.3, avente le seguenti caratteristiche:

- Diametro nominale: 1 mm (DN1);
- Portata minima misurabile: $0,5 \text{ kg h}^{-1}$;
- Portata massima misurabile: 20 kg h^{-1} ;
- Perdite di carico a portata massima: 1,917 bar;

- Velocità massima del fluido all'interno dello strumento: $4,843 \text{ m s}^{-1}$;
- Errore di misura della portata di massa: $\pm 0,1\%$ della lettura.



Figura 3.3 Misuratore di portata massica Proline Promass 83A, Endress-Hauser

5.5 Valvola di laminazione

Il fluido, uscente dal misuratore di portata massica, viene condotto attraverso la valvola di laminazione. In tale componente d'impianto, avviene un'espansione con entalpia all'ingresso uguale all'entalpia all'uscita che permette di ridurre i valori di temperatura e pressione del liquido sottoraffreddato, portandolo in condizioni di miscela bifase. Inoltre, si riesce al contempo ad operare un controllo sulla portata fluente a valle dell'impianto. Nell'apparato sperimentale è stata utilizzata una valvola micrometrica ad azionamento manuale della Hoke Incorporated, serie 1300 Milli-Mite [®], 1335 G4Y. Quest'ultima si adatta molto bene per regolazioni di precisione di piccole portate di gas o vapore. All'ingresso della valvola dell'apparato sperimentale vengono misurati i valori di pressione e temperatura del liquido sottoraffreddato tramite l'ausilio, rispettivamente, di un trasduttore di pressione assoluta e una termocoppia tipo T.

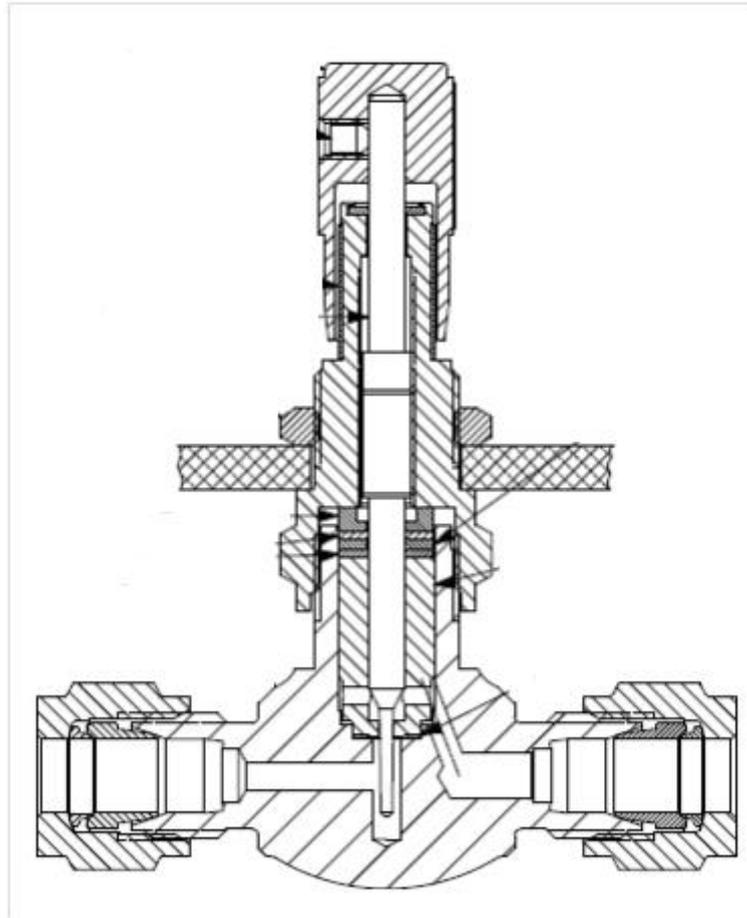


Figura 3.3 Sezione di una valvola di laminazione serie 1300 Milli-Mite [®], 1335 G4Y della Hoke Incorporated utilizzata nell'apparato sperimentale

5.6 Evaporatore

In un ciclo inverso a compressione di vapore per refrigerazione, l'effetto utile, ai fini del calcolo della performance del sistema, si realizza nell'evaporatore. All'interno di quest'ultimo il fluido, entrando in condizioni di miscela saturo e uscente come vapore saturo secco o surriscaldato, vaporizza completamente a valori di temperatura e pressioni costanti, asportando calore dalla sorgente termica. Un refrigerante con alto calore latente di vaporizzazione permette di avere nell'impianto, a parità di carico termico da smaltire, una minor portata in massa fluente. L'evaporatore utilizzato nell'apparato sperimentale è a tipologia "cold plate". Esso è stato ottenuto da una piastra di rame avente le seguenti dimensioni: 400 mm di lunghezza, 20 mm di larghezza e spessore 10 mm. Nel lato superiore della piastra sono state ricavate, per fresatura, tre guide entro cui è stato saldato un tubo, avente diametro interno pari a 2 mm, diametro esterno 3,3 mm, per una lunghezza totale di 1,2 m. Nel lato inferiore della stessa, invece, sono state realizzate altre due

guide, al fine di contenere un filo resistivo in nichel-cromo. Quest'ultimo permette di simulare il carico termico da asportare, essendo collegato con un alimentatore fornente corrente continua. Il valore della potenza elettrica assorbita dal filo resistivo si ottiene indirettamente tramite una resistenza di riferimento "shunt" e la misura dell'effettiva differenza di potenziale ai capi del filamento. Ai lati della piastra in rame, sono state effettuate quindici fori (otto da un lato, sette dall'altro) di diametro 1,5 mm, profondi 10 mm e aventi passo 25 mm, al fine di inserire negli stessi altrettante termocoppie di tipo T. Lo scopo di questa operazione è stato quello di poter misurare la temperatura, con passo di 25 mm, lungo una linea ideale passante per il centro della sezione di passaggio rettangolare della piastra, dall'ingresso verso l'uscita. Infine, un trasduttore di pressione differenziale, con precisione pari a ± 25 Pa, viene utilizzato per misurare la caduta di pressione nell'evaporatore durante il processo di vaporizzazione.

5.7 Separatore di liquido

In uscita all'evaporatore e in parallelo al tubo di aspirazione, viene posizionato un separatore di liquido. Quest'ultimo consiste in un piccolo recipiente cilindrico con la funzione di contenere l'eventuale eccesso di refrigerante liquido non evaporato e prevenire l'immissione del medesimo al compressore, evitandone la rottura. Avvenuta la separazione, il refrigerante in fase vapore viene fatto fuoriuscire dall'alto, mentre la fase liquida viene raccolta nella parte inferiore.

5.8 Bagno termostatico

L'acqua di raffreddamento, utilizzata in ciascuno dei due condensatori, viene fornita da una coppia di bagni termostatici indipendenti.

- Lauda Ecoline RE104 con circolatore E100, alimentante il post condensatore, con le seguenti proprietà:
 - ✓ Intervallo di temperatura operativa: tra -15°C a 150°C ;
 - ✓ Incertezza sulla temperatura dell'acqua trattata: $\pm 0,02$ K;
 - ✓ Potenza massima di riscaldamento: 1,3 kW;
 - ✓ Potenza massima di raffreddamento: 0,2 kW;
 - ✓ Incremento di pressione massimo vinto dalla pompa: 0,55 bar;
 - ✓ Volume del bagno: 4 litri.
- Lauda Proline RP1845 con circolatore Lauda Master, alimentante il condensatore, con le seguenti proprietà:
 - ✓ Intervallo di temperatura operativa: tra -45°C a 200°C ;

- ✓ Incertezza sulla temperatura dell'acqua trattata: $\pm 0,01$ K;
- ✓ Potenza massima di riscaldamento: 3,5 kW;
- ✓ Potenza massima di raffreddamento: 1,6 kW;
- ✓ Incremento di pressione massimo vinto dalla pompa: 0,7 bar;
- ✓ Volume del bagno: 19 litri.

5.9 Ice Point Reference

Ciascuna termocoppia dell'impianto presenta due estremità: una di queste viene posizionata nel punto in cui si vuole conoscere il valore di temperatura, la seconda viene collegata ad un sistema che garantisce una temperatura di riferimento stabile. In questo apparato sperimentale viene utilizzato un "ice point reference" modello K170 fornito dalla KAYE che permette di fissare un riferimento, avente le seguenti specifiche:

- Temperatura di riferimento: 0°C ;
- Dimensioni: 483 mm x 273 mm x 273 mm;
- Errore sulla temperatura totale: $\pm 0,05^{\circ}\text{C}$;
- Stabilità: $\pm 0,02^{\circ}\text{C}$;
- Temperatura ambiente di lavoro: da 5°C a 40°C .

