



Università degli Studi di Padova
Dipartimento di Ingegneria Industriale
Corso di laurea magistrale in Ingegneria Energetica

Tesi di Laurea Magistrale

**VAPORIZZAZIONE DI R1234ze(E) SU SUPERFICI
INTENSIFICATE**

Laureando: De Caneva Giovanni

Relatrice: Professoressa Rossetto Luisa

Co-relatore: Ingegnere Diani Andrea

Anno Accademico 2017/2018

12 Aprile 2018

NOMENCLATURA

a = rapporto tra area superficiale di scambio termico e volume occupato [$\text{m}^2 \text{m}^{-3}$]

A = area [m^2]

Bo = numero di Bond [-]

c_p = calore specifico a pressione costante [$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]

c = calore [kJ]

D = diametro [m]

E = parametro [-]

f = coefficiente di attrito [-]

F = parametro [-]

Fr = numero di Froude [-]

g = accelerazione gravitazionale [m s^{-2}]

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

h = entalpia specifica [kJ kg^{-1}], altezza [m]

H = parametro [-]

i = incertezza complessiva [-]

I = intensità di corrente elettrica [A]

IF = fattore di incremento [-]

HF = flusso termico specifico [W m^{-2}]

HTC = coefficiente di scambio termico [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]

l = lunghezza delle fibre [m]

L = lunghezza [m]

m = massa [kg]

\dot{m} = portata di massa [kg h^{-1}]

M = massa molecolare [kg kmol^{-1}]

N = numero di misure [-]

p = pressione [bar]

P = potenza elettrica [W], perimetro [m]

PPI = pori per pollice lineare [-]

Pr = numero di Prandtl [-]

q = flusso termico [W]

r = errore di ripetibilità [-], raggio [m]

R_x = fattore di incremento della superficie [-]
 S = fattore di soppressione [-]
 t = parametro di Student [-], spessore delle fibre [m]
 T = temperatura [K]
 u = errore strumentale [-]
 V = potenziale elettrico [V]
 W = parametro [-]
 x = titolo di vapore [-]
 X_u = parametro di Martinelli [-]
 z = coordinata longitudinale [m]
 Z = parametro [-]

SIMBOLI GRECI

β = angolo di elica [°]
 γ = angolo di apice [°]
 δ = spessore del film di liquido [m]
 Δ = differenza [-]
 ε = grado di vuoto [-], porosità [-]
 ϑ = angolo secco [°]
 λ = conducibilità termica [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]
 μ = viscosità [Pa s]
 ρ = densità [kg m^{-3}]
 ρ^* = densità relativa [kg m^{-3}]
 σ = tensione superficiale [N m^{-1}], deviazione standard [-]
 Φ = moltiplicatore bifase [-]

PEDICI

2 = uscita evaporatore e ingresso precondensatore
3 = uscita precondensatore e ingresso sezione di prova
4 = uscita sezione di prova e ingresso postcondensatore
amb = ambiente
c = condotto

cr = critica
CV = vaporizzazione convettiva
el = elettrica
est = esterna
f = attrito
fg = latente di vaporizzazione
h = idraulico
i = ingresso
int = interna
l = liquida
lat = latente, laterale
LO = completamente in fase liquida
m = medio
MF = schiuma metallica
NB = ebollizione nucleata
o = uscita
p = perso
par = parete
po = pori
prec = precondensatore
qnt = quantità di moto
ref = refrigerante
rid = ridotta
sat = saturazione
sup,lat = superficie laterale
TC = termocoppie
tot = totale
TP = bifase
u = utile
v = vapore
w = acqua
wet = bagnato

INDICE

INTRODUZIONE	1
CAPITOLO 1: Le tubazioni microfin	3
CAPITOLO 2: I nuovi refrigeranti	7
2.1 : R1234ze(E)	7
CAPITOLO 3: Impianto sperimentale	13
3.1: Il circuito primario	15
3.2: Il circuito secondario dell'evaporatore	22
3.3: Il circuito secondario del precondensatore	23
3.4: Il circuito secondario del postcondensatore	24
3.5: Sensori ed accorgimenti particolari	26
CAPITOLO 4: Considerazioni sulla sezione sperimentale	31
4.1: Sezione sperimentale	31
CAPITOLO 5: Analisi dei dati	35
5.1: Analisi dei dati	35
5.2: Analisi delle incertezze	41
5.2.1: Parametri misurati	41
5.2.2: Calcolo delle incertezze sul coefficiente di scambio termico	42
5.2.3: Calcolo delle incertezze di entalpie e titoli di vapore	44
5.2.4: Incertezze sui gradienti di pressione	45
5.2.5: Incertezze al precondensatore	46
5.3: Valutazioni sul titolo medio e sull'HTC	48
5.3.1: HTC	48

5.3.2: Titolo medio	48
CAPITOLO 6: Prove sperimentali in regime bifase	51
6.1: $HF = 16 \text{ kW m}^{-2}$; $T_{\text{sat}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$	52
6.2: $HF = 32 \text{ kW m}^{-2}$; $T_{\text{sat}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$	54
6.3: $G = 600 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$; $T_{\text{sat}} = 20^{\circ}\text{C}$	56
6.4: $HF = 25 \text{ W m}^{-2}$; $T_{\text{sat}} = 20 - 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$	58
CAPITOLO 7: Confronto con un metodo di previsione	63
7.1: HTC	63
7.2: Gradiente di pressione	67
APPENDICE: Schiume metalliche	71
A.1: I solidi cellulari	71
A.1.2: Schiume metalliche e caratterizzazione	72
A.1.3: Metodologie costruttive	75
A.2: Vaporizzazione in schiume metalliche	79
A.3: Costruzione delle termocoppie	80
A.3.1: Fase di taratura	82
A.4: Sezione sperimentale	84
A.4.1: Preparazione della sezione sperimentale	84
A.4.2: Assemblaggio della sezione sperimentale	85
A.5: Metodo di Zhu et al.	87
A.5.1: Previsione del coefficiente di scambio termico	87
A.5.2: Risultati e commenti	89
CONCLUSIONI	91
REFERENZE	93

INTRODUZIONE

La progressiva miniaturizzazione dei dispositivi elettronici, e il conseguente incremento del flusso termico per unità di volume da asportare, ha spinto gli studiosi di tutto il mondo alla ricerca di nuove soluzioni per la realizzazione di scambiatori di calore più compatti e performanti.

La componente del circuito frigorifero adibita all'evaporazione del fluido circolante determina in maniera considerevole le prestazioni dell'intero sistema ed è quindi prioritario il design di quest'ultimo per potenziare lo scambio termico in modo efficace, ponendosi al contempo come obiettivo l'ottenimento del minor impatto ambientale possibile.

Esistono ad oggi numerose tecniche e geometrie per il potenziamento dello scambio termico in vaporizzazione (e in condensazione, ma non verrà trattato nello studio corrente) all'interno dei tubi: rivestimenti porosi, corrugazioni, scanalature e altre soluzioni composite come le svariate tipologie di microalette interne ed esterne e le differenti tecniche di lavorazioni superficiali.

Gli obiettivi della seguente tesi riguardano lo studio del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico del refrigerante R1234ze(E) all'interno di un tubo microfin al variare delle condizioni operative, con un carico termico imposto da un sistema di riscaldamento elettrico esterno. Nonostante la miniaturizzazione di questo componente fornisca benefici come la compattezza, la praticità di utilizzo e la diminuzione della carica interna di refrigerante utilizzata, la vaporizzazione in micro dispositivi coinvolge anche processi fisici e termici non ancora del tutto compresi, difficilmente individuabili e non quantificabili con precisione.

Per questo ed altri motivi, tutte le elaborazioni svolte in questa ricerca analizzano in modo qualitativo i risultati sperimentali trovati, che verranno confrontati successivamente con modelli proposti in letteratura riguardanti tubi microfin di diametro interno misurato all'apice delle alette pari a 3.4 mm.

Nel primo capitolo verranno presentate le varie tipologie di tubi microfin, le tecniche costruttive e i parametri caratterizzanti. Verranno inoltre illustrati i vari meccanismi di incremento dello scambio termico e delle perdite di carico coinvolti nell'utilizzo di questa tecnologia.

Nel secondo capitolo verrà presentata una panoramica sui nuovi refrigeranti di quarta generazione, con particolare attenzione all'R1234ze(E) utilizzato nel circuito in esame. Verranno sottolineate le differenze con l'R134a per via della possibilità dell'HFO di subentrare al suo posto come drop-in nelle applicazioni di refrigerazione.

Nel terzo capitolo verrà illustrato l'impianto utilizzato, le componenti scelte e i limiti tecnologici dello stesso. Verranno spiegati nel dettaglio i sensori installati e gli accorgimenti impiantistici utili al caso in esame.

Nel quarto capitolo verrà illustrata la sezione di prova, le metodologie costruttive, le modalità operative per l'assemblaggio e la scelta dei parametri utili da monitorare.

Nel quinto capitolo verrà spiegato nel dettaglio il procedimento con cui si andranno ad analizzare i dati raccolti e le modalità di calcolo delle incertezze.

Nel sesto capitolo verranno illustrati i risultati ottenuti tramite una serie di confronti volti alla comprensione dell'influenza che ogni parametro ha sul coefficiente di scambio termico e sulle perdite di carico.

Nel settimo capitolo verrà illustrato un modello di predizione per i parametri studiati in fase di vaporizzazione all'interno di un tubo microfin.

Nell'appendice verranno introdotte le schiume metalliche, un'altra tipologia di superficie intensificata adatta alla vaporizzazione all'interno di scambiatori compatti.

Nel capitolo A.1 verrà riportata una panoramica sui solidi cellulari e sulle schiume metalliche. Nello specifico verranno riportati i parametri adatti alla loro caratterizzazione e le metodologie costruttive.

Nel capitolo A.2 verrà riportata una breve trattazione sulla vaporizzazione all'interno di questa tipologia di evaporatori.

Nel capitolo A.3 verrà illustrata la costruzione delle termocoppie, la loro taratura e il polinomio caratteristico del set realizzato.

Nel capitolo A.4 verrà spiegata la sezione sperimentale, gli accorgimenti realizzati e l'assemblaggio della stessa.

Nel capitolo A.5 verrà presentato un confronto tra il metodo predittivo del coefficiente di scambio termico pubblicato da Zhu et al. e le prove condotte da Diani et al. per la vaporizzazione di R134a.

CAPITOLO 1

LE TUBAZIONI MICROFIN

I tubi microfin presentano una geometria di microalette superficiali atte a favorire la vorticosità all'interno del tubo e il moto anulare, incrementando lo scambio termico, le perdite di carico e i costi realizzativi, ma con un risultato comunque vantaggioso rispetto ad un tubo liscio alle stesse condizioni in larga parte delle applicazioni commerciali.

Fin dal deposito del brevetto da parte di Fuji et al. (1977) [1] questa tipologia di tubi è stata ampiamente studiata e testata, dato l'elevato interesse per via dell'incremento dello scambio termico unito ad un incremento non eccessivo delle perdite di carico.

Queste configurazioni presentano numerose finiture superficiali tra gli 0.1 e gli 0.4 mm in altezza e possono essere scanalate sia longitudinalmente che in modo elicoidale; quest'ultima tipologia può essere sviluppata in svariate tipologie di pattern tridimensionali, come le strutture tagliate in direzione trasversale e quelle dentellate.

A livello geometrico presentano un diametro esterno variabile tra i 3 e i 15 mm, un singolo set di 20-70 alette posizionate con un angolo di elica β compreso tra i 6° e i 30° e con un'altezza delle alette h compresa tra 0.1 e 0.25 mm.

Generalmente le finiture interne presentano un rapporto altezza su larghezza di circa 1.0 e i profili tendono ad avere una geometria trapezoidale, triangolare o rettangolare a seconda della metodologia di produzione e dall'angolo all'apice γ scelto, generalmente compreso tra i 25° e i 90° .

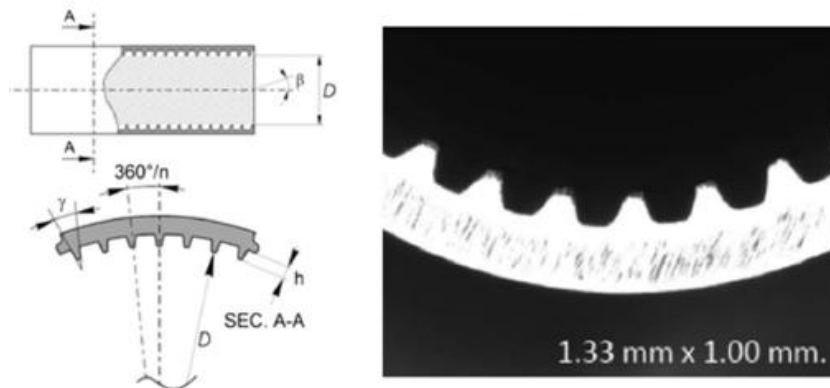


Figura 1.1: Caratteristiche geometriche di un tubo microfin (Cavallini et al. [2], 2009) a sinistra, foto di una sezione trasversale di un tubo microfin a destra.