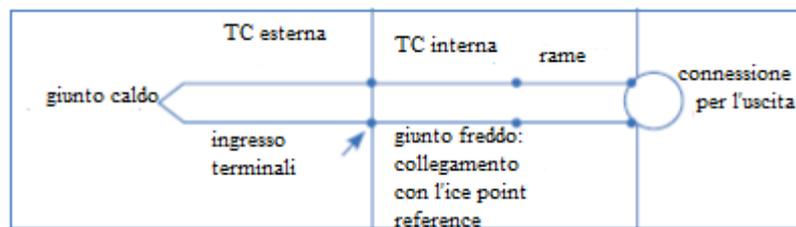


Figura 3.4 Circuito di collegamento delle termocoppie all'ice point reference della Kaye modello K170

5.10 Trasduttori di pressione

Nell'apparato sperimentale sono presenti tre trasduttori di pressione assoluta (due forniti dalla Rosemount Serie 305, un terzo dalla Endress-Hauser modello Cerabar S PMC71) e un trasduttore di pressione relativa (fornito dalla Rosemount, Serie 3051S). I due trasduttori di pressione assoluta della Rosemount sono posizionati all'ingresso della valvola di laminazione e all'uscita dell'evaporatore, mentre il misuratore della Endress-Hauser viene posto all'uscita del compressore; l'incertezza sulla misura di pressione assoluta, per i tre strumenti, risulta essere di ± 130 Pa. Infine, il trasduttore di pressione differenziale rileva la caduta di pressione fra l'ingresso e l'uscita dell'evaporatore, con incertezza di ± 25 Pa.



Figura 3.5 Trasduttore di pressione assoluta Rosemount Serie 3051

5.11 Potenza elettrica

La potenza elettrica fornita all'evaporatore viene trasmessa attraverso un filo resistivo posto in contatto con una faccia del componente. Tale potenza viene valutata tramite la misura di due differenze di potenziale: una prima fornisce il valore effettivo della tensione ai capi del filo resistivo posto all'interno dell'evaporatore, mentre la seconda misura la tensione ai capi di una resistenza di riferimento (shunt), posta in serie al circuito e avente valore pari a $0,0993 \Omega \pm 0,03\%$. Nota quest'ultima differenza di potenziale, si può calcolare la corrente circolante nel circuito e, di conseguenza, la potenza elettrica fornita all'evaporatore, fornita con un'incertezza pari a $\pm 0,13\%$.

Capitolo 6

Analisi sui dati acquisiti

6.1 Introduzione

L'apparato sperimentale, descritto in ogni sua parte nel capitolo precedente, viene, in questa sezione, studiato tramite l'ausilio di alcune formule matematiche che caratterizzano il comportamento di ciascun componente. Le equazioni presentate nel paragrafo 3.2 sono qui riproposte e descritte singolarmente, permettendo un'analisi completa dei dati sperimentalmente ricavati. All'evaporatore, la generazione di calore da parte della componentistica elettronica è simulata imponendo un flusso termico, quest'ultimo prodotto da una resistenza elettrica che dissipa calore per Effetto Joule. Dalla misura della tensione ai capi della resistenza di riferimento (shunt) si ricava direttamente il valore della grandezza I_{ev} , mentre dal misuratore di tensione ai capi del filo resistivo si ottiene la V_{ev} . Conseguentemente, la potenza P_{ev} fornita all'evaporatore viene ricavata dalla formula [6.1]:

$$P_{el,ev} = V_{ev} \cdot I_{ev} \quad [6.1]$$

Nell'equazione [6.2], la capacità refrigerativa Q_{ev} dell'apparato sperimentale è calcolata moltiplicando la portata massica di refrigerante \dot{m} con la differenza di entalpia specifica fra uscita e ingresso dell'evaporatore, contrassegnate rispettivamente dai simboli $h_{out,ev}$ e $h_{in,ev}$. Dalla misurazione della temperatura e della pressione del fluido di lavoro all'uscita dell'evaporatore si ottiene il corrispondente valore di entalpia del vapore surriscaldato, calcolato tramite l'utilizzo del software Refprop 9.1 [17]. In entrata all'evaporatore, l'entalpia viene assunta di valore uguale alla stessa calcolata all'ingresso della valvola di laminazione. Infatti, in quest'ultimo componente, si ipotizza una trasformazione termodinamica adiabatica con entalpia all'ingresso uguale all'entalpia all'uscita.

$$Q_{ev} = \dot{m} \cdot (h_{out,ev} - h_{in,ev}) \quad [6.2]$$

Il bilancio energetico all'evaporatore viene valutato, in termini percentuali, come rapporto fra la differenza $Q_{ev} - P_{el,ev}$ e la sola $P_{el,ev}$ [6.3].

$$DEV = \frac{Q_{ev} - P_{el,ev}}{P_{el,ev}} \cdot 100 \quad [6.3]$$

Nella pratica, il processo di vaporizzazione del refrigerante all'interno dell'evaporatore non risulta essere perfettamente isobaro, infatti la caduta di pressione varia tra 0,12 e 0,41 bar. Misurando sia il valore di pressione assoluta all'uscita dell'evaporatore sia la caduta di pressione ai capi dell'evaporatore, si può calcolare la pressione assoluta del refrigerante all'ingresso [6.4].

$$p_{in,ev} = p_{out,ev} + \Delta p \quad [6.4]$$

Dalla [6.4] si può giungere alla valutazione del titolo di vapore in ingresso all'evaporatore, espresso nell'equazione [6.5]. Riferendosi alla pressione di saturazione all'ingresso, tramite l'ausilio di Refprop 9.1, si può conoscere l'entalpia $h_{l|p_{ev}}$ del liquido saturo a tale pressione; inoltre, data quest'ultima, si ottiene anche il corrispondente valore del calore latente di vaporizzazione, $r_{|p_{ev}}$.

$$x_{in,ev} = \frac{h_{in,ev} - h_{l|p_{ev}}}{r_{|p_{ev}}} \quad [6.5]$$

Il microcompressore dell'apparato sperimentale opera, in ogni condizione di test, a corsa costante, incrementando la pressione del vapore surriscaldato in uscita dall'evaporatore. Il rapporto di pressione p_r , definito in [6.6] come rapporto fra la pressione di scarico e quella di aspirazione, risulta essere un parametro fondamentale nell'analisi di performance.

$$p_r = \frac{p_{in,cond}}{p_{out,ev}} \quad [6.6]$$

Durante i test, tale prototipo di compressore viene raffreddato da una coppia di ventole che consentono all'involucro esterno di non surriscaldarsi e di poter mantenere una condizione di lavoro ottimale. Il sistema dei raffreddamento influisce, tuttavia, sulla temperatura di scarico del vapore, abbassando quest'ultima. Per questo motivo non è possibile considerare il processo di compressione come una trasformazione completamente adiabatica. In seguito a tali considerazioni, non sarà

possibile calcolare alcun rendimento del componente inerente a processi termodinamici ed elettromeccanici. In definitiva, la potenza alimentante il microcompressore e il suo relativo sistema di raffreddamento sarà la totale potenza elettrica $P_{el,comp}$ trasmessa alla scheda elettronica di controllo [6.7].

$$P_{el,comp} = V_{comp} \cdot I_{comp} \quad [6.7]$$

Esposte le precedenti grandezze, si giunge alla definizione del COP complessivo del sistema [6.8]. Tale parametro indicante la performance del sistema è il rapporto fra l'effetto utile di ciclo e la relativa spesa utilizzata per ottenerlo, quest'ultima definita in [6.7].

$$COP = \frac{Q_{ev}}{P_{el,comp}} \quad [6.8]$$

6.2 Analisi dell'incertezza

Una misura indiretta si ottiene quando il valore della grandezza analizzata non è misurata tramite un confronto diretto con un valore di riferimento ad esso omogeneo, ma è determinato tramite misurazioni dirette di altre grandezze, legate alla prima attraverso una funzione f [6.9].

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_p) \quad [6.9]$$

La misura diretta di ciascuna delle grandezze x_i è caratterizzata da una propria incertezza, e l'incertezza associata alla misura y è calcolabile per via indiretta come combinazione di tali incertezze [18]. Quando le grandezze in ingresso sono tutte indipendenti fra di loro (non correlate), l'incertezza di tipo combinata sulla misura y risulta essere la radice quadrata della somma dei quadrati delle incertezze tipo delle N grandezze x_i [6.10].

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i}\right)^2 \cdot u^2(x_i)} \quad [6.10]$$

Le derivate parziali della funzione f rispetto alle grandezze x_i sono denominate indici di sensibilità e devono essere calcolabili per ciascuna grandezza di ingresso.

6.3 Calcolo dell'incertezza sulle grandezze relative all'impianto

Durante i test effettuati sull'apparato sperimentale, sono stati utilizzati strumenti di misura per la valutazione della temperatura, della pressione e della portata di massa. Le termocoppie di tipo T consentono una valutazione della temperatura con precisione di $\pm 0,05$ K nei diversi tratti dell'impianto, nonché lungo tutta la parete dell'evaporatore. Per la misurazione della pressione assoluta sono stati utilizzati tre trasduttori, con precisione di ± 130 Pa. Questi ultimi sono stati posizionati, rispettivamente, nella tubazione di aspirazione, nella tubazione di scarico all'ingresso della valvola di laminazione. Inoltre, si è utilizzato un trasduttore di pressione differenziale, con precisione di ± 25 Pa, per la misurazione della caduta di pressione durante il processo di vaporizzazione nell'evaporatore. Il valore della portata massica veniva valutato, in fase liquida, tramite un misuratore ad Effetto Coriolis posto a valle del condensatore, avente una precisione pari allo $\pm 0,1\%$ della lettura. L'incertezza sull'entalpia specifica viene posta pari al $\pm 1\%$ del valore stimato della medesima tramite l'ausilio del software Refprop 9.1 [17], in cui viene calcolata a partire dai valori di pressione e temperatura. La potenza elettrica fornita sia al compressore che all'evaporatore, avente un'incertezza pari al $\pm 0,13\%$ della lettura, viene derivata direttamente dai valori di tensione e di corrente visualizzati sul display. Date queste considerazioni, si possono determinare i valori di incertezza sul titolo di ingresso all'evaporatore, sulla capacità refrigerativa dello stesso e sul COP dell'impianto. Essendo le equazioni [6.2], [6.5] e [6.8] del tipo [6.9], si arriva ad ottenere un valore di incertezza di tipo combinato sulla grandezza y tramite la relazione [6.10]. In tabella 6.1 vengono elencati i valori di precisione dei diversi strumenti di misura, le incertezze tipo delle grandezze indipendenti e le medesime di tipo combinato per le grandezze derivate. Il sistema di acquisizione dati collegato con l'impianto sperimentale permetteva di ottenere una tabulazione in formato Excel delle grandezze misurate. Tramite l'impostazione della frequenza di acquisizione al valore di 1 Hz, nel file Excel si poteva avere una completa visualizzazione dei parametri dell'impianto. In seguito, venivano individuati alcuni punti istantanei stabili e si consideravano le successive 50 acquisizioni al fine di operare un media aritmetica sulle stesse. I valori di media così ottenuti potevano essere inseriti nell'elenco dati per le successive analisi.

Tabella 6.1: Precisione delle strumentazioni usate nell'apparato sperimentale e incertezza dei parametri calcolati

Precisione	
Termocoppia tipo T	$\pm 0,05$ K
Trasduttore di pressione assoluta	± 130 Pa
Trasduttore di pressione differenziale	± 25 Pa
Misuratore della portata massica	$\pm 0,1\%$ della lettura
Incertezza	
Entalpia specifica	$\pm 2,3$ kJ kg ⁻¹
Potenza elettrica	$\pm 0,13\%$ della lettura
Titolo di vapore	$\pm 0,02$
Capacità refrigerativa	$\pm 0,12$ del valore stimato
COP	$\pm 11,6\%$ del valore stimato

Capitolo 7

Risultati sperimentali

7.1 Introduzione

I test per lo studio dell'apparato sperimentale sono stati preceduti da una serie di prove preliminari. In una prima fase, fu controllato il corretto funzionamento di tutti i componenti d'impianto, nonché un adeguato isolamento di ogni tubazione presente utilizzando fluido di lavoro o acqua di raffreddamento. In una seconda fase, l'apparato sperimentale fu testato per la tenuta del vuoto, da cui si ebbe esito positivo. In seguito, l'impianto fu caricato con una certa quantità di R134a, fino a portarsi alla pressione di circa 5,5 bar. Quest'ultima si mantenne sul medesimo valore fino al giorno successivo, garantendo la tenuta in pressione dell'impianto. Un'ulteriore carica fu effettuata dapprima fino alla pressione di 8,5 bar e, a seguito ad alcune prove, fino a circa 9,2 bar. Tutti i test sono stati condotti mantenendo costante la corsa del pistone, con valore pari al 70% della massima consentita. La temperatura di evaporazione fu fatta variare in un range compreso fra 10°C e 30°C, mentre la temperatura rilevata sulla parete dell'evaporatore fu sempre mantenuta al di sotto dei 70°C. Al fine di evitare gocce di liquido nel microcompressore, si fissò un limite minimo di surriscaldamento del vapore in uscita dall'evaporatore, ponendolo pari a 10°C. La variazione sulla temperatura di condensazione, mantenuta all'interno di range compreso fra 25°C e 55°C, fu effettuata regolando la temperatura del flusso dell'acqua di raffreddamento presente nel bagno termostatico alimentante la prima sezione del condensatore. D'altra parte, la regolazione di temperatura dell'acqua di raffreddamento alimentante la seconda sezione del condensatore permetteva di controllare direttamente le condizioni di ingresso del fluido all'evaporatore. Il flusso termico simulante la componentistica elettronica fu imposto gradualmente, variando fra 20W e 45W. La regolazione consentita dalla valvola di laminazione risultò essere un'ulteriore possibilità di variazione della temperatura di evaporazione nel range voluto.

7.2 Analisi di performance

Uno studio iniziale dei risultati sperimentali focalizza l'analisi in merito alla variazione del coefficiente di performance (COP) del sistema, definito in [6.8] come rapporto fra la capacità di raffreddamento realizzata nell'evaporatore e la totale potenza elettrica assorbita dal microcompressore. Il termine, definito nell'equazione [6.6] e denominato rapporto di pressione, dipende dalla differenza di pressione presente fra la condotta di aspirazione e quella di scarico. La presenza di elevati valori di tale rapporto consegue una maggiore potenza elettrica assorbita dal microcompressore e, quindi, un calo del COP, mantenuta costante la temperatura di evaporazione. In tabella 7.1, vengono esposti i dati sperimentali inerenti a tale analisi. Dai dati ricavati dalla seguente tabella, si può osservare graficamente la variazione del COP in funzione del rapporto di pressione p_r , rappresentato in figura 7.1. Si può vedere, a riscontro delle considerazioni precedenti, come a valori elevati del rapporto di pressione si abbia un calo del COP. I punti situati in corrispondenza di valori di COP inferiori a 1 derivano da prove sperimentali iniziali, in cui il fluido, entrante nell'evaporatore, si trovava nella sola fase vapore.

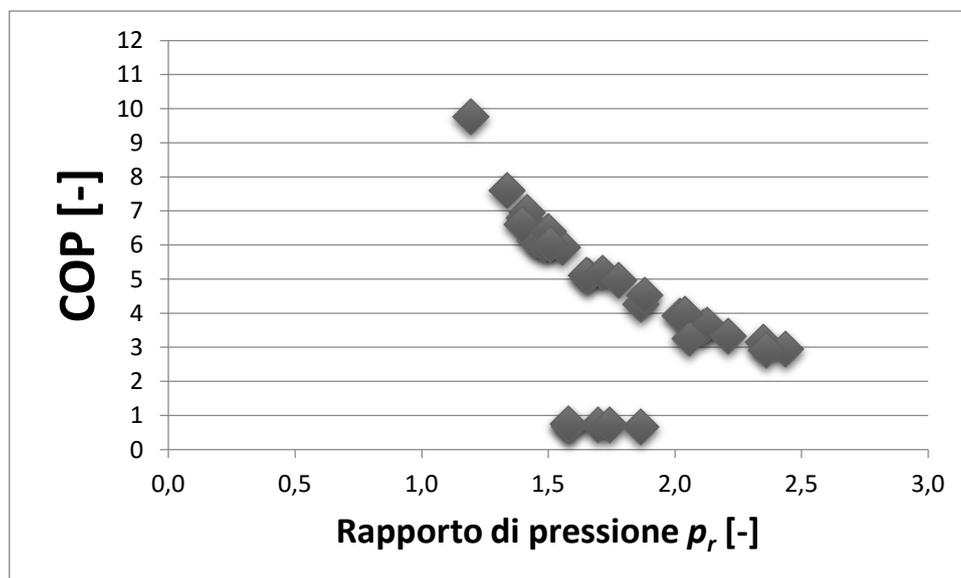


Figura 7.1: COP in funzione del rapporto di pressione p_r

Tabella 7.1: Valori acquisiti durante le prove sperimentali di: temperatura di evaporazione t_{ev} , temperatura di condensazione t_{cond} , pressione all'uscita dell'evaporatore $p_{out,ev}$, pressione di ingresso al condensatore $p_{in,cond}$, rapporto di pressioni p_r , capacità refrigerativa Q_{ev} , potenza elettrica al compressore $P_{el,comp}$, coefficiente di "performance" COP.

t_{ev} [°C]	t_{cond} [°C]	$p_{out,ev}$ [bar]	$p_{in,cond}$ [bar]	p_r [/]	Q_{ev} [W]	$P_{el,comp}$ [W]	COP [/]
13,28	26,96	4,46	7,05	1,58	14,05	20,5	0,686
13,48	27,15	4,49	7,09	1,58	15,38	20,7	0,744
12,34	28,05	4,29	7,28	1,70	17,04	23,4	0,727
10,96	29,49	4,06	7,59	1,87	116,25	27,2	4,273
11,03	29,54	4,07	7,60	1,86	18,49	27,6	0,669
12,68	28,80	4,27	7,44	1,74	20,06	28,1	0,715
25,38	30,71	6,59	7,86	1,19	122,98	12,6	9,753
21,13	31,33	5,70	8,00	1,41	144,29	21,2	6,797
20,02	31,37	5,53	8,01	1,45	130,85	21,3	6,147
19,22	31,37	5,40	8,01	1,48	120,87	20,2	5,983
15,92	31,72	4,87	8,09	1,66	110,46	21,7	5,082
21,57	34,47	5,83	8,74	1,50	123,23	20,2	6,107
14,01	35,85	4,49	9,08	2,02	127,16	32,4	3,930
20,80	36,87	5,66	9,34	1,65	129,16	25,3	5,113
14,20	38,11	4,57	9,66	2,11	110,66	30,9	3,585
14,85	39,02	4,66	9,90	2,13	116,45	31,7	3,673
11,86	39,35	4,25	9,99	2,35	96,82	30,6	3,165
10,46	39,16	4,08	9,94	2,44	83,20	28,2	2,953
14,85	40,63	4,68	10,34	2,21	108,36	32,5	3,330
22,28	39,05	5,78	9,91	1,71	183,76	35,4	5,185
26,57	45,20	6,56	11,66	1,78	211,53	42,5	4,981
21,68	45,17	5,71	11,65	2,04	163,45	41,2	3,970
15,86	44,44	4,84	11,43	2,36	109,59	37,4	2,934
21,95	42,38	5,76	10,83	1,88	171,03	37,6	4,544
27,00	38,34	6,86	9,72	1,42	139,82	20,1	6,949
20,24	30,58	5,60	7,83	1,40	113,69	17,2	6,606
25,13	51,23	6,60	13,59	2,06	73,73	22,6	3,261
28,99	44,27	7,31	11,38	1,56	131,03	22,1	5,936
30,22	44,13	7,56	11,34	1,50	142,57	22,3	6,404
30,53	44,74	7,64	11,52	1,51	134,04	22,3	6,008
32,67	42,73	8,16	10,93	1,34	127,63	16,8	7,594

Un ulteriore parametro che influenza l'andamento del COP del sistema risulta essere la temperatura di evaporazione. Infatti, all'aumentare di quest'ultima aumenta anche la corrispondente pressione di saturazione e si verifica un incremento del COP dell'impianto. Il rapporto di pressione si riduce e il

microcompressore assorbe minor potenza. In figura 7.2 vengono osservate graficamente tali considerazioni.