I metodi di produzione di tubi micro alettati internamente più utilizzati sono due: il primo prevede di scanalare l'interno di un tubo liscio con un mandrino sagomato su misura, mentre il secondo prevede di lavorare superficialmente una lastra piana da un lato, arrotolarla del diametro voluto e saldarla tramite tecnologie al laser mantenendo le scanalature dal lato interno.

Il primo metodo è sconsigliato per tubazioni di diametro molto ridotto (come nel caso del mini tubo microfin in esame) a causa delle difficoltà lavorative incontrate a quelle dimensioni.

I materiali utilizzati più comunemente a livello industriale sono rame, alluminio, leghe di acciaio, titanio e in carbonio-acciaio per il buon compromesso tra il punto di vista economico, la reperibilità e le difficoltà tecniche di manipolazione.

Negli ultimi anni i tubi micro alettati internamente sono stati applicati nel ramo degli evaporatori a espansione diretta grazie alle prestazioni superiori rispetto ad altre configurazioni possibili in molte applicazioni commerciali.

Questo miglioramento delle prestazioni, ottenuto grazie al potenziamento superficiale e l'impatto sui parametri studiati, dipende da vari aspetti ([3],[4]).

Area di scambio effettiva più estesa

Il rapporto tra l'area interna del microfin micro alettato e quella dello stesso tubo senza lavorazioni superficiali è compreso tra 1.3 e 2.2 volte, il quale implica un incremento superficiale anche del 220%, a seconda del numero di microalette, della loro forma, altezza e dell'angolazione della spirale.

Scambio termico convettivo più elevato

Le lavorazioni interne favoriscono il moto anulare e quindi favoriscono la formazione di un film di liquido a contatto col tubo; questo permette di incrementare la componente in evaporazione convettiva in moto turbolento che, in un tubo di diametro molto ridotto, è garantito nella maggior parte dei casi.

Effetto sul percorso del flusso

I tubi microfin elicoidali incidono sul passaggio da moto stratificato a moto anulare, che impedisce al fluido di occupare solo la metà inferiore del tubo a causa della forza

di gravità, aiutando a mantenere un film di liquido sulla superficie interna ed elevato il coefficiente di scambio.

Ebollizione nucleata

Le lavorazioni interne favoriscono la formazione di cavità riparate e parzialmente separate dal flusso principale, permettendo alla componente di ebollizione nucleata di svilupparsi maggiormente rispetto alla stessa superficie liscia, che presenta meno siti per la nucleazione superficiale.

Effetto mulinello

La vorticosità favorita dalle alette elicoidali aiuta a ritardare l'inizio del dryout a valori più alti del titolo di vapore. La fase vapore della miscela, vorticando, genera un effetto nebbia in cui le goccioline di liquido vengono trascinate e vaporizzano all'interno del flusso di vapore, aumentando lo scambio termico turbolento per via dell'aumento della superficie di liquido esposta allo scambio a parità di volume occupato. Questo mulinello favorisce inoltre il contatto tra le gocce trasportate nel flusso e le pareti interne.

Effetto Grigorig

Questo effetto aiuta il film di liquido presente sulla punta delle microalettature a ritornare verso la base (cioè la parete interna del tubo) aiutando l'incremento dell'evaporazione a film e incrementando significativamente il coefficiente di scambio termico.

CAPITOLO 2

I NUOVI REFRIGERANTI [5]

L'industria del freddo negli ultimi decenni si è trovata ad affrontare numerose mutazioni, a mezzo di direttive mondiali volte alla diminuzione dell'inquinamento ambientale dovuto all'utilizzo e alla dispersione involontaria nell'ambiente di refrigerante.

Le nuove linee guida, portate avanti in questo lasso di tempo, hanno dato origine ad una serie di ricerche volte a trovare un refrigerante alternativo eco-compatibile e un ciclo che si adatti ad un suo utilizzo performante.

Ad oggi, vengono studiati i cosiddetti refrigeranti di quarta generazione, le idrofluoroolefine (o HFO), che presentano un basso valore GWP (Global Warming Potential) e valore nullo di ODP (Ozone Depletion Potential), come nel caso dell'R1234ze(E) utilizzato nel circuito primario dell'impianto in esame.

2.1 - R1234ze(E)

1,3,3,3-Tetrafluoropropene(CF₃CH=CHF)

	Formula chimica	Vita in atmosfera	GWP (su 100 anni)
R1234ze(E)	Trans CF ₃ CH=CHF	10,5 giorni	<1

Tabella 2.1: Alcune caratteristiche del refrigerante R1234ze(E)

L'R1234ze(E), chiamato anche HFO-1234ze(E), appartiene alla famiglia delle idrofluoroolefine. Sono dei refrigeranti derivati dal propano, composti da idrogeno, fluoro e carbonio esattamente come gli HFC ma, a differenza di questi ultimi, presentano una struttura molecolare insatura con almeno un doppio legame carbonio-carbonio. Questo tipo di legame permette alla molecola di rimanere stabile all'interno del circuito in pressione durante tutto il suo ciclo vita, ma altamente instabile una volta disperso in atmosfera. Questa peculiarità permette uno smaltimento da parte dell'ambiente più rapido e con minori conseguenze per quest'ultimo.

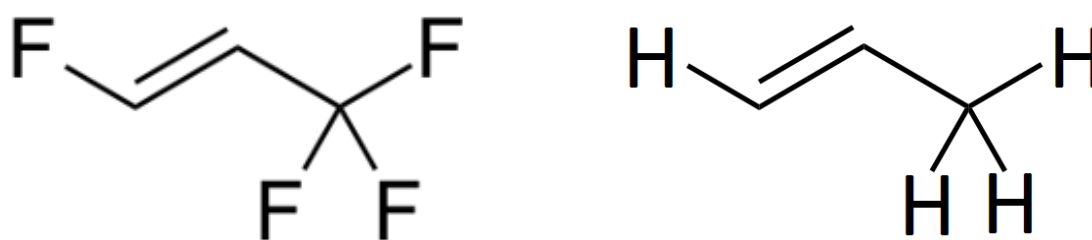


Figura 2.1: Disegno schematico della molecola di R1234ze(E) (a sinistra) e di propano(a destra)

Appartiene ai refrigeranti di ‘quarta generazione’ e viene studiato per via dell’alto potenziale che presenta come sostituto dell’R134a grazie ad alcune caratteristiche termiche e fluidodinamiche molto simili, dell’ $ODP = 0$ dovuto all’assenza di cloro, e con GWP (a 100 anni) ricalcolato di recente e minore di uno [6], addirittura minore dell’effetto serra prodotta dalla CO_2 stessa. È considerato appartenente alla generazione dei refrigeranti ecologici, classe di sicurezza A2L (ovvero leggermente infiammabile) e con un livello di tossicità basso; è da specificare che nel presente studio i range di temperatura oscillano tra i 20 e i 40°C (ma solo durante il dryout, se presente) e che quindi questo refrigerante può essere considerato non pericoloso per l’utente sotto questo punto di vista.

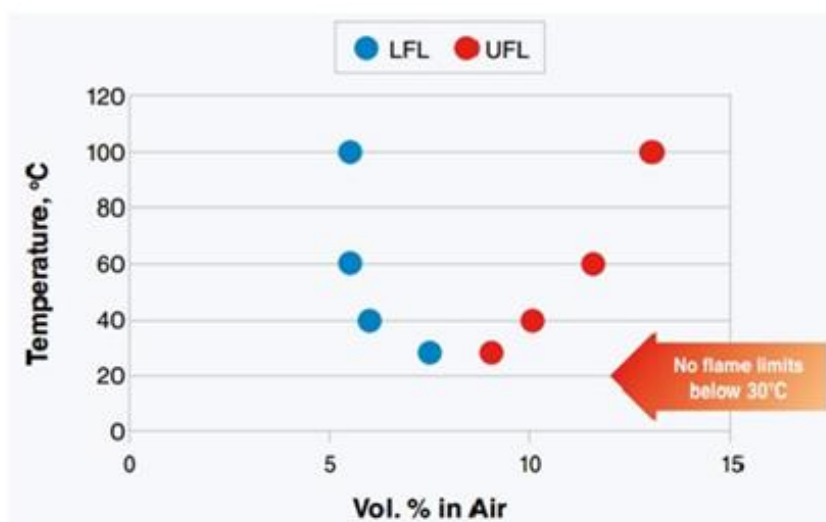


Figura 2.2: Limiti di infiammabilità inferiore (LFL) e superiore (UFL) di R1234ze(E), [5]

I grafici riportati qui di seguito evidenziano alcune differenze tra le caratteristiche dell’R1234ze(E), dell’R134a e dell’R1234yf, un altro refrigerante appartenente alla famiglia degli HFO. Si può notare come, a parità di temperatura di evaporazione, la capa-

capacità frigorifera volumetrica dell'R1234ze(E) è di molto inferiore rispetto a quella dell'R134a (circa il 25 – 30 % in meno) e dell'R1234yf e che quindi, a parità di carico termico da smaltire, è necessaria una portata volumetrica circolante maggiore.

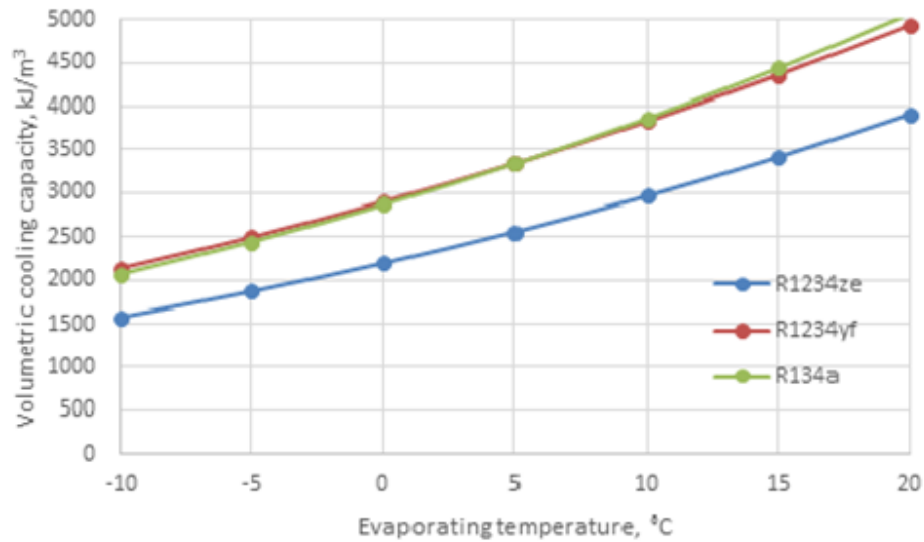


Figura 2.3: Confronto tra la capacità frigorifera volumetrica di R1234ze(E), R1234yf e R134a [5]

A parità di pressione di saturazione, la temperatura di saturazione risulta incrementata di circa il 30%; questo, assieme ad altre piccole differenze tra i due fluidi riportate nella tabella riassuntiva qui di seguito, comportano il fatto che l'R1234ze(E) non può essere considerato un drop-in diretto dell'R134a in senso assoluto e che di conseguenza il circuito necessita di alcune modifiche per un utilizzo veramente performante.

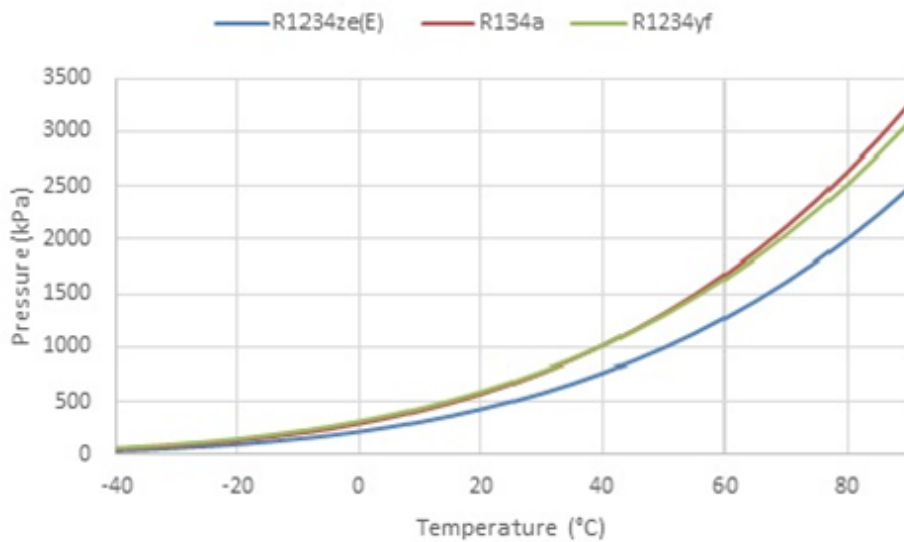


Figura 2.4: Curva caratteristica di saturazione per i refrigeranti R1234ze(E), R134a e R1234yf [5]

Essendo l'R1234yf non utilizzato in questo studio non ne verranno riportate le caratteristiche nel confronto.