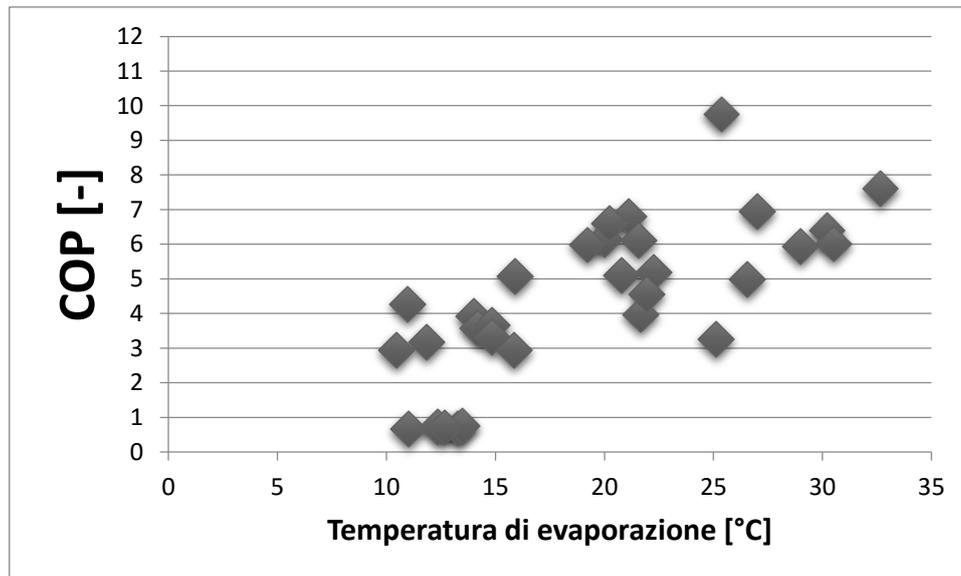


Figura 7.2: COP in funzione della temperatura di evaporazione

7.3 Analisi dell'evaporatore

Nell'evaporatore viene realizzato l'effetto utile del ciclo tramite la vaporizzazione del fluido di lavoro. Il flusso termico viene trasmesso al refrigerante da un filamento resistivo che, attraversato da una corrente elettrica, dissipa calore per Effetto Joule. Il fluido, entrando nel componente con un certo titolo di vapore, vaporizza completamente fino a giungere la condizione di vapore saturo secco e, successivamente, viene surriscaldato allo scopo di evitare gocce di liquido in ingresso al microcompressore. In tabella 7.3 vengono esposti i valori di test delle grandezze inerenti l'evaporatore.

Tabella 7.3: Valori acquisiti durante le prove sperimentali di: pressione di ingresso all'evaporatore $p_{in,ev}$, pressione di uscita all'evaporatore $p_{out,ev}$, caduta di pressione all'evaporatore Δp_{ev} , portata di massa \dot{m} , temperatura di evaporazione t_{ev} , titolo di vapore in ingresso all'evaporatore $x_{in,ev}$, entalpia specifica di ingresso all'evaporatore $h_{in,ev}$, entalpia specifica di uscita all'evaporatore $h_{out,ev}$, capacità refrigerativa Q_{ev} .

$p_{in,ev}$ [bar]	$p_{out,ev}$ [bar]	Δp_{ev} [bar]	\dot{m} [kg/h]	t_{ev} [°C]	$x_{in,ev}$ [/]	$h_{in,ev}$ [kJ/kg]	$h_{out,ev}$ [kJ/kg]	Q_{ev} [W]
4,60	4,46	0,17	1,811	13,28	1,046	414,7	442,7	14,05
4,49	4,49	0,17	1,819	13,48	1,038	413,4	443,8	15,38
4,29	4,29	0,19	1,902	12,34	1,038	412,9	445,1	17,04
4,06	4,06	0,21	1,995	10,96	0,115	236,8	446,5	116,25
4,07	4,07	0,22	2,037	11,03	1,046	413,7	446,3	18,49
4,27	4,27	0,26	2,317	12,68	1,047	414,7	445,9	20,06
6,59	6,59	0,14	2,053	25,38	-0,011	233,1	448,8	122,98
5,70	5,70	0,22	2,399	21,13	0,016	232,1	448,6	144,29
5,53	5,53	0,20	2,194	20,02	0,030	232,9	447,6	130,85
5,40	5,40	0,17	2,024	19,22	0,036	232,9	448,0	120,87
4,87	4,87	0,16	1,839	15,92	0,061	233,0	449,3	110,46
5,83	5,83	0,17	2,172	21,57	0,051	238,8	443,1	123,23
4,49	4,49	0,24	2,254	14,01	0,109	239,5	442,6	127,16
5,66	5,66	0,20	2,369	20,80	0,076	242,5	438,7	129,16
4,57	4,57	0,19	2,023	14,20	0,131	243,8	440,8	110,66
4,66	4,66	0,20	2,148	14,85	0,137	245,9	441,0	116,45
4,25	4,25	0,16	1,773	11,86	0,161	246,6	443,1	96,82
4,08	4,08	0,12	1,506	10,46	0,169	246,5	445,3	83,20
4,68	4,68	0,19	2,040	14,85	0,180	253,9	445,2	108,36
5,78	5,78	0,35	3,124	22,28	0,032	236,5	448,3	183,76
6,56	6,56	0,41	3,897	26,57	0,073	249,6	445,0	211,53
5,71	5,71	0,30	2,964	21,68	0,117	250,9	449,5	163,45
4,84	4,84	0,18	2,006	15,86	0,154	250,4	447,1	109,59
5,76	5,76	0,32	3,056	21,95	0,094	247,2	448,7	171,03
6,86	6,86	0,20	2,663	27,00	0,031	242,9	431,9	139,82
5,60	5,60	0,16	1,974	20,24	-0,014	225,3	432,7	113,69
6,60	6,60	0,08	1,440	25,13	0,131	257,9	442,2	73,73
7,31	7,31	0,16	2,428	28,99	0,060	250,7	445,0	131,03
7,56	7,56	0,18	2,656	30,22	0,051	250,9	444,2	142,57
7,64	7,64	0,18	2,613	30,53	0,095	259,0	443,6	134,04
8,16	8,16	0,15	2,397	32,67	0,040	252,3	444,0	127,63

Nella tabella precedente, sono state evidenziate le perdite di carico lungo tutto il processo di vaporizzazione, in accordo con la [6.4]. Tali perdite, dovute alla forza di attrito agente fra il fluido e la tubazione, risultano essere proporzionali alla velocità e densità del refrigerante all'ingresso

dell'evaporatore. Nelle figure 7.3 e 7.4, vengono rappresentate graficamente le perdite di carico nell'evaporatore in funzione della portata di refrigerante del ciclo, con temperature di evaporazione rispettivamente pari a 15°C e 20°C.

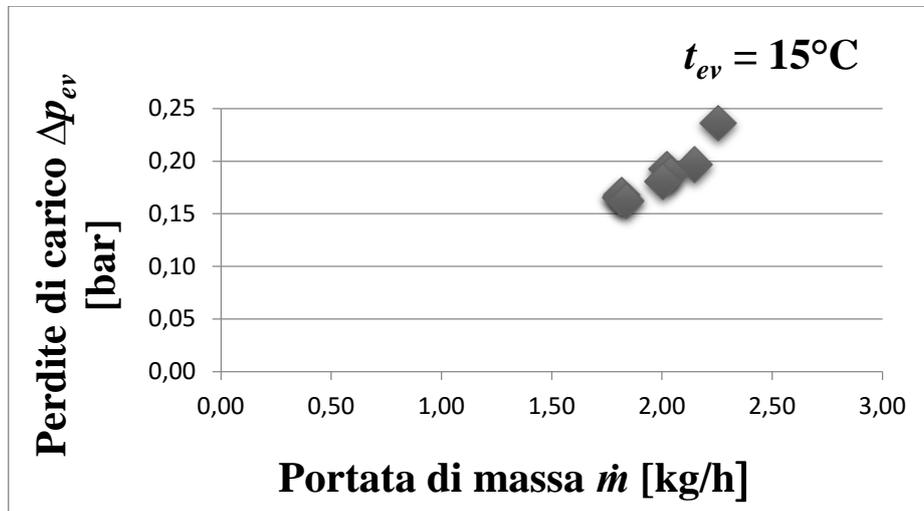


Figura 7.3: Perdite di carico all'evaporatore in funzione della portata di massa di ciclo a $t_{ev} = 15^\circ\text{C}$

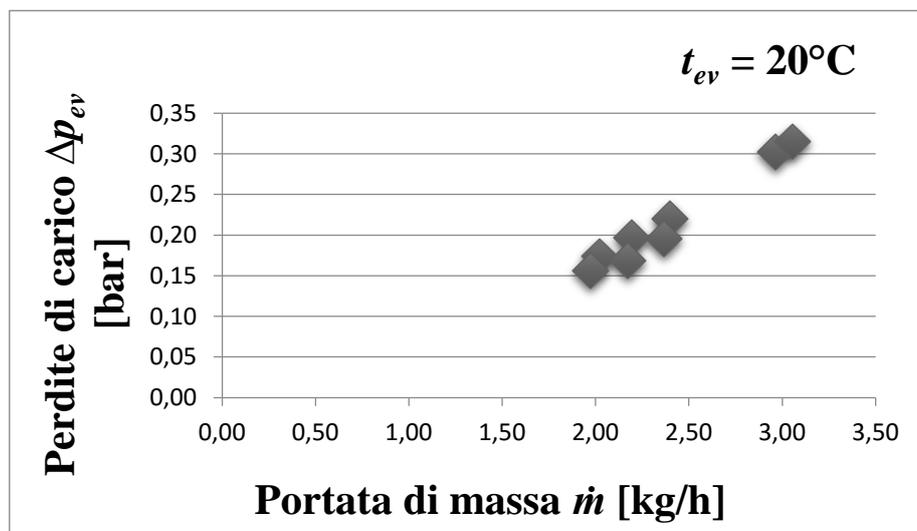


Figura 7.4: Perdite di carico all'evaporatore in funzione della portata di massa a $t_{ev} = 20^\circ\text{C}$

D'altra parte, la portata di massa del refrigerante all'interno del ciclo influenza la capacità di raffreddamento all'evaporatore, come evidenziato dall'equazione [6.2]. In figura 7.5, viene rappresentata graficamente tale relazione per una temperatura di evaporazione pari a 20°C. Si osserva come, all'aumentare della portata di massa circolante, si riscontri un incremento della capacità di raffreddamento del sistema.

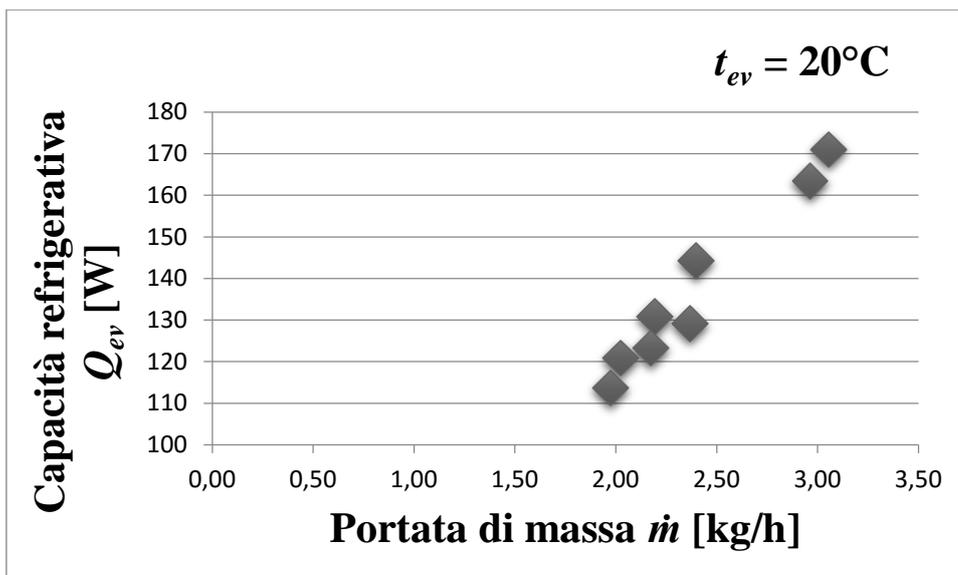


Figura 7.5: Capacità di raffreddamento in funzione della portata di massa a $t_{ev} = 20^\circ\text{C}$

Un ulteriore parametro che influenza il valore della capacità di raffreddamento del sistema risulta essere la temperatura di evaporazione. In tabella 7.4 vengono esposti i dati sperimentali rilevati per temperature di condensazione pari a 30°C e 40°C , mantenuto costante il surriscaldamento in uscita all'evaporatore al valore di 40°C circa.

Tabella 7.4: Valori acquisiti durante le prove sperimentali di: temperatura di condensazione t_{cond} , temperatura in uscita all'evaporatore $t_{out,ev}$, temperatura di evaporazione t_{ev} , surriscaldamento di uscita all'evaporatore Δt_{surr} , titolo di vapore in ingresso all'evaporatore $x_{in,ev}$, capacità refrigerativa Q_{ev} , coefficiente di performance COP.

T_{cond} [°C]	$t_{out,ev}$ [°C]	T_{ev} [°C]	t_{surr} [°C]	$x_{in,ev}$ [/]	Q_{ev} [W]	COP [/]
28,05	54,11	12,34	41,77	1,038	17,04	0,727
28,80	54,89	12,68	42,21	1,047	20,06	0,715
31,33	60,00	21,13	38,87	0,016	144,29	6,797
31,37	58,70	20,02	38,68	0,030	130,85	6,147
31,37	58,88	19,22	39,66	0,036	120,87	5,983
39,35	51,93	11,86	40,07	0,161	96,82	3,165
40,63	54,80	14,85	39,95	0,180	108,36	3,330
39,05	59,80	22,28	37,52	0,032	183,76	5,185
42,38	60,16	21,95	38,21	0,094	171,03	4,544

In figura 7.6 viene rappresentata graficamente la correlazione fra la capacità di raffreddamento realizzata e la temperatura di evaporazione a cui avviene tale effetto utile. Si osserva una diretta

proporzionalità fra le due grandezze, a parità di temperatura di condensazione e di surriscaldamento in uscita all'evaporatore. Questi ultimi due parametri sono stati fissati, nel caso indagato nella figura sottostante, rispettivamente al valore di 30°C e 40°C.

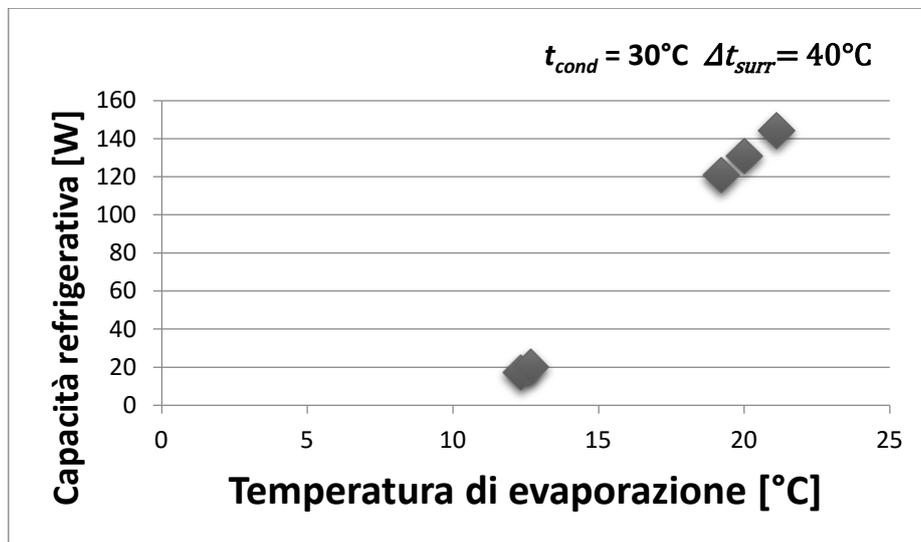


Figura 7.6: Capacità refrigerativa in funzione della temperatura di evaporazione a $p_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$ e $\Delta t_{surr} = 40^{\circ}\text{C}$

Analogamente, come rappresentato in figura 7.7, innalzando la temperatura di condensazione a 40°C con il medesimo valore di surriscaldamento della figura precedente, si evidenzia la diretta proporzionalità fra l'effetto utile del ciclo e la temperatura di evaporazione a cui quest'ultimo viene realizzato.