	R1234ze(E)	R134a
Peso molecolare [kg mol⁻¹]	114	102
Punto di ebollizione [°C] (a 101,3 kPa)	-18,95	-26,06
Temperatura critica [°C]	109,4	101,1
Pressione critica [bar]	36,4	40,6
Calore latente di vaporizzazione [kJ kg⁻¹] (a 30°C)	162,9	173,1
Densità critica [kg m⁻³]	489	515,3
ODP	0	0
GWP	<1	1430

Tabella 2.2: Caratteristiche di R1234ze(E) e R134a a confronto

Dalla formula di Cooper (7.7) si nota come la massa molecolare risulta inversamente proporzionale al coefficiente di scambio termico in ebollizione nucleata e, pertanto, per l'HFO ci si aspetta un valore di *HTC* più basso rispetto all'R134a a parità di condizioni operative.

A parità di pressione operativa, sempre dalla (7.7), si evince anche che per pressioni ridotte più elevate, la componente del coefficiente di scambio termico in ebollizione nucleata risulta incrementato.

Il calore latente dell'R1234ze risulta inferiore di quello dell'R134a e questo comporta un aumento della portata circolante a parità di carico termico da smaltire.

La densità del vapore (variabile al variare della temperatura in modo più accentuato rispetto alla densità della fase liquida) determina la velocità del flusso e il tipo di moto che si instaura all'interno del tubo, e quindi anche le perdite di carico e il tipo di scambio termico presente; più questo valore è alto, più la velocità cala, diminuendo la componente in evaporazione convettiva e diminuendo il gradiente di pressione.

La compatibilità con gli oli lubrificanti e i materiali usati ad oggi nelle applicazioni è ancora in fase di sperimentazione ma sembra promettente e va sottolineato che le performance rispetto al refrigerante sostituito possono anche essere superiori, previa opportuni adattamenti del ciclo. Nello studio presente verrà utilizzato il refrigerante puro, senza olio in miscela, e quindi non verranno trattati questi due argomenti nella seguente trattazione.

Per contro gli HFO, in generale, presentano tendenze a miscelarsi con gas a base acquosa se posti ad alte temperature, con il rischio di formazione di composti acidi. Le molecole infiammabili di questa famiglia sono quindi meno sicure per l'utilizzatore se trattate senza le dovute precauzioni e al di fuori dei livelli di sicurezza imposti dalle normative.

Le ricerche condotte fino ad ora non possono quindi predire con certezza se saranno gli HFO la soluzione a lungo termine più adatta al settore della refrigerazione oppure no.

CAPITOLO 3

IMPIANTO SPERIMENTALE

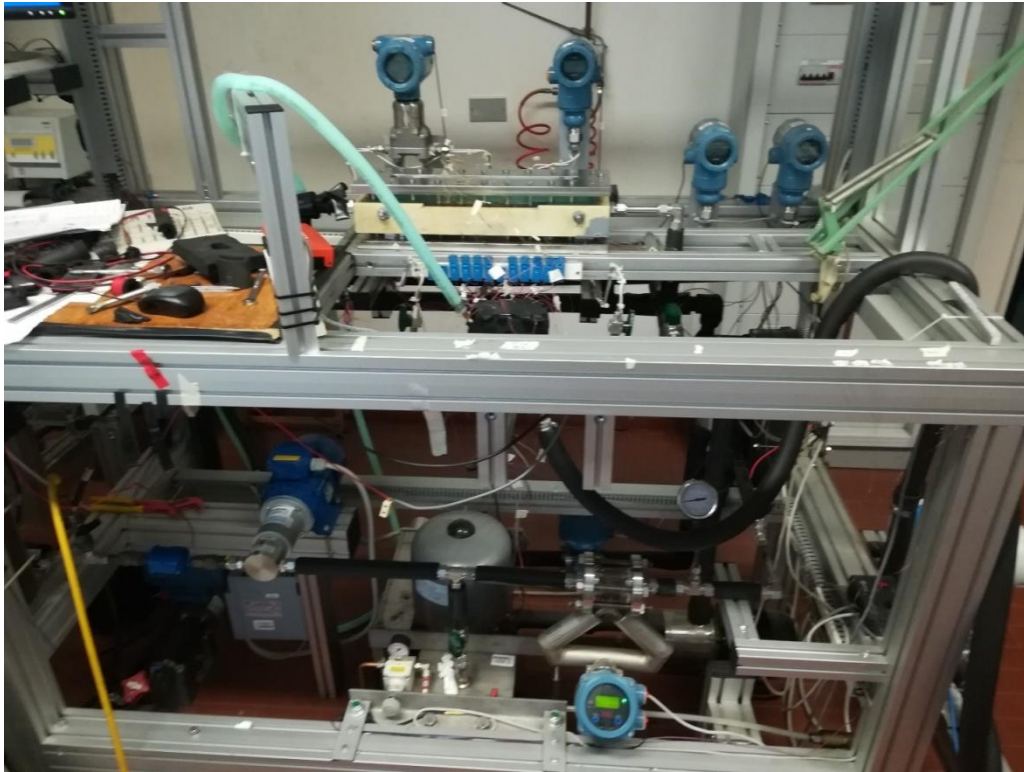


Figura 3.1: Impianto sperimentale utilizzato nello studio corrente [7]

L'impianto sperimentale utilizzato è situato presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli studi di Padova, nel laboratorio di trasmissione del calore in micro geometrie (Heat Transfer Microgeometry Laboratory, HTMg-Lab), e permette lo studio delle caratteristiche di fluidi refrigeranti in condensazione e in vaporizzazione, con una pressione operativa massima di ciclo pari a 3 MPa e ad una portata di massa massima circolante di 72 kg h^{-1} .

Le prove trattate in questo elaborato riguardano la misura delle perdite di carico all'interno di un tubo microfin, più alte di quelle su una superficie piana equivalente per via dell'aumento della resistenza al flusso, e dei coefficienti di scambio termico durante il cambiamento di fase del refrigerante R1234ze(E).

L'impianto è costituito da quattro circuiti idraulici: il primario, all'interno del quale scorre il fluido frigorifero e nel quale è compresa la sezione di prova, e tre secondari, alimentati ad acqua.

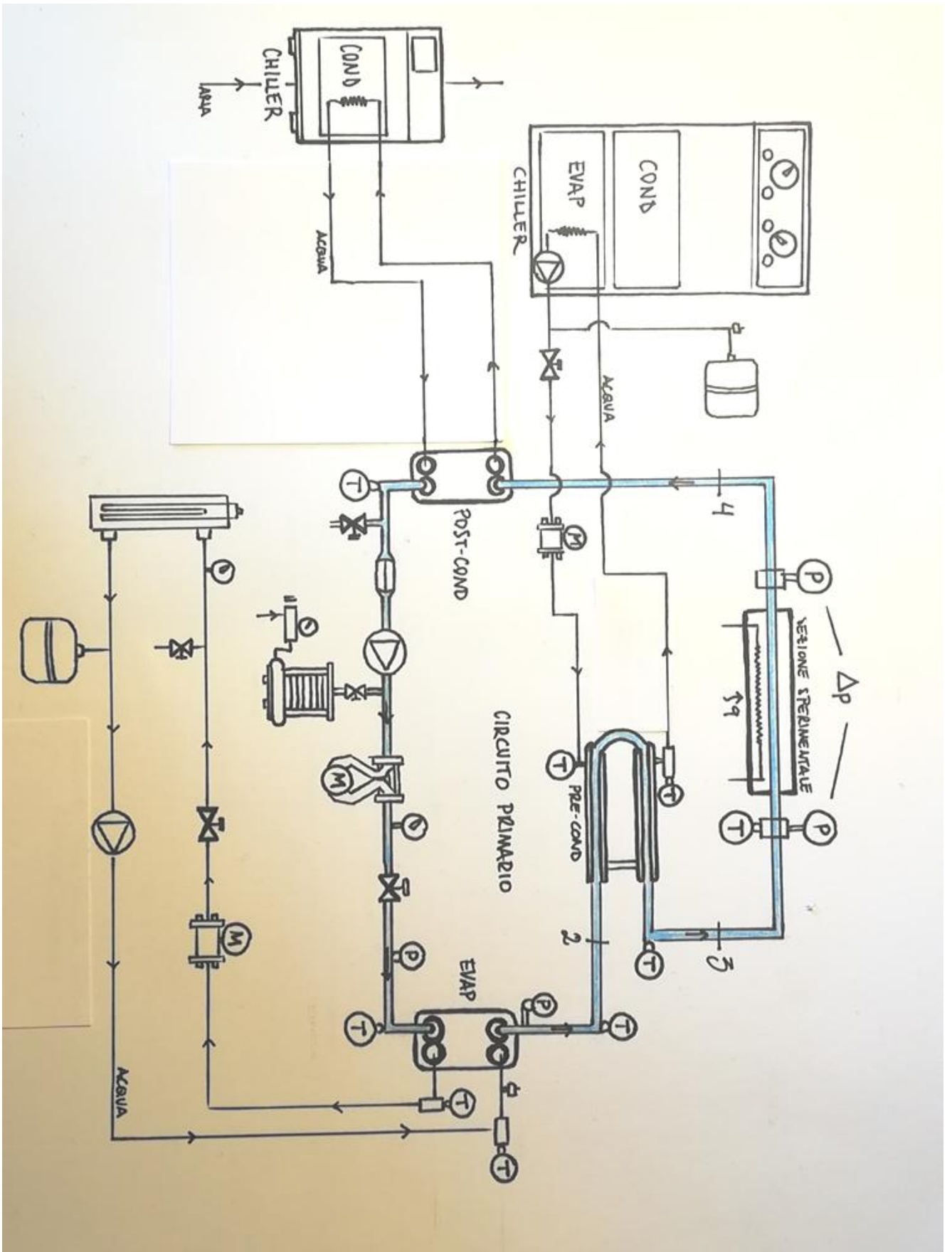


Figura 3.1: Disegno schematico dei circuiti in esame

3.1 - IL CIRCUITO PRIMARIO

Si presenta come un circuito chiuso ad anello composto, in ordine rispetto alla direzione imposta al flusso di refrigerante, da un filtro disidratatore, una pompa di circolazione, uno smorzatore ad aria compressa, un misuratore di portata ad effetto Coriolis, una valvola di regolazione della portata (a mezzo di perdite di carico), un evaporatore, un precondensatore, la sezione sperimentale e un postcondensatore per il ritorno del flusso a liquido monofase sottoraffreddato.

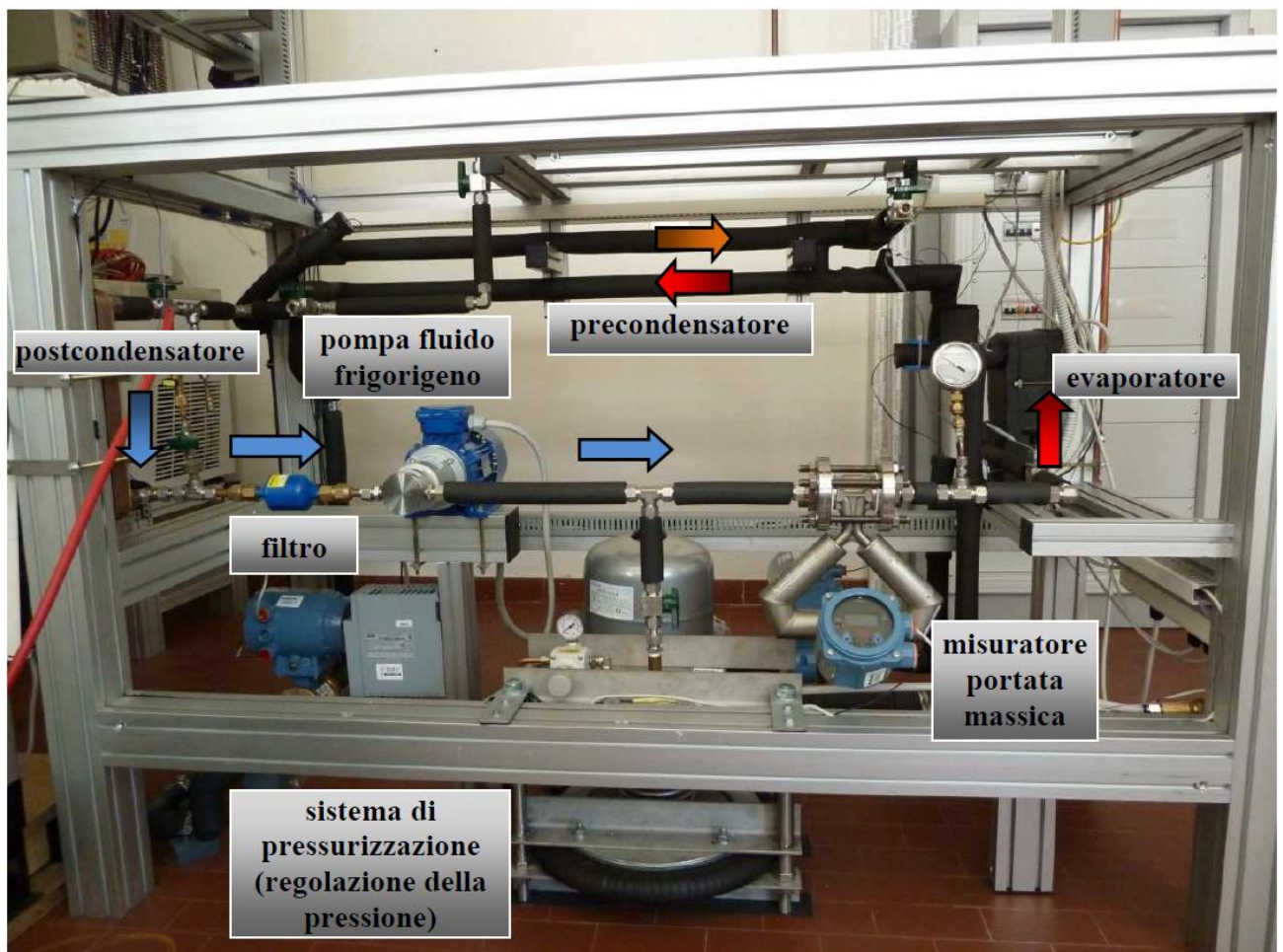


Figura 3.3: Circuito primario; all'interno scorre il flusso di R1234ze(E), [7]

Per la misura dei valori a monte e a valle delle componenti utili a questo studio sono state montate le termocoppie, le termopile e i misuratori di pressione. Un sistema di acquisizione dati permetterà infine la registrazione dei valori istantanei in ogni punto scelto con frequenza di registrazione dati pari a 1 hertz, ovvero una volta al secondo.