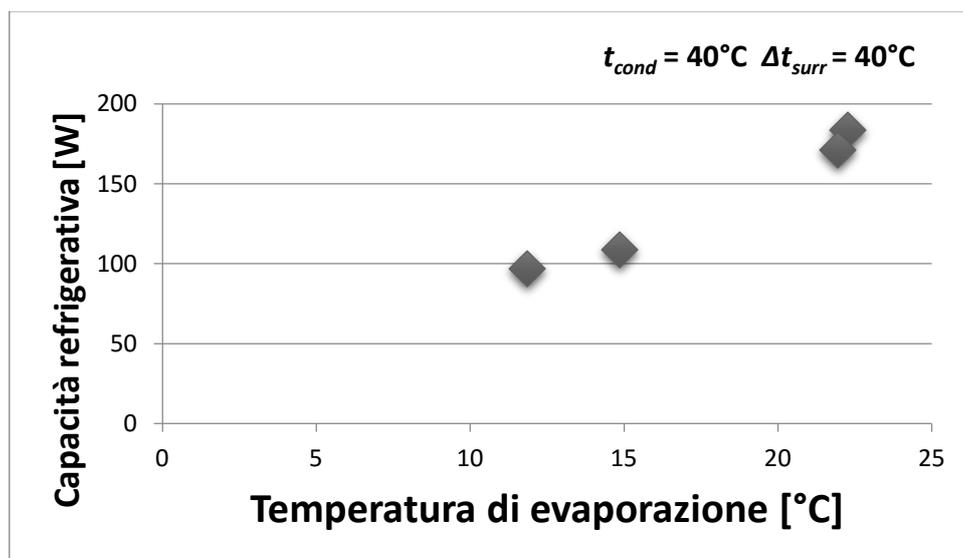


Figura 7.7: Capacità refrigerativa in funzione della temperatura di evaporazione a $p_{cond} = 40^{\circ}\text{C}$ e $\Delta t_{surr} = 40^{\circ}\text{C}$

Infine, nelle figure 7.8 e 7.9, viene rappresentato graficamente il COP di ciclo in relazione alla temperatura di evaporazione. Si nota come tale relazione abbia un andamento simile allo stesso osservato, rispettivamente, nelle figure 7.6 e 7.7, a parità di temperatura di condensazione e di surriscaldamento in uscita all'evaporatore.

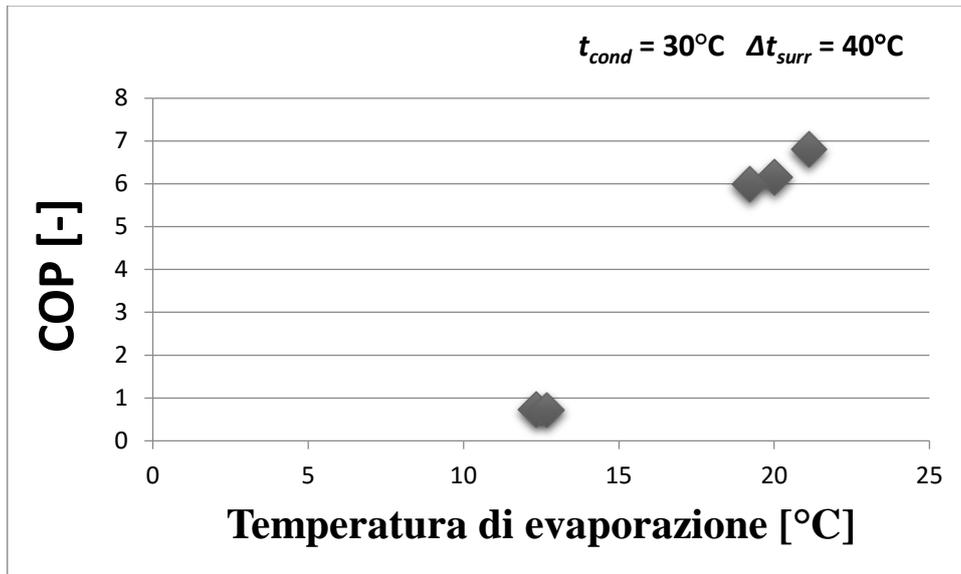


Figura 7.8: COP in funzione della temperatura di evaporazione a $p_{cond} = 40^{\circ}\text{C}$ e $\Delta t_{surr} = 40^{\circ}\text{C}$

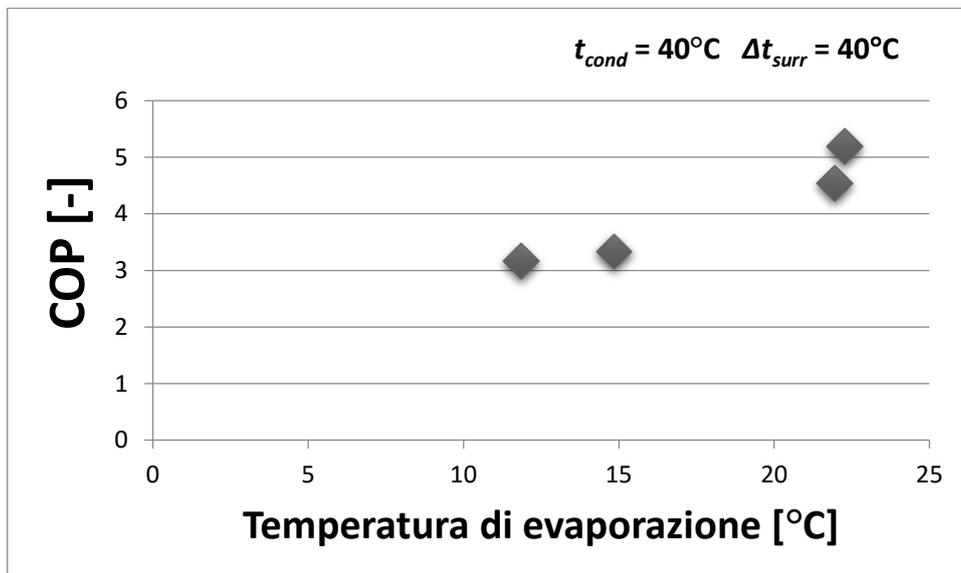


Figura 7.9: COP in funzione della temperatura di evaporazione a $p_{cond} = 40^{\circ}\text{C}$ e $\Delta t_{surr} = 40^{\circ}\text{C}$

7.4 Analisi del microcompressore

Il microcompressore dell'impianto sperimentale consente di aumentare la pressione del fluido di lavoro a partire dal valore presente all'uscita dell'evaporatore fino a quello vigente nel tratto in ingresso al condensatore. La differenza di pressione fra queste due regioni risulta essere direttamente proporzionale al lavoro speso per consentire al fluido di lavoro di operare tale salto; maggiore risulta essere tale incremento, tanta più potenza elettrica verrà assorbita dal componente. In figura 7.10 si osserva, infatti, come all'aumentare del rapporto di pressione p_r , corrispondano valori sempre più elevati di potenza elettrica assorbita.

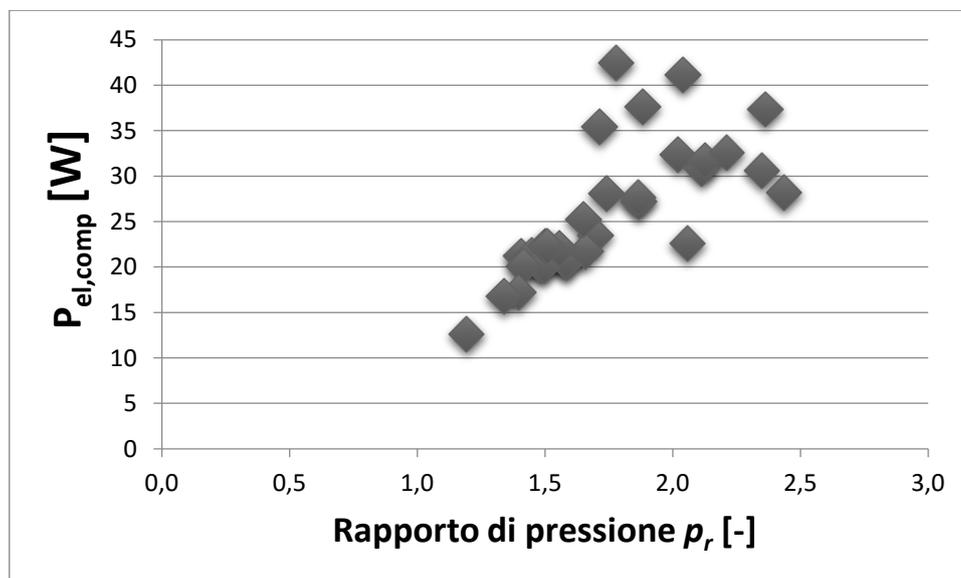


Figura 7.10: Potenza elettrica assorbita dal compressore in funzione del rapporto di pressione

Ciascun test di prova è stato effettuato a corsa del pistone costante, con valore pari al 70% della stessa massima consentita. Fissato tale parametro, la portata massica di fluido refrigerante elaborata dal microcompressore risultava variante a seconda delle pressioni presenti nelle due distinte regioni del sistema. Date queste considerazioni, è possibile rappresentare graficamente la potenza elettrica in funzione della portata di massa circolante nell'apparato. In figura 7.11, si osserva una dispersione dei risultati sperimentali nelle diverse condizioni operative.

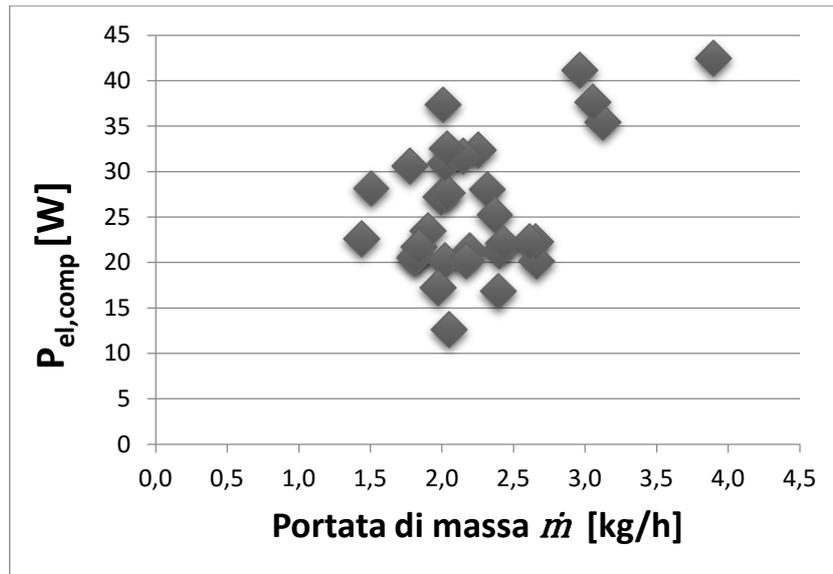


Figura 7.11: Potenza elettrica assorbita dal compressore in funzione della portata di massa

In ultima analisi, si vuole analizzare l'effetto del sistema di raffreddamento a ventole sul ciclo termodinamico del fluido di lavoro. In un processo di compressione di vapore surriscaldato, la trasformazione termodinamica ideale viene considerata come un'adiabatica reversibile. Il compressore, aumentando la pressione del refrigerante, incrementa allo stesso tempo la temperatura del medesimo. L'effetto di tale aumento di temperatura non viene osservato nei risultati sperimentali effettuati: si nota, al contrario, una diminuzione di temperatura rispetto al valore in ingresso. In tabella 7.5 vengono elencati sia i valori di entalpia nel tratto di mandata ricavati sperimentalmente, sia i medesimi ricavati ipotizzando il processo di compressione come una trasformazione isoentropica. Ulteriori ipotesi assunte sono state la potenza massima assorbita dalle ventole $P_{el,vent}$ [7.1], pari al valore di 13 W come indicato nella scheda tecnica, e i rendimenti elettromeccanici e isoentropici, pari a 1.

$$P_{el,comp,no\ vent} = P_{el,comp} - P_{el,vent} \quad [7.1]$$

Tabella 7.5: Valori acquisiti durante le prove sperimentali di: portata di massa \dot{m} , potenza elettrica assorbita dal compressore $P_{el,comp}$, potenza elettrica assorbita dal compressore in assenza di ventole $P_{el,comp,no\ vent}$, temperatura in uscita all'evaporatore $t_{out,ev}$, entalpia specifica in uscita all'evaporatore $h_{out,ev}$, entalpia specifica sperimentale in uscita al compressore $h_{out,comp}$, entalpia specifica calcolata in uscita al compressore $h_{out,comp,id}$, temperatura sperimentale di uscita al compressore $t_{out,comp}$, temperatura calcolata di uscita al compressore $t_{out,comp,id}$.

\dot{m} [kg/h]	$P_{el,comp}$ [W]	$P_{el,comp,no\ vent}$ [W]	$t_{out,ev}$ [°C]	$h_{out,ev}$ [kJ/kg]	$h_{out,comp}$ [kJ/kg]	$h_{out,comp,id}$ [kJ/kg]	$t_{out,comp}$ [°C]	$t_{out,comp,id}$ [°C]
1,811	20,5	7,5	51,78	442,7	427,6	457,6	41,03	71,21
1,819	20,7	7,7	53,01	443,8	429,2	459,0	42,59	72,67
1,902	23,4	10,4	54,11	445,1	429,5	464,9	43,30	78,84
1,995	27,2	14,2	55,19	446,5	431,1	472,1	45,52	86,40
2,037	27,6	14,6	55,03	446,3	432,0	472,2	46,37	86,51
2,317	28,1	15,1	54,89	445,9	432,5	469,3	46,63	83,43
2,399	21,2	8,2	60,00	448,6	431,4	460,9	46,62	75,83
2,194	21,3	8,3	58,70	447,6	430,7	461,2	45,95	76,14
2,024	20,2	7,2	58,88	448,0	430,9	460,8	46,11	75,74
1,839	21,7	8,7	59,42	449,3	431,7	466,4	47,05	81,39
2,172	20,2	7,2	54,49	443,1	431,0	455,0	47,69	71,05
2,254	32,4	19,4	51,75	442,6	432,0	473,5	49,31	89,58
2,369	25,3	12,3	49,70	438,7	429,7	457,3	47,59	74,16
2,023	30,9	17,9	49,95	440,8	429,6	472,6	48,10	89,41
2,148	31,7	18,7	50,37	441,0	431,1	472,4	49,96	89,50
1,773	30,6	17,6	51,93	443,1	430,3	478,8	49,42	95,76
1,506	28,2	15,2	53,99	445,3	429,2	481,6	48,29	98,40
2,040	32,5	19,5	54,80	445,2	431,5	479,7	51,26	97,02
3,124	35,4	22,4	59,80	448,3	435,2	474,1	53,87	91,15
3,897	42,5	29,5	57,70	445,0	437,0	472,2	58,68	91,45
2,964	41,2	28,2	60,92	449,5	436,8	483,7	58,50	102,27
2,006	37,4	24,4	57,07	447,1	432,6	490,8	54,32	108,72
3,056	37,6	24,6	60,16	448,7	435,7	477,7	55,96	95,68
2,663	20,1	7,1	53,53	431,9	426,0	441,5	44,93	59,50
1,974	17,2	4,2	56,82	432,7	428,4	440,4	43,35	55,20
2,656	22,3	9,3	58,53	444,2	422,6	456,8	45,32	76,52
2,613	22,3	9,3	58,06	443,6	422,2	456,4	45,41	76,40
2,397	16,8	3,8	59,33	444,0	421,5	449,7	43,50	69,23

In figura 7.12 viene rappresentato graficamente l'effetto di raffreddamento delle ventole sull'entalpia di uscita del vapore dal compressore, a parità di condizioni di ingresso. Si nota come i valori di entalpia ricavati sperimentalmente risultino essere inferiori agli stessi calcolati in assenza di tale sistema di raffreddamento.

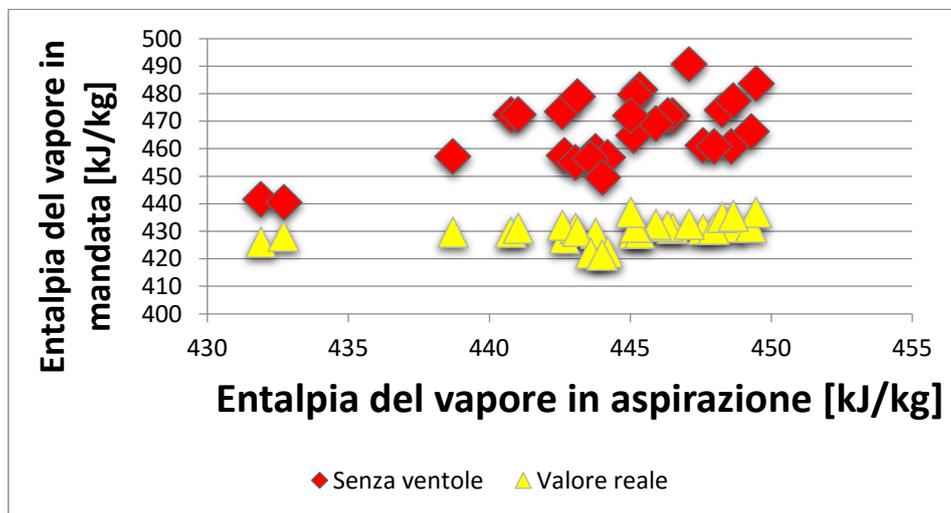


Figura 7.12: Effetto del sistema di raffreddamento del compressore sull'entalpia del vapore in mandata

Analogamente alla figura precedente, si può osservare l'effetto di raffreddamento delle ventole sulla temperatura di scarico del compressore. Anche in questo caso, rappresentato in figura 7.13, si nota come il sistema di raffreddamento comporti un abbassamento della temperatura di mandata rispetto al caso in cui venga ipotizzata l'assenza delle ventole.