Qui di seguito sono stati elencati in ordine tutti i sensori e le loro caratteristiche.

Filtro

Si tratta di un filtro disidratatore a cartuccia solida con setacci molecolari modello “Castel serie 4303”. È situato subito a monte della pompa di circolazione e il suo scopo è quello di trattenere eventuali impurità che potrebbero presentarsi all’interno del flusso e che potrebbero danneggiare gli organi interni della pompa. A lungo andare l’assenza di questo filtro porterebbe ad una perdita di rendimento e, nel caso peggiore, alla rottura delle componenti a valle di esso.

Prima dell’immissione della carica di refrigerante all’interno del circuito, viene creato il vuoto tramite una pompa a vuoto apposita; nel caso venga fatto in maniera non corretta si potrebbero presentare problemi di umidità residua intrappolata all’interno del circuito, eliminabile anch’essa grazie a questo filtro.



Figura 3.4 : Filtro “Castel serie 4303” installato nel circuito [7]

Pompa per la circolazione forzata

Avendo la portata circolante una pressione imposta a priori dalla carica di refrigerante immessa e dalla temperatura di saturazione, questa pompa non opera tra due livelli di pressione ben definiti, bensì il suo scopo è quello di vincere le perdite di carico, favorendo la circolazione forzata all’interno del circuito principale. Viene utilizzata per la regolazione della portata ed è di tipo “oil free”, volutamente ricercata con questo design per studiare il processo di evaporazione di un fluido puro senza contaminazioni da parte di lubrificanti. È stato installato il modello ‘GC M25’ dell’azienda ‘MICROPUMP’ accoppiata a un motore trifase ‘CANTONI’ della serie ‘Sh’ a 4 poli. La pompa è stata posizionata nella parte inferiore del circuito, lungo il tratto alimentato a R1234ze(E) in fase di liquido sottoraffreddato.



Figura 3.5: Pompa modello GC M25. Nella parte bassa si può notare l'inverter per la regolazione della velocità di rotazione.[7]

Sistema di pressurizzazione e smorzamento (dumper)

La pressione di circuito, come già detto in precedenza, è imposta dalla temperatura di saturazione e dalla carica di refrigerante, ma entro certi limiti è possibile incrementarla o diminuirla tramite questo componente, mantenendola così il più costante possibile durante tutte le rilevazioni.



Figura 3.6: Sistema di pressurizzazione e smorzamento installato lungo il circuito primario. [7]

Il collegamento al sistema di aria compressa presente nel laboratorio permette di riempire una camera d'aria in gomma di forma circolare che, espandendosi, trasmetterà la pressione ad una piastra posta nella parte superiore del sistema.

Il refrigerante, posto all'interno della colonna centrale di collegamento e separato dall'aria compressa tramite un soffietto metallico, riceverà una pressione amplificata dovuta alla riduzione dell'area (poiché la superficie della piastra è di molto superiore alla tubazione di collegamento) su cui è applicata.

Misuratore massico di portata

È stato adottato un modello prodotto dall'azienda 'Micro Motion' ed appartiene alla serie 'Elite', scelto tra le varie tipologie ad effetto Coriolis possibili.

Sfrutta il suddetto principio fisico per misurare la portata circolante in modo indiretto. Si fa nascere volutamente all'interno del misuratore un'accelerazione di Coriolis, la quale è posta in relazione alla portata di massa \dot{m} , permettendo un'elevata precisione di calcolo. Questa tipologia di sensori risulta molto precisa ma necessita un flusso monofase liquido per una lettura corretta; nel caso in cui scorra una miscela bifase le letture saranno instabili, rendendo impossibile la quantificazione reale del flusso circolante.



Figura 3.7: Misuratore di portata ad effetto Coriolis. [7]

Valvola di regolazione della portata

Subito a monte del misuratore di portata è stata installata una valvola ‘Swagelok’ in acciaio inox 316 SS, resistente a pressioni di oltre 200 bar e a temperature elevate, di molto al di sopra delle temperature raggiunte da questi test.

Il suo scopo è quello di regolare manualmente la portata di fluido frigorifero tramite aumento o diminuzione dell’ostruzione all’interno del condotto principale, in modo tale da poter correggere la portata volumetrica prima dell’ingresso all’evaporatore. Questo metodo è efficace per una regolazione di piccola entità ma, in alcune situazioni particolari, potrebbe portare a turbolenze localizzate indesiderate e pertanto ad un aumento dell’errore sulla lettura della portata.



Figura 3.8: Valvola di regolazione [7]

Evaporatore

È stato adottato uno scambiatore a piastre saldobrasate ‘WTT-GEA’ in acciaio AISI 316 con apporto alla brasatura in rame 99,9%. Il fluido frigorifero e l’acqua calda scorrono all’interno in flussi in controcorrente, con una pressione massima di esercizio sopportabile di 30 bar e una temperatura massima di esercizio di 195 °C.

Il suo scopo è quello di trasformare tutto il fluido, che fino a quel punto si presenta in uno stato di liquido sotto raffreddato, in vapore surriscaldato con titolo di vapore superiore all’unità.

È da notare come nella presente ricerca i valori di temperatura e pressione siano di molto inferiori ai livelli massimi di sicurezza e, pertanto, questo componente si può considerare esente da danneggiamenti eccessivi dovuti da stress termici e di pressione.

In ingresso e in uscita, lungo il circuito primario sono stati installati due pozzetti termometrici per la rilevazione delle temperature, grazie ai quali è possibile calcolare con molta precisione i flussi di potenza in gioco, durante la fase di elaborazione.



Figura 3.9: Evaporatore a piastre in controcorrente [7]

Precondensatore

Ha lo scopo di condensare, parzialmente o completamente, il vapore proveniente dall'evaporatore posto subito a monte, fornendo così una capacità di controllo sul titolo di vapore in ingresso alla sezione sperimentale. Il mix, con titolo noto e regolato, sarà poi inviato all'ingresso della sezione di prova.

È stata scelta una configurazione ad U del tipo tubo in tubo in controcorrente, con il tubo esterno realizzato in ottone e quello interno in rame, all'interno del quale scorre il flusso di refrigerante.



Figura 3.10: Precondensatore tubo in tubo installato [7]

Sezione Microfin

Alla sezione di prova verrà dedicato il capitolo successivo, che spiega nel dettaglio la componentistica e le modalità di assemblaggio.

Postcondensatore

In uscita dalla sezione di test si ottiene una miscela liquido-vapore con titolo di vapore variabile a seconda delle prove effettuate. È indispensabile ritornare alla condizione di liquido sotto raffreddato prima del rientro nel filtro disidratatore per motivazioni tecnologiche, e questo è realizzato grazie ad un condensatore a piastre in controcorrente alimentato ad acqua. Per verificare il corretto ritorno del flusso alla condizione voluta è stata installata una termocoppia in uscita dallo scambiatore stesso.



Figura 3.11: Post condensatore a piastre alimentato ad acqua [7]

3.2 - IL CIRCUITO SECONDARIO DELL' EVAPORATORE

Tramite un circuito ad acqua riscaldata elettricamente in un boiler elettrico, viene fornito calore al flusso principale in modo da ottenere la completa vaporizzazione del fluido frigorifero. Il boiler elettrico in acciaio inox, con potenza termica massima di 5 kW, consente di riscaldare una portata d'acqua la cui circolazione forzata all'interno dell'evaporatore a piastre viene garantita da una pompa multistadio modello OSIP MC 80 e la cui portata è regolabile tramite una valvola.

Tre resistenze trasmettono questa potenza termica per effetto Joule e sono collegate alla rete elettrica in maniera indipendente l'una dall'altra tramite un sistema di tipo trifase. Ciascuna resistenza può fornire una potenza massima di 1.7 kW in modo tale da riuscire a fornire l'energia necessaria in modo modulare e variabile.

Per questo scopo è stato installato un regolatore di potenza dell'azienda Eurotherm modello 425 A (oscillazioni inferiori a $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$) e un termostato digitale JUMO e TRON T per il controllo e per la variazione delle temperature.

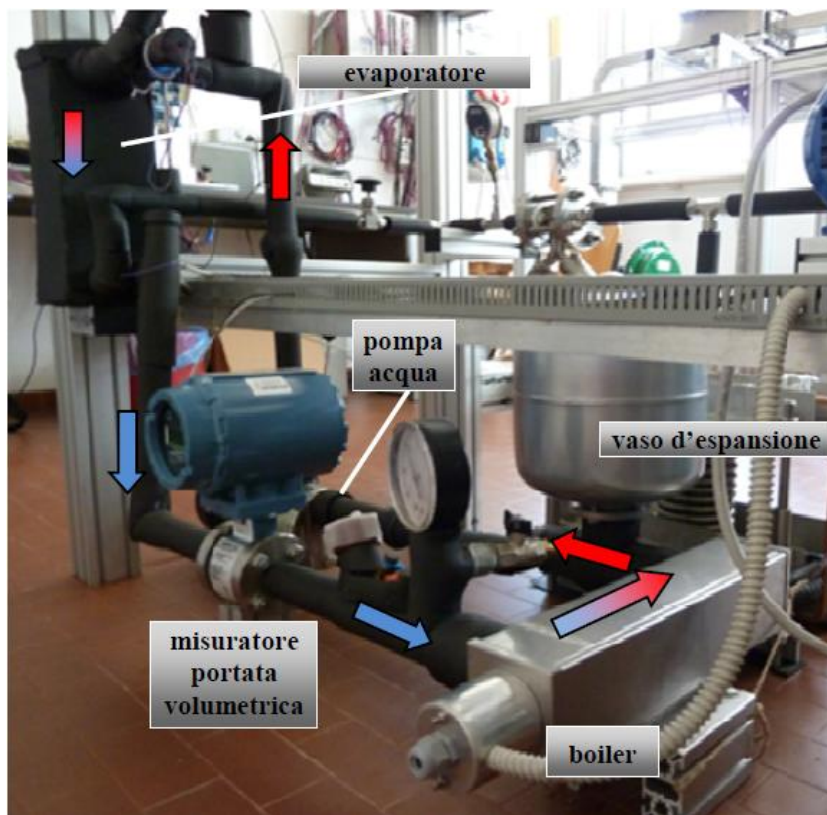


Figura 3.12: Circuito secondario per l'acqua calda all'evaporatore [7]

A monte e a valle sono stati realizzati due miscelatori dotati di pozzetti termometrici per il calcolo delle potenze termiche in gioco. Nella direzione di deflusso vengono montati, in questo ordine, un misuratore di portata elettromagnetico modello 8732E prodotto dall'azienda 'Rosemount' a perdite di carico nulle e con un range di validità tra 0 e 800 l h⁻¹, una valvola di regolazione della portata e un manometro per il controllo della pressione dell'acqua all'interno del circuito. Un vaso di espansione a membrana è stato posto subito prima della pompa, per evitare sovrappressioni indesiderate, e si è deciso di utilizzare un vaso di tipo chiuso prodotto dall'azienda CIMM S.p.a, avente una pressione interna di circa 2.5 bar.

3.3 - IL CIRCUITO SECONDARIO DEL PRECONDENSATORE



Figura 3.13: Circuito secondario per l'alimento del precondensatore. A destra si può notare il sistema di regolazione della temperatura tramite il quale è regolabile il titolo di vapore prima dell'ingresso nella sezione di prova [7]

Lo scopo è condensare il vapore surriscaldato in uscita dall'evaporatore in modo controllato, per poter ottenere il titolo di vapore desiderato all'ingresso nella sezione di prova.

L'acqua di alimentazione all'interno del circuito secondario presenta una temperatura regolabile, mantenuta sopra i 5 °C per evitare eventuali cold spot e formazione di ghiaccio.

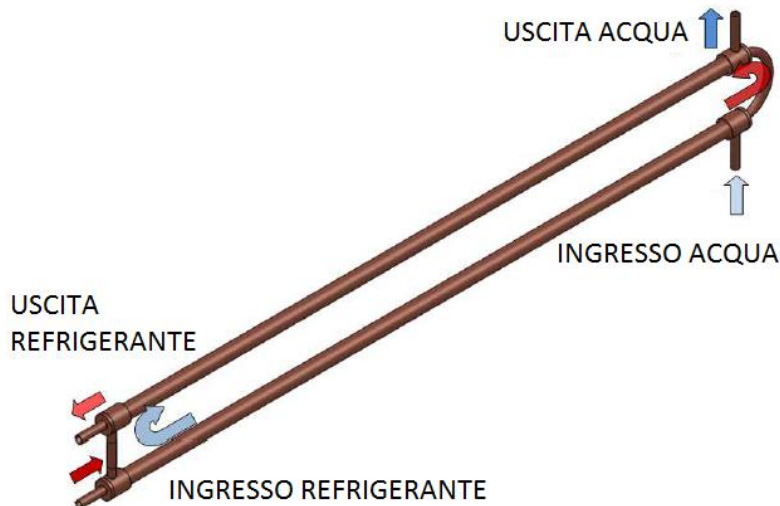


Figura 3.14: Rappresentazione schematica dello scambiatore tubo in tubo utilizzata [7]

Essendo la temperatura di uscita dall'evaporatore durante le prove variabile tra 40 e 60°C, raffreddando tra i 5 e i 15 °C si riesce ad ottenere il controllo del flusso termico voluto, pilotato dalla temperatura e dalla portata di massa circolante.

La scelta del componente è ricaduta su un chiller 'AIR CONTROL' modello 'ROCK 4W', con una precisione inferiore al grado centigrado e con un serbatoio di accumulo di 12 litri. Una pompa di circolazione permette lo scorrimento del fluido con portata costante attraverso un termoregolatore di controllo e un misuratore di portata elettromagnetico prima dell'ingresso nel precondensatore.

Sono presenti inoltre un vaso di espansione a membrana e una valvola manuale per la regolazione della pressione e della portata.

3.4 - IL CIRCUITO SECONDARIO DEL POSTCONDENSATORE

Lo scopo di questa sezione è quello di portare allo stato di liquido sottoraffreddato la miscela bifase in uscita dalla sezione di prova e, pertanto, viene monitorata solamente la temperatura in uscita tramite una termocoppia inserita in un pozzetto termometrico.

Per l'alimento è stato scelto un chiller Lauda VC 3000 impostato ad una temperatura costante di 5 °C, sufficienti ad evitare cold spot e formazione di ghiaccio all'interno

del circuito. Inoltre, alle pressioni in cui opera il circuito in esame, queste temperature sono sempre adatte per la condensazione totale della portata di vapore all'interno dello scambiatore in controcorrente, all'interno del quale il refrigerante scorre con verso discendente.



Figura 3.15: Chiller Lauda VC 3000, per l'alimento del circuito secondario al post condensatore.

3.5 - SENSORI E ACCORGIMENTI PARTICOLARI

Termopile

Le termopile sono sensori di temperatura composti da più termocoppie connesse elettricamente in serie. Una termopila formata da n termocoppie presenta una differenza di potenziale ai suoi capi liberi n volte superiore al valore registrato da ogni singola termocoppia componente, permettendo di raggiungere un'incertezza di misura minore, pari a $\pm 0.03^\circ\text{C}$. Sono utilizzate comunemente per la misurazione di differenze di temperatura e si basano sullo stesso principio fisico delle termocoppie. All'interno dell'impianto ne sono state installate due, una nel circuito secondario alimentato ad acqua all'evaporatore e uno nel circuito secondario ad acqua al precondensatore, in modo da poter conoscere in ogni istante le temperature di ingresso e di uscita dei flussi secondari, per permettere un calcolo più preciso dei flussi termici scambiati.

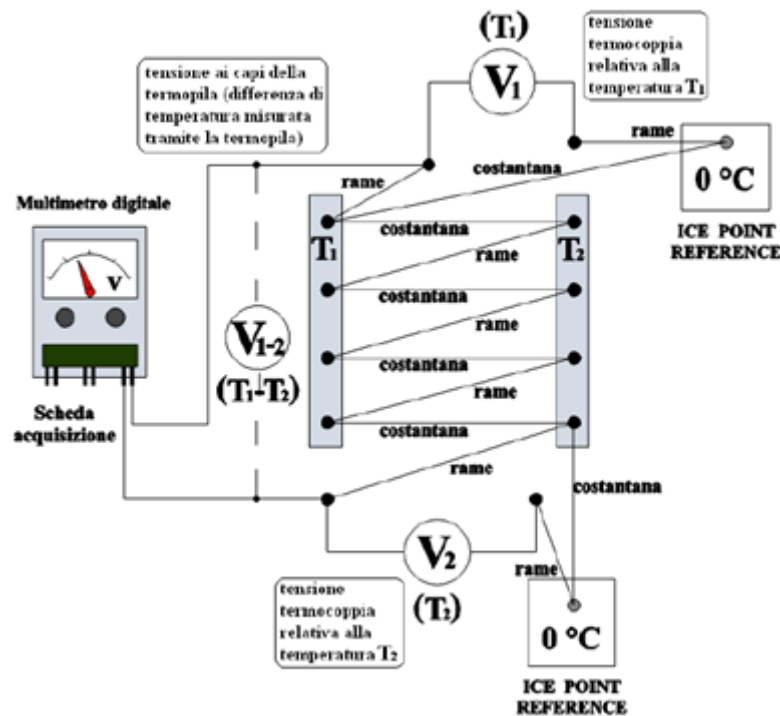


Figura 3.16: Rappresentazione schematica di una termopila equipaggiata con due termocoppie aggiuntive [7]

Ai capi di entrambe le termopile a quattro giunzioni sono state connesse due termocoppie, una adibita alla registrazione della temperatura in ingresso e una per la temperatura in uscita. Una volta registrata la tensione della termocoppia in ingresso e della termopila è possibile ricavare con precisione la tensione in uscita, molto più che rispetto

alla sola registrazione della tensione tramite la termocoppia singola posta all'uscita. Infine, tramite il polinomio caratteristico trovato in precedenza, è stato possibile ricavare la temperatura in uscita, registrata tramite il software Labview assieme alle altre misure.

Misuratori di pressione assoluta e relativa



Figura 3.17: Misuratore di pressione differenziale (a sinistra) installato per la misura delle perdite di carico nella sezione di prova e due misuratori assoluti di pressione (a destra)[7]

I sensori 'Rosemount' installati nel circuito vengono utilizzati per la misurazione della pressione negli snodi impiantistici ritenuti fondamentali allo studio corrente. Nello specifico è stata monitorata la pressione in ingresso e in uscita all'evaporatore e quella in ingresso alla sezione di prova tramite misuratori assoluti, e le perdite di carico tra ingresso e uscita della sezione sperimentale tramite un sensore differenziale di pressione.

Per il collegamento al circuito refrigerante sono state realizzate, nelle tubazioni e nella sezione sperimentale, delle prese di pressione a cui sono stati collegati dei tubi di diametro esterno 1/8 di pollice in acciaio inox, in modo tale da poter posizionare i misuratori in una zona sopraelevata di qualche decina di centimetri rispetto alle prese stesse, per favorire la fase vapore rispetto alla componente liquida.

All'interno di questi condotti a sezione ridotta potrebbero verificarsi delle condensazioni locali, influenzando la lettura da parte del sensore. Per ovviare a questo problema sono state avvolte delle resistenze elettriche alimentate separatamente, con il solo scopo di riscaldare i condotti evitando così eventuali condense possibili al momento della lettura.

Per quanto riguarda il trasduttore differenziale, ogni considerazione fatta sulla miscela bifase all'interno dei condotti di collegamento rimane valida e vengono applicate le stesse metodologie risolutive.

Misuratori di portata elettromagnetici



Figura 3.18: Misuratori elettromagnetici di portata. A sinistra quello installato nel ramo ad acqua per l'alimento del precondensatore, a destra quello installato nel ramo per l'acqua di alimento all'evaporatore.

Ne sono stati installati due di tipo elettromagnetico modello 8732E prodotti dall'azienda Rosemount (Emerson Process Management), uno nel circuito dell'acqua in ingresso al precondensatore e uno nel ramo caldo del sistema di riscaldamento dell'acqua all'evaporatore.

I range di utilizzo spaziano da 0 a 650 l h^{-1} nel primo caso e da 0 a 800 l h^{-1} nel secondo e presentano perdite di carico nulle per via della loro tipologia di misura non invasiva.

Miscelatori

Per rilevare i valori di temperatura dell'acqua in ingresso e uscita di evaporatore e precondensatore con la modalità più corretta, sono stati creati dei miscelatori in rame e ottone muniti di pozzetti termometrici per l'alloggiamento delle termocoppie.

Lo scopo della struttura è quello di rendere omogenea la distribuzione spaziale della temperatura all'interno del flusso nel punto di misura, tramite un elevato mescolamento locale turbolento dovuto alla geometria dell'assemblato.

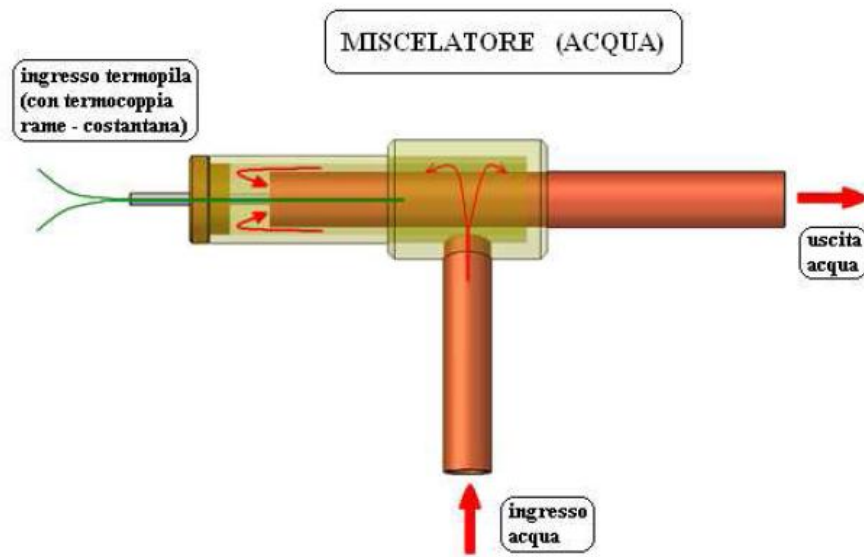


Figura 3.19: Geometria dei miscelatori installati visti in trasparenza [7]

Infine, per evitare dispersioni termiche verso l'ambiente, tutto il circuito è stato ricoperto da uno strato di Armaflex, materiale termicamente isolante utile per creare una condizione il più possibile adiabatica verso l'esterno.

CAPITOLO 4

CONSIDERAZIONI SULLA SEZIONE SPERIMENTALE

La sezione sperimentale utilizzata è stata progettata e assemblata in precedenti lavori di tesi secondo alcuni prerequisiti fondamentali, tali da favorire la corretta lettura dei parametri rilevati tramite i sensori installati. La piattaforma, tramite cui viene scambiato il flusso termico, deve presentare dimensioni ridotte e deve garantire la continuità materiale con il tubo microfin a cui è saldato, in modo tale da riuscire a simulare un possibile caso di raffreddamento di circuiti elettronici o di situazioni nelle quali si necessita uno scambiatore compatto, per esempio in presenza di vincoli spaziali stringenti.

Per avvicinarsi il più possibile ad una situazione di adiabaticità verso l'esterno, l'assemblato è stato avvolto in uno strato di materiale termicamente isolante e sigillato.

4.1 – Sezione sperimentale

Il tubo microfin assemblato per queste prove sperimentali presenta un diametro esterno $D_e = 4$ mm, 40 alette di altezza 0.12 mm distribuite equamente su tutta la sezione, un angolo di elica $\beta = 18^\circ$ e un angolo all'apice γ di 43° .

Il diametro interno all'apice delle alette $D_i = 3.4$ mm, risulta dalla differenza tra il diametro esterno, il doppio dell'altezza di una singola aletta e lo spessore del tubo.

In un blocco di rame lungo 300 mm, spesso 20 mm e largo 10 mm, sono stati scavati due alloggiamenti: uno nella parte superiore in cui è stato posizionato e saldato il tubo microfin, e uno nella parte inferiore, adibito al contenimento del sistema di riscaldamento. Questa scelta operativa deriva da motivazioni tecnologiche che rendono complicate le lavorazioni fatte direttamente sulla superficie esterna del microfin, che necessita quindi di un supporto dello stesso materiale per permettere il collegamento con le termocoppie e il sistema elettrico di riscaldamento.



Figura 4.1: Sezione microfin in fase di assemblaggio [8]

Le prese di pressione sono state saldate a circa 50 mm a valle e a monte della sezione effettiva di scambio termico lungo il condotto principale e le connessioni sono state fatte saldando due porzioni di tubo liscio, in modo tale da evitare perdite di pressione concentrate nella zona delle misurazioni.

Operando in questo modo si ottiene una lettura delle perdite di carico su una lunghezza totale di 410 mm, mentre la lunghezza effettiva considerata per lo scambio termico è di 300 mm, cioè la lunghezza del supporto di rame e del riscaldatore.

Per il riscaldatore elettrico è stato scelto di utilizzare una lega Nichel-Cromo posta a 2 mm di profondità nell'incavo inferiore alla base, connesso tramite giunzioni di stagno a due fili di rame, che verranno a loro volta connessi al generatore di corrente elettrica tramite morsetti.

Questa scelta di materiali deriva dal fatto che la lega presenta una resistività più elevata rispetto al rame e di conseguenza la dispersione di calore per effetto Joule risulta molto più elevata; in queste modalità, lungo il tratto sottostante la sezione si ottiene un flusso termico più elevato rispetto ai tratti connessi al generatore di potenza, in cui è preferibile evitare il surriscaldamento per non rovinarne le componenti.

Per far aderire il sistema elettrico al rame senza lasciare aria all'interno, che costituirebbe una resistenza termica aggiuntiva indesiderata molto elevata, la canaletta in cui è alloggiato il riscaldatore è stata riempita con una pasta conduttiva e il provino è stato sigillato tramite una barretta di alluminio incollata sul fondo tramite una resina epossidica bicomponente.

Il sistema di riscaldamento così assemblato è in grado di fornire un carico termico uniforme e stabile nel tempo lungo tutto l'asse del provino e contemporaneamente si evita la rottura del sistema stesso per cause derivate dallo stress termico.

La potenza elettrica viene fornita da un generatore di corrente regolabile a corrente continua, con una potenza massima erogabile di 900 W. Il valore esatto della potenza fornita può essere calcolato tramite due differenti rilevazioni di caduta di tensione: la prima registra l'effettiva differenza di potenziale ai capi del riscaldatore, mentre la seconda legge quella che attraversa un circuito di shunt a resistenza nota, utilizzato al solo scopo di estrapolare l'informazione sull'intensità di corrente elettrica tramite la legge di Ohm (accuratezza $\pm 0.13\%$ della lettura).

Per monitorare l'andamento della temperatura durante il processo evaporativo, lungo la direzione longitudinale sono state inserite venti termocoppie calibrate di tipo T rivestite in Teflon (accuratezza ± 0.05 K) a una distanza di 15 mm l'una dall'altra in fori profondi 5 mm ricavati sul blocco di rame, ad 1 mm di distanza dal tubo microfin.

La configurazione appena descritta è stata infine racchiusa all'interno di una copertura di alluminio, imbottita di uno strato di 30 mm di lana di roccia isolante per la limitazione delle perdite di calore verso l'esterno, avvicinando la sezione ad una condizione di adiabaticità.

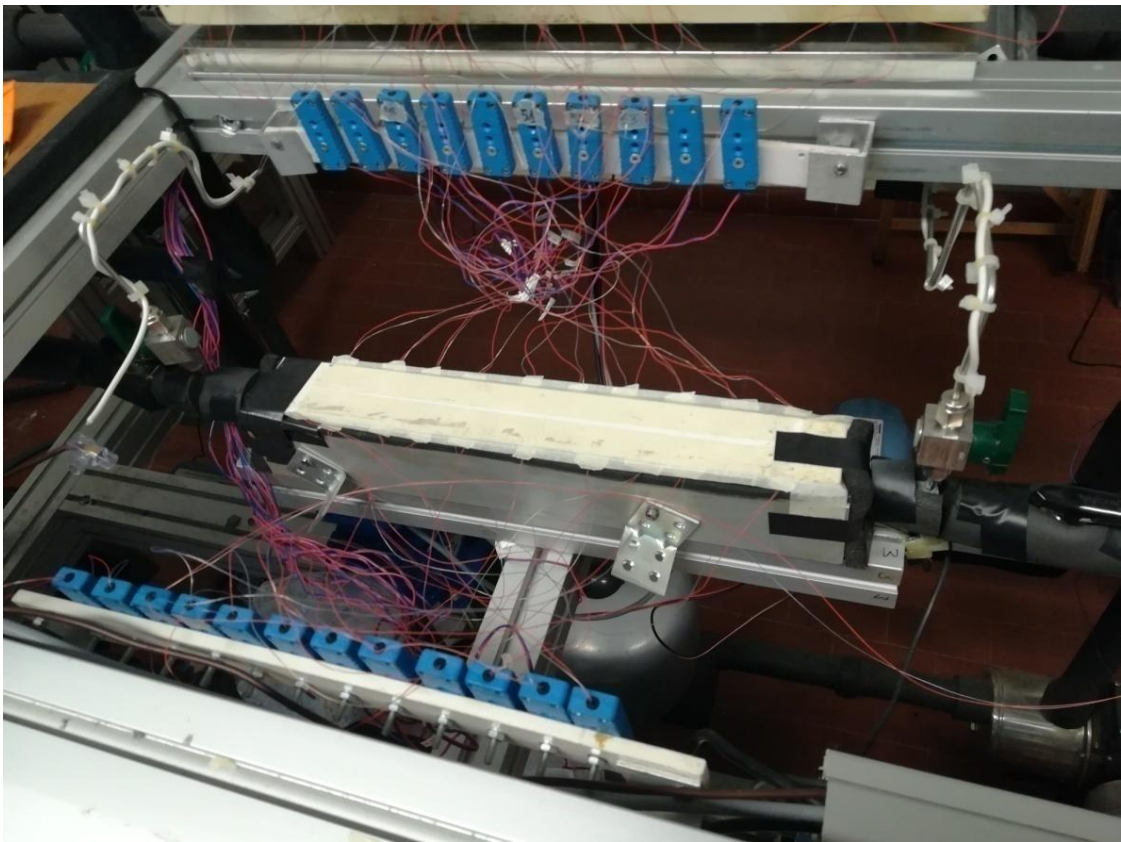


Figura 4.2: Sezione di prova assemblata e connessa al circuito primario

Per testare la tenuta dell'assemblato, antecedente al caricamento del refrigerante, all'interno del ramo principale che alloggia la sezione di prova è stato fatto il vuoto tramite una pompa a vuoto apposta collegata ad una valvola posta a monte del postcondensatore.

Chiudendo anche la valvola posta subito a monte del microfin è stato possibile isolarlo dal resto del circuito ed è stato in seguito caricato azoto per individuare eventuali perdite localizzate e/o distribuite.

CAPITOLO 5

5.1 - ANALISI DEI DATI

Procedimento per il calcolo del coefficiente HTC di scambio termico

Il flusso termico fornito (pari a quello scambiato a meno delle perdite) viene calcolato dal prodotto fra la tensione ai capi del riscaldatore e la corrente continua circolante in esso; volendo calcolare anche il flusso termico specifico HF basterà dividere il flusso termico assorbito dal refrigerante per l'area esterna del tubo microfin.

$$q = P_{el} = VI \text{ [W]} \quad (5.1)$$

$$HF = \frac{P_{el}}{A_{est}} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right] \quad (5.2)$$

La portata di massa specifica G in $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ viene calcolata come rapporto tra la portata massica di refrigerante \dot{m}_{ref} che fluisce nel condotto e la sezione trasversale del condotto stesso, con un diametro interno pari al diametro della circonferenza tangente alle punte delle microalette.

$$G = \frac{\dot{m}_{ref}}{A_c} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s m}^2} \right] \quad (5.3)$$

Nella realtà però non tutta la potenza elettrica fornita dal sistema di riscaldamento viene trasferita alla base del provino a causa della frazione Q_p dispersa nell'ambiente. Sperimentalmente, può essere messa in relazione con la differenza tra la temperatura media di parete e la temperatura media dell'aria ambiente tramite una relazione lineare, estrapolata effettuando le prove di dispersione.

Durante queste prove è stata isolata la sezione di test dal resto del circuito e, tramite una pompa a vuoto, è stato fatto il vuoto all'interno del ramo. Mantenendo la condizione di vuoto spinto è stato fornito calore, variando la potenza elettrica da 0.7 W a 3 W, e sono stati registrati i valori di temperatura di parete. Creando tramite Excel un diagramma $Q_p \text{ [W]} - (T_{par} - T_{aria}) \text{ [}^\circ\text{C]}$, è stato possibile estrapolare l'equazione caratteristica intrinseca della sezione, che permette di conoscere il quantitativo disperso nell'ambiente a partire dalle temperature registrate tramite i sensori installati.

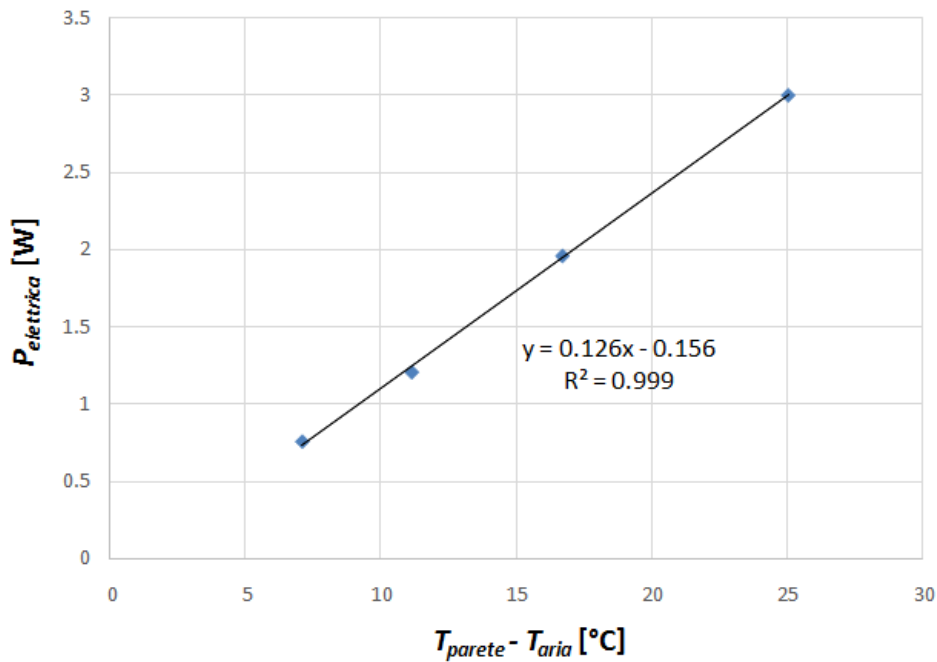


Figura 5.1: Curva caratteristica delle perdite a vuoto della sezione sperimentale in esame

Durante queste prove tutto il calore fornito viene disperso, il che implica l'uguaglianza tra la potenza elettrica e il calore perso; è quindi possibile scrivere:

$$P_{el} = q_p = 0.126 (T_{par,m} - T_{amb}) - 0.156 \text{ [W]} \quad (5.4)$$

La parte di flusso termico utile tenendo conto di queste perdite sarà dato dalla differenza tra il calore totale fornito e il calore disperso:

$$q_u = q - q_p = \frac{P_{el}}{A_c} - [0.126(T_{par,m} - T_{amb}) - 0.1565] \text{ [W]} \quad (5.5)$$

Per il valore della temperatura ambiente è stata utilizzata una termocoppia con il giunto caldo posto in aria, mentre per il calcolo della $T_{par,m}$, utile anche successivamente per il calcolo del coefficiente di scambio termico, è stata calcolata la media tra i valori registrati dalle 20 termocoppie installate alla base del provino lungo tutta la lunghezza del tratto di condotto riscaldato.

$$T_{par,m} = \frac{\sum_{i=1}^{20} T_{TC-i}}{20} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (5.6)$$

Essendo note sia la portata di acqua circolante al precondensatore sia le temperature di ingresso e di uscita al ramo freddo dello scambiatore, il calore fornito può essere a sua volta calcolato tramite un bilancio di energia:

$$q_{prec} = \dot{m}_w c_{p,w} (T_o - T_i) \text{ [W]} \quad (5.7)$$

Per conoscere il valore esatto di entalpia h_2 in uscita dall'evaporatore è stato utilizzato il programma Refprop 9.1, database contenente le caratteristiche dei refrigeranti noti e in commercio creato dal NIST (National Institute of Standards and Technology, U.S. Department of Commerce).

In questo punto del circuito il flusso è in fase di vapore completamente surriscaldato con titolo superiore all'unità e, tramite i sensori di pressione e temperatura installati in uscita dal condotto, è stato possibile ottenere la coppia di variabili necessarie per individuare univocamente il punto termodinamico ricercato, e quindi di conseguenza anche il valore di entalpia.

Assumendo l'ipotesi di adiabaticità verso l'esterno al precondensatore (ipotesi realizzata solo in parte essendo molto difficile a livello pratico) e conoscendo il calore fornito al medesimo (q_{prec} appena calcolato), tramite un bilancio di primo principio è possibile ricavare l'entalpia specifica del flusso di refrigerante h_3 in uscita, equivalente al punto di ingresso nella sezione di prova a meno delle perdite di carico trascurabili all'interno delle tubazioni lisce.

$$h_3 = h_2 - \frac{q_{prec}}{\dot{m}_{ref}} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (5.8)$$

A mezzo del trasduttore di pressione posto all'ingresso della sezione di prova è possibile registrare il valore di pressione all'ingresso della sezione di prova e, avendo già calcolato in precedenza il valore di entalpia specifica h_3 totale della miscela bifase, è possibile estrapolare tramite il software le entalpie specifiche del liquido e del vapore

saturo (rispettivamente h_{l3} e h_{v3}) che compongono la miscela bifase in esame, alla pressione di saturazione imposta nel circuito.

Tramite la seguente equazione è possibile risalire al valore del titolo di vapore a partire dalle entalpie appena trovate:

$$x_3 = \frac{h_3 - h_{l,3}}{h_{v,3} - h_{l,3}} [-] \quad (5.9)$$

Applicando un bilancio energetico tra l'ingresso e l'uscita della sezione di prova è possibile ricavare l'entalpia specifica in uscita h_4 , essendo già noto il calore trasferito e la portata di refrigerante circolante:

$$h_4 = h_3 + \frac{q_u}{\dot{m}_{ref}} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (5.10)$$

In modo analogo a quanto svolto in precedenza è possibile estrapolare dal programma i valori h_{l4} e h_{v4} , utili per il calcolo del valore del titolo di vapore in uscita x_4 .

$$x_4 = \frac{h_4 - h_{l,4}}{h_{v,4} - h_{l,4}} [-] \quad (5.11)$$

Calcolati entrambi i titoli in ingresso e in uscita della sezione di prova, è possibile calcolare il titolo medio all'interno del condotto, condizione propria della misura che si sta effettuando, che verrà in seguito utilizzato per il calcolo del corrispondente coefficiente di scambio termico.

$$x_m = \frac{x_3 + x_4}{2} [-] \quad (5.12)$$

Utilizzando il trasduttore di pressione differenziale posto tra ingresso e uscita vengono registrate le perdite di carico lungo la direzione assiale del provino e, essendo nota la pressione p_3 in ingresso, è possibile ricavare per differenza la pressione p_4 .

$$p_4 = p_3 - \Delta p \text{ [bar]} \quad (5.13)$$

Il valore di pressione totale appena trovato è scomponibile in tre contributi: il contributo dato dalle perdite per attrito, il contributo dato dalle perdite per quantità di moto e il contributo dato dall'effetto della gravità. In un tubo orizzontale l'ultima componente risulta nulla per via della quota costante lungo tutto l'assemblato. Calcolando le perdite per quantità di moto è possibile ricavare le perdite per attrito tramite differenza.

Per il calcolo del grado di vuoto, necessario per quantificare le perdite per quantità di moto, è stata utilizzata la formula di Rouhani e Axelsson [9]:

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_v} \left\{ [1 + 0.12(1 - x)] \left[\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right] + \frac{1.18(1-x)[g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{0.25}}{\dot{m}_{ref} \rho_l^{0.5}} \right\}^{-1} \quad [-] \quad (5.14)$$

Calcolando la differenza tra i contributi di pressione all'ingresso e all'uscita è possibile ricavare il gradiente dovuto alla variazione della quantità di moto:

$$\Delta p_{qnt} = G^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_v\varepsilon} \right]_i - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_v\varepsilon} \right]_o \right\} \text{ [bar]} \quad (5.15)$$

Sottraendo il valore appena trovato alle perdite totali si ottiene il contributo delle perdite per attrito:

$$\Delta p_f = \Delta p_{tot} - \Delta p_{qnt} \text{ [bar]} \quad (5.16)$$

Un'altra variabile utile per l'elaborazione è la temperatura media di saturazione. Essa viene ricavata calcolando la media tra i valori in ingresso e in uscita, che a loro volta sono ricavati dalla curva di saturazione $T_{sat} - P_{sat}$ tramite il programma RefProp a partire dalle pressioni note p_3 e p_4 .

$$T_{sat,m} = \frac{T_{sat,3}(p_3) + T_{sat,4}(p_4)}{2} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (5.17)$$

Una volta calcolata la temperatura di saturazione media all'interno del condotto è possibile ricavare indirettamente il coefficiente di scambio termico tramite la seguente relazione.

$$HTC_{TP} = \frac{q_{utile}}{A_{sup,lat} (T_{par,m} - T_{sat,m})} \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (5.18)$$

In cui l'area di scambio laterale è definita come:

$$A_{sup,lat} = \pi D_{est} L [m^2] \quad (5.19)$$

Iterando tutto questo procedimento per ogni set di prove svolte è possibile studiare l'evoluzione delle prestazioni di scambio termico al variare dei parametri di circuito.

5.2 – ANALISI DELLE INCERTEZZE

5.2.1 - Parametri misurati

Strumento o misura	Incertezza
Termocoppie	± 0.05 K
Termopile	± 0.03 K
Potenza elettrica	$\pm 0.13\%$ della lettura
Misuratore di portata massico	$\pm 0.10\%$ della lettura
Misuratore di portata volumetrica	$\pm 0.25\%$ della lettura
Trasduttore differenziale di pressione	± 25 Pa
Misuratore di pressione assoluta	± 1950 Pa
Refprop	$\pm 1\%$ della lettura

Tabella 5.1: Incertezze di misura fornite dai costruttori dei sensori installati nel circuito [7]:

Per tutti i valori misurati in modo diretto, ovvero tramite i sensori utilizzati, valgono intrinsecamente due tipologie di errore:

- errore di ripetibilità r

$$r = \frac{\sigma t}{\sqrt{N}} \quad (5.20)$$

Dove σ è la deviazione standard, calcolata a partire dal gruppo di valori che compongono il campione preso in considerazione, N è il numero di misure su cui verranno calcolate tutte le medie (in questa ricerca pari a 100) e t , parametro descrittivo della distribuzione di Student.

- errore strumentale u

È proprio dello strumento di misura utilizzato e viene indicato nella tabella qui sopra per ogni tipologia di sensori installati all'interno del circuito. L'errore legato ai valori ricavati da RefProp vale sempre l'1% del valore letto.

Nel caso la grandezza sia calcolata come media di più misurazioni ottenute tramite sensori identici, come per esempio la $T_{par,m}$, viene presa l'incertezza intrinseca di un singolo sensore e divisa per \sqrt{N} .

Infine, combinando queste due incertezze è possibile calcolare l'incertezza complessiva:

$$i = \sqrt{r^2 + u^2} \quad (5.21)$$

Il peso che i termini r e u hanno sul valore complessivo varia a seconda dell'incertezza che si calcola; per esempio, nel caso delle temperature e della potenza elettrica, l'errore di ripetibilità risulta di almeno un ordine di grandezza inferiore rispetto all'errore strumentale e quindi, essendo pesato con esponente due, risulterà trascurabile. In altri casi, come per esempio le varie portate massiche e le cadute di pressione, questi due termini sono confrontabili e quindi non è possibile trascurarlo.

Per quanto riguarda invece i valori calcolati indirettamente verrà utilizzata la teoria della propagazione degli errori; è possibile ricavarle derivando le espressioni che permettono il calcolo dei parametri ricercati rispetto a tutte le variabili che la costituiscono e pesandole con i rispettivi errori.

5.2.2 - Calcolo dell'incertezza sul coefficiente di scambio termico

Temperatura media di parete

L'errore sulla temperatura media di parete è data solamente dall'errore commesso al momento della misura da una singola termocoppia rapportata con la radice quadrata del numero di termocoppie installate. L'errore di ripetibilità non viene considerato in quanto trascurabile.

$$u(T_{par,m}) = \frac{u(T_{1,TC})}{\sqrt{20}} \text{ [K]} \quad (5.22)$$

Temperatura di saturazione media

In questo caso la dipendenza è legata solo al tipo di trasduttore di pressione utilizzato (e dal suo errore intrinseco), in quanto il valore della temperatura di saturazione viene estrapolato a partire dal valore di pressione misurato dallo strumento.

$$u(T_{sat,m}) = T(p_{sat,m} + 1950[\text{Pa}]) - T_{sat,m} [\text{K}] \quad (5.23)$$

Differenza di temperatura

Essendo la formula in questione una semplice differenza tra due valori, è possibile calcolarne l'incertezza pesando gli errori complessivi delle temperature in gioco con esponente due e ponendole sotto radice quadrata.

$$i(\Delta T) = \sqrt{[i(T_{par,m})]^2 + [i(T_{sat,m})]^2} [\text{K}] \quad (5.24)$$

Calore dissipato

L'errore sul calcolo delle perdite termiche dipende solamente dall'incertezza di misura della temperatura media di parete. Quando si ha un prodotto per una costante essa si mantiene nel calcolo dell'errore ed essendo le due variabili in gioco legate secondo una funzione lineare, l'equazione risulta essere:

$$i(q_p) = 0.126 i(T_{par,m}) [\text{W}] \quad (5.25)$$

Potenza elettrica

L'incertezza legata a questa misura è fornita dal costruttore al momento dell'acquisto dello strumento e vale:

$$i(P_{el}) = 0,0013 P_{el} [\text{W}] \quad (5.26)$$

Calore utile

Ora che sono noti gli errori sulla lettura della potenza elettrica e sul calcolo del calore perso è possibile stabilire l'incertezza sul calcolo del calore utile.

$$i(q_u) = \sqrt{[i(P_{el})]^2 + [i(q_p)]^2} \text{ [W]} \quad (5.27)$$

HTC

Per il calcolo dell'incertezza del coefficiente di scambio termico complessivo è bastato derivare l'equazione (5.18) nelle variabili che la compongono. Pesandole poi con il quadrato si otterrà l'incertezza complessiva sullo scambio termico.

$$\begin{aligned} i(HTC) &= \sqrt{\left[\frac{\partial HTC}{\partial q_u} i(q_u)\right]^2 + \left[\frac{\partial HTC}{\partial \Delta T} i(\Delta T)\right]^2} \\ &= \sqrt{\left[\frac{1}{A_c \Delta T} i(q_u)\right]^2 + \left[\frac{-q_u}{A_c (\Delta T)^2} i(\Delta T)\right]^2} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}\right] \end{aligned} \quad (5.28)$$

5.2.3 – Calcolo dell'incertezza di entalpie e titoli di vapore

Entalpie in ingresso e uscita della sezione sperimentale

Queste incertezze derivano dalla (5.8) e dalla (5.10), utili per il calcolo del calore scambiato al precondensatore (nel caso del punto 3 in ingresso) e da quella del calore utile scambiato nel tubo microfin (nel caso del punto 4 in uscita).

Questo, nel caso in ingresso, fa sì che le dipendenze siano rispetto al calore scambiato e alla portata di massa di refrigerante. Nel caso in uscita dipenderà dal calore trasferito e dalla portata di massa di refrigerante. Entrambi inoltre dipendono dall'incertezza sul valore di entalpia del punto termodinamico che li precede e, per il calcolo, le due formule assumono la stessa forma.

$$i(h_3) = \sqrt{[i(h_2)]^2 + \left[\frac{1}{\dot{m}_{ref}} i(q_{prec})\right]^2 + \left[\frac{q_{prec}}{(\dot{m}_{ref})^2} i(\dot{m}_{ref})\right]^2} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}\right] \quad (5.29)$$

$$i(h_4) = \sqrt{[i(h_3)]^2 + \left[\frac{1}{\dot{m}_{ref}} i(q_u)\right]^2 + \left[\frac{q_u}{(\dot{m}_{ref})^2} i(\dot{m}_{ref})\right]^2} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}\right] \quad (5.30)$$

Titolo di vapore in ingresso e in uscita dalla sezione di prova

Per questo calcolo servono le incertezze appena calcolate sulle entalpie e le incertezze dei valori estrapolati dal programma, ovvero l'1% della lettura. La forma risulta identica e cambiano solo i pedici.

$$i(x_3) = \sqrt{\left[\frac{1}{h_{v,3} - h_{l,3}} i(h_3)\right]^2 + \left[\frac{h_3 - h_{v,3}}{(h_{v,3} - h_{l,3})^2} u(h_{l,3})\right]^2 + \left[\frac{h_3 - h_{l,3}}{(h_{v,3} - h_{l,3})^2} u(h_{v,3})\right]^2} \quad [-] \quad (5.31)$$

$$i(x_4) = \sqrt{\left[\frac{1}{h_{v,4} - h_{l,4}} i(h_4)\right]^2 + \left[\frac{h_4 - h_{v,4}}{(h_{v,4} - h_{l,4})^2} u(h_{l,4})\right]^2 + \left[\frac{h_4 - h_{l,4}}{(h_{v,4} - h_{l,4})^2} u(h_{v,4})\right]^2} \quad [-] \quad (5.32)$$

Titolo di vapore medio

Dipende solamente dai due valori di incertezze sui titoli di vapore tra ingresso e uscita appena calcolati.

$$i(x_m) = \frac{1}{2} \sqrt{[i(x_3)]^2 + [i(x_4)]^2} \quad (5.33)$$

5.2.4 - Incertezze sui gradienti di pressione

Essendo tutti valori misurati tramite trasduttori assoluti e differenziali di cui sono precedentemente note le incertezze, il calcolo diventa:

$$r\left(\frac{\Delta p}{L}\right) = \frac{1}{L} \frac{t\sigma(\Delta p)}{\sqrt{N}} \quad (5.34)$$

$$u\left(\frac{\Delta p}{L}\right) = \frac{1}{L} \frac{25}{\sqrt{N}} \quad (5.35)$$

$$i\left(\frac{\Delta p}{L}\right) = \sqrt{\left[r\left(\frac{\Delta p}{L}\right)\right]^2 + \left[u\left(\frac{\Delta p}{L}\right)\right]^2} \quad (5.36)$$

5.2.5 - Incertezze al precondensatore

Portata massica dell'acqua al precondensatore

L'incertezza legata a questa misura è data dal valore indicato dal costruttore al momento della vendita (riportato nella tabella 5.1) che dipende solamente dal tipo di trasduttore di portata volumetrica installato. Essendo espressa in $l\ h^{-1}$ e trattandosi di acqua, la cui densità è stata assunta pari a $1000\ kg\ m^{-3}$, l'unità di misura è equivalente a $kg\ h^{-1}$ e quindi, numericamente, la portata volumetrica e quella di massa coincidono. Il valore dell'incertezza r non è trascurabile e viene calcolato tramite la (5.20).

$$u(\dot{m}_{w,prec}) = 0,0025 \dot{V}_{w,prec} = 0,0025 \dot{m}_{w,prec} \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (5.37)$$

$$i(\dot{m}_{w,prec}) = \sqrt{u(\dot{m}_{w,prec})^2 + r(\dot{m}_{w,prec})^2} \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (5.38)$$

Differenza di temperatura dell'acqua

Il calcolo delle incertezze sulle temperature registrate dalla termocoppia posta sul circuito secondario dell'acqua e dalla termopila posta tra ingresso e uscita del medesimo flusso è del tutto identico al calcolo dell'errore per le termocoppie poste sul circuito primario frigorifero e, di conseguenza, anche il calcolo dell'errore sulla differenza di temperatura è analogo al caso visto in precedenza.

$$\begin{aligned} u(\Delta T_{w,prec}) &= \sqrt{[u(T_o)]^2 + [u(T_i)]^2} \\ &= \sqrt{[u(T_{termopila})]^2 + [u(T_{termocoppia})]^2} \quad [K] \end{aligned} \quad (5.39)$$

Flusso di calore al precondensatore

Ora che sono note le incertezze sulla differenza di temperatura e sulla portata massica al precondensatore è possibile ricavare quella del calore al precondensatore.

$$\begin{aligned} i(q_{prec}) &= \sqrt{\left[\frac{\partial q_{prec}}{\partial \dot{m}_{w,prec}} i(\dot{m}_{w,prec}) \right]^2 + \left[\frac{\partial q_{prec}}{\partial \Delta T_{w,prec}} i(\Delta T_{w,prec}) \right]^2} = \\ &= \sqrt{[c_{p,w}(T_o - T_i) i(\dot{m}_{w,prec})]^2 + [\dot{m}_{w,prec} c_{p,w} i(\Delta T_{w,prec})]^2} \quad [W] \end{aligned} \quad (5.40)$$

L'incertezza sul gradiente di pressione calcolata varia anche di molto tra i vari casi, in un range compreso tra 0.0025% e 1.74%, con un errore medio complessivo pari a 0.22%.

Sull'HTC si è potuto rilevare un range di errori che va da un minimo di 2.63% fino ad un massimo di 17%, con un'incertezza media del 6.4%.

Questa grande differenza di incertezza per entrambi i parametri è spiegabile dalle condizioni operative della miscela bifase molto variabili, comportando fenomeni difficili da identificare e quantificare ai titoli alti, e che incrementano l'errore durante la valutazione dei parametri stessi.

5.3 - VALUTAZIONI SUL TITOLO MEDIO E SULL'HTC

5.3.1 - HTC

Il coefficiente di scambio termico viene valutato utilizzando le informazioni ricavate per il flusso termico (costante lungo tutta la sezione di prova), la temperatura media di parete (che non coincide sempre con la temperatura localizzata a metà del tubo microfin) e la temperatura di saturazione media (che risulta stabile durante la rilevazione dell'intera gamma di dati).

Se la variazione del titolo risulta essere bassa, l'*HTC* può essere definito medio su tutta la lunghezza, poiché tra ingresso e uscita non si verificano differenze apprezzabili. Se invece risulta essere più elevata, è possibile suddividere la sezione di prova in più parti, calcolando un coefficiente locale per ogni suddivisione fatta.

In questo studio verrà valutato il coefficiente medio nel modo già descritto in precedenza, essendo la sezione troppo corta per evidenziare differenze apprezzabili tra ingresso e uscita, esattamente come già constatato per il titolo medio.

5.3.2 - Titolo medio

Il titolo medio viene considerato idealmente a metà della sezione di prova, ma risulta essere un valore puramente indicativo poiché, in vaporizzazione, si avrà sempre un titolo maggiore in uscita rispetto all'ingresso. Essendo però il provino di dimensioni ridotte le variazioni di titolo non risultano considerevoli e, di conseguenza, non si commette un errore troppo elevato a considerarne solo il valore medio.

Grazie a questa semplificazione è possibile creare un confronto tra le situazioni studiate al variare del titolo. La differenza tra il titolo in ingresso e quello in uscita è data solamente dalle caratteristiche e dalle proprietà del refrigerante, dalla potenza elettrica fornita dal riscaldatore e dal valore di portata del fluido circolante (che ne determina il tipo di moto all'interno del condotto).

Tramite il bilancio di primo principio:

$$q_u = \dot{m}_{ref} Q_{lat} \Delta x [W] \quad (5.40)$$

Quindi :

$$\Delta x = \frac{q_u}{\dot{m}_{ref} Q_{lat}} \approx \frac{P_{el}}{GA_c Q_{lat}} = \frac{q A_{sup,est}}{GA_c Q_{lat}} [-] \quad (5.41)$$

La (5.41) può essere riscritta come:

$$\Delta x = \left[\frac{A_{sup,est}}{A_c Q_{lat}} \right] \frac{q}{G} [-] \quad (5.42)$$

In condizioni di temperatura di saturazione costante e a meno delle perdite, si può notare come la variazione del titolo dipenda dalla quantità di calore fornita e dalla portata specifica, in quanto gli altri valori risultano costanti in tutte le prove. Si avrà quindi una variazione elevata del titolo a portate specifiche basse e flussi termici elevati, mentre sarà ridotta nel caso opposto.

La potenza elettrica fornita alla base del provino, proprio per la tipologia di sistema di riscaldamento adottato, è uniforme lungo tutta la base dello stesso. Da ciò ne consegue che il titolo subisce una variazione lineare lungo tutta la lunghezza e che quindi esso è correlabile alla coordinata assiale z longitudinale, che presenta un valore nullo all'altezza della sezione di ingresso.

$$\frac{z - z_i}{z_o - z_i} = \frac{x(z) - x_i}{x_o - x_i} \quad (5.43)$$

Esplicitando il termine x in funzione della posizione assiale z , e, sapendo che:

$$z_i = 0 \quad (5.44)$$

$$z_o - z_i = L \quad (5.45)$$

La (5.43) può essere riscritta come:

$$x(z) = x_i + \left[\frac{x_o - x_i}{z_o - z_i} \right] (z - z_i) = x_i + \left[\frac{\Delta x}{L} \right] (z) [-] \quad (5.46)$$

Tramite questa relazione si può ricavare il valore del titolo locale per ogni sezione della superficie intensificata in esame. In questa trattazione non verrà utilizzata se non per il calcolo del titolo in uscita poiché il tubo microfin presenta una lunghezza ridotta e non si sarebbe in grado di rilevare differenze locali apprezzabili.

Il titolo in uscita vale:

$$x_o = x_i + \Delta x [-] \quad (5.47)$$

Dalla (5.42) e dalla (5.47) è possibile vedere come non sia possibile tenere contemporaneamente flussi elevati e portate massiche limitate poiché ciò comporterebbe una variazione del titolo di vapore troppo elevata in direzione longitudinale, con possibilità di surriscaldamento eccessivo del flusso in uscita dalla sezione di prova. Se ciò si verificasse, aumenterebbe la probabilità di registrare temperature elevate inadatte alle pareti e si otterrebbe un anticipo del dryout a titoli più bassi, con conseguente crollo del valore del coefficiente di scambio termico complessivo.

CAPITOLO 6

PROVE SPERIMENTALI IN REGIME BIFASE

In questo capitolo si analizzeranno gli effetti che le varie condizioni operative hanno sui coefficienti di scambio e sulle perdite di carico e si attuerà un confronto tra situazioni differenti, per comprendere la sensibilità dei parametri sul risultato e il peso che ognuno di essi comporta sul valore finale.

Per lo svolgimento delle prove in regime bifase è stata scelta una temperatura di saturazione pari a 20 °C (controllata dalla pressione nel circuito e dal dumper), alcuni flussi termici specifici HF variabili tra 12 e 40 kW m⁻² e con portata specifica di massa variabile tra 355 e 940 kg m⁻² s⁻¹, calcolate riferendosi alla sezione trasversale del tubo microfin.

Dopo aver raccolto ed elaborato i dati, sono stati costruiti una serie di confronti utili per comprendere le motivazioni alla base dell'incremento o della diminuzione del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico. Ricordando inoltre che il diametro ridotto e le microalette interne influiscono a determinare processi ancora in parte sconosciuti, si elencano di seguito i risultati di questi studi e le conclusioni tratte dopo l'analisi.

Confronto al variare della portata di massa

6.1 - $HF=16 \text{ kW m}^{-2}$; $T_{sat}=20 \text{ °C}$

Una volta stabilizzata la temperatura di saturazione e il flusso termico specifico fornito al microfin e pari a 16 kW m^{-2} , è stata fatta variare la portata specifica di R1234ze(E) da 400 a 940 $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e, per ogni portata scelta, è stato fatto variare il titolo di vapore da 0 a 1.

6.1.1 – HTC

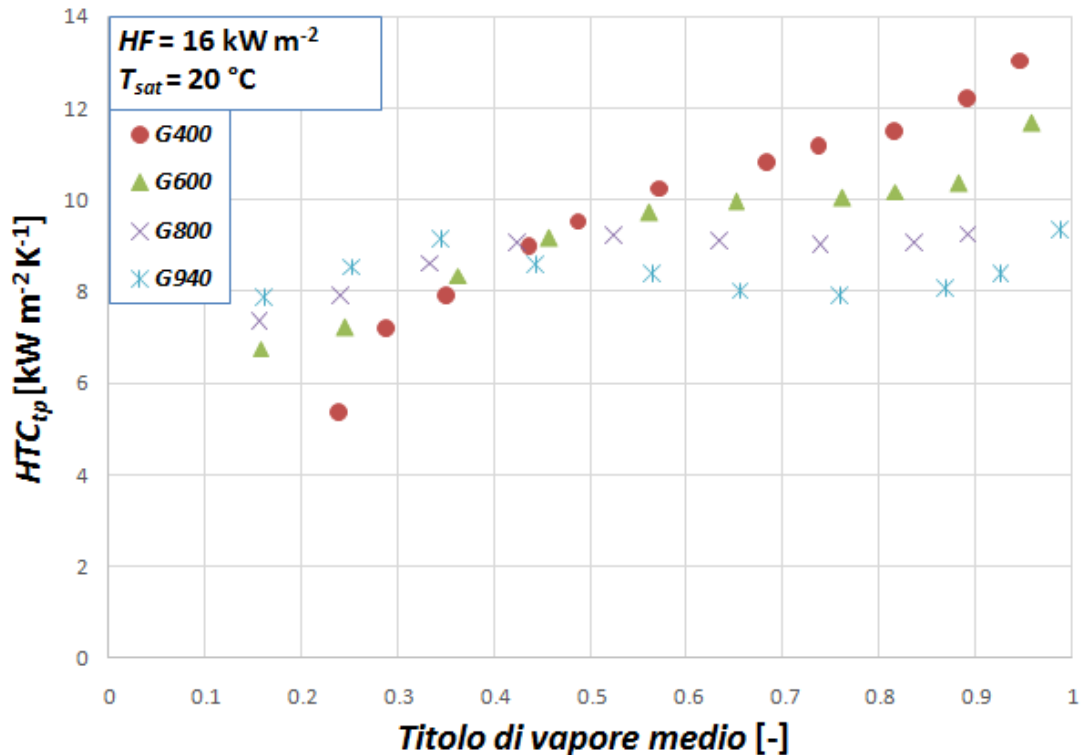


Figura 6.1: Curva HTC - X_m per il caso $HF