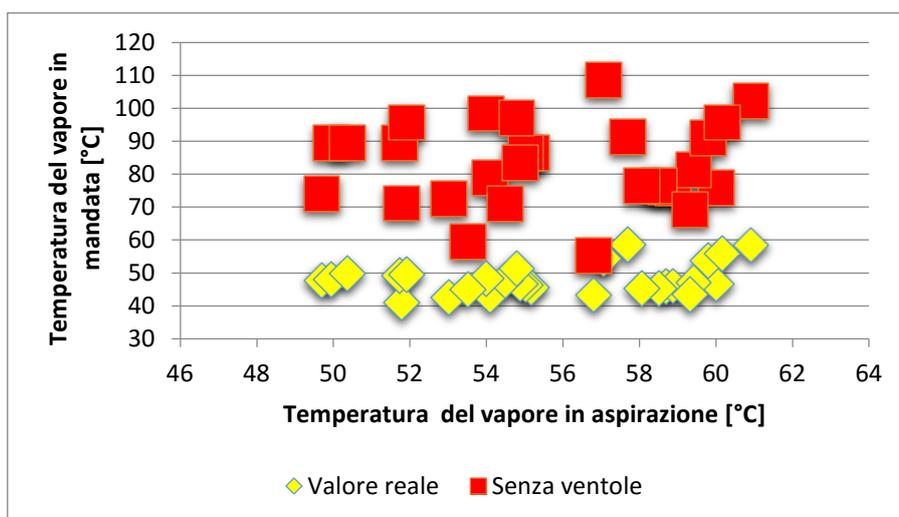


Figura 7.13: Effetto del sistema di raffreddamento del compressore sulla temperatura del vapore in mandata

Conclusioni

Un sistema di refrigerazione a ciclo di compressione di vapore con microcompressore lineare è stato oggetto di studio di questa tesi. L'impianto sperimentale, situato nel Laboratorio di Scambio Termico in Microgeometrie all'interno del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università Degli Studi di Padova, è stato sottoposto a numerosi test di prova. Caratteristica principale ed innovativa di tale apparato è risultata essere l'utilizzo di un microcompressore lineare senz'olio, a corsa variabile del pistone. I test di performance sono stati effettuati imponendo un dato flusso termico all'evaporatore e mantenendo fissa la corsa del pistone. Le grandezze variate durante le prove sono state la pressione di evaporazione (da 4,06 a 6,86 bar), la pressione di condensazione (da 7,05 a 13,59 bar) e la portata di massa fra 1,44 e 3,897 kg/h. Durante la totalità delle prove, la capacità refrigerativa del sistema si è notata variante fra 14,05 e 211,53 W. I valori più elevati di quest'ultima grandezza sono stati osservati per bassi titoli di vapore all'ingresso dell'evaporatore. Un'ulteriore analisi ha evidenziato che, a parità di pressione di condensazione e di surriscaldamento in uscita al cold plate, la capacità di raffreddamento incrementava il proprio valore con l'aumento della temperatura di evaporazione. Il COP del sistema si è osservato, nel corso dei test, variante fra 0,686 e 9,75. Tale parametro, con l'aumento del rapporto di pressione del sistema, ha evidenziato un andamento inversamente proporzionale a quest'ultimo, calando il proprio valore. L'analisi del microcompressore ha confermato una diretta proporzionalità esistente sia fra la potenza elettrica assorbita dallo stesso ed il rapporto di pressioni, sia fra la potenza elettrica e la portata massica circolante di fluido di lavoro. In seguito, si è analizzato l'influenza del sistema di raffreddamento a ventole dell'involucro del microcompressore sulle condizioni di mandata del vapore surriscaldato. Tale effetto comportava una diminuzione di temperatura del refrigerante nel tratto di scarico, a parità di condizioni in aspirazione. Nel complesso, il sistema, avendo bassa inerzia termica, ha dimostrato una buona risposta sia alle variazioni di flusso termico imposto, sia alle stesse inerenti le pressioni di esercizio. Queste ultime caratterizzano, inoltre, l'ampiezza del campo operativo del microcompressore. Infatti, all'aumentare della temperatura di evaporazione, il margine di variazione sulla temperatura di condensazione si riduce, comportando una scarsa flessibilità del componente. D'altra parte, la possibilità di variazione della corsa del pistone e la capacità di poter assorbire fino a 240 W di potenza elettrica permettono al microcompressore di poter elaborare una maggiore portata massica di fluido di lavoro.

Nomenclatura

COP	coefficiente di performance [-]
DEV	deviazione di bilancio [-]
$h_{in,ev}$	entalpia specifica in ingresso all'evaporatore [kJ/kg]
$h_{in,lam}$	entalpia specifica in ingresso alla valvola di laminazione [kJ/kg]
h_l	entalpia specifica riferita al liquido [kJ/kg]
$h_{out,comp}$	entalpia specifica sperimentale in uscita al compressore [kJ/kg]
$h_{out,comp,id}$	entalpia specifica calcolata in uscita al compressore [kJ/kg]
$h_{out,ev}$	entalpia specifica in uscita all'evaporatore [kJ/kg]
h_v	entalpia specifica riferita al vapore [kJ/kg]
I_{comp}	intensità di corrente elettrica alimentante il compressore [A]
I_{ev}	intensità di corrente elettrica imposta all'evaporatore [A]
\dot{m}	portata di massa di refrigerante [kg/s]
p_{cond}	pressione di condensazione [bar]
p_{ev}	pressione di evaporazione [bar]
$P_{el,comp}$	potenza elettrica assorbita dal compressore [W]
$P_{el,comp,no vent}$	potenza elettrica assorbita dal compressore in assenza di ventole [W]
$P_{el,ev}$	potenza elettrica dissipata all'evaporatore [W]
$p_{in,cond}$	pressione di ingresso al condensatore [bar]
$p_{in,ev}$	pressione di ingresso all'evaporatore [bar]
$p_{in,lam}$	pressione di ingresso alla valvola di laminazione [bar]
$p_{out,ev}$	pressione di uscita all'evaporatore [bar]
p_r	rapporto di pressione [-]
Q_{cond}	flusso termico rilasciato al condensatore [W]
Q_{ev}	flusso termico assorbito all'evaporatore [W]
r	calore latente di vaporizzazione [kJ/kg]
Δt_{surr}	surriscaldamento di uscita all'evaporatore [°C]
t_{cond}	temperatura di condensazione [°C]
t_{ev}	temperatura di evaporazione [°C]
$t_{in,lam}$	temperatura di ingresso alla valvola di laminazione [°C]
$t_{out,comp}$	temperatura sperimentale di uscita al compressore [°C]

$T_{out,comp,id}$	temperatura calcolata di uscita al compressore [°C]
$t_{out,ev}$	temperatura di uscita all'evaporatore [°C]
t_w	temperatura di parete [°C]
V_{comp}	tensione al compressore [V]
V_{ev}	tensione all'evaporatore [V]
$x_{in,ev}$	titolo di ingresso all'evaporatore [-]

Bibliografia

- [1] Rossetto L., Dispense del Corso di trasmissione del calore e termofluidodinamica, Università degli Studi di Padova.
- [2] Harirchian T., Garimella S.V., Effects of channel dimension, heat flux, and mass flux on flow boiling regimes in microchannels. *International Journal of Multiphase Flow* 35, 349-362, 2009.
- [3] Schiochet G., Developments in thermal management for electronic devices in aerospace applications. Università degli Studi di Padova, Tesi di Dottorato.
- [4] Granryd E., Ekroth I., Lundqvist P., Melinder A., Palm B., Rohlin P., Refrigerating Engineering, Department of Energy Technology, Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration, KTH, Stockholm, 2011.
- [5] Heydari A., Miniature vapor compression refrigeration systems for active cooling of high performance computers. In: *Inter society conference on thermal phenomena*, 2002.
- [6] Marcinichen J.B., Oliver J.A., Thome J.R., Reasons to use two-phase refrigerant cooling. In: *Electronics Cooling*, 22-27., March 2011.
- [7] Barbosa Jr. J.R., Ribeiro G.B., de Olivera P.A., A state-of-the-art review of compact vapor compression refrigeration systems and their applications. *Heat Tran Eng*;33:356-374, 2012.
- [8] Maveety J.G., Brown, M.F.W., Chrysler, G.M., Sanchez, E.A., Thermal management for electronics cooling using a miniature compressor. In: *Proc. Int. Microelectron. Packag. Soc. (IMAPS)*, Denver, CO, 2002.
- [9] Mongia R., Masahiro K., Di Stefano E., Barry J., Chen W., Izenon M., Possamai F., Zimmermann A., Small scale refrigeration system for electronic cooling within a notebook computer. In: *Proceeding of THERMES*, 2006.
- [10] Trutassanawin S., Groll E.A., Garimella S.V., Cremaschi L., Experimental investigation for a miniature-scale refrigeration system for electronics cooling. *IEEE Trans Comp Packaging Technol*;3:041003.1-041003.12, 2006.
- [11] Nnanna A., A.G., Application of refrigeration system in electronics cooling. *Appl. Therm. Eng.* 26,18-27, 2006.

- [12] Rao W., Zhou Y.X., Liu J., Deng Z.S., Ma K.Q., Xiang S.H., Vapor-compression-refrigeration enabled thermal management of high performance computer. In: Proc. 22nd International Congress of Refrigeration, Beijing, China. Paper ICR07-B2-1026, 2007.
- [13] Wu Z., Du R., Design and experimental study of a miniature vapor compression refrigeration system for electronics cooling. Applied Thermal Eng;31:385-390, 2011.
- [14] Davies G.F., Eames I.W., Bailey P., Dadd M.W., Janiszewski A., Stone R., Maidment G.G., Agnew B., Cooling microprocessors using vapor compression refrigeration. In: Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronics System (ITherm), 12th IEEE Intersociety Conference, Las Vegas,pp. 1-8.
- [15] Liang K., Stone R., Dadd M., Bailey P., A novel linear electromagnetic-drive oil-free refrigeration compressor using R134a. Int J Refrig;40:450-459, 2014.
- [16] Weixing Y., Bo Y., Yufei Y., Kexian R., Jian X., Yibing L., Development and experimental study of the characteristics of a prototype miniature vapor compression refrigerator. Applied Energy;143:47-57, 2015.
- [17] NIST, Refprop 9.1.
- [18] Bondavalli A., L'analisi quantitativa dei sistemi critici, Esculapio, 2011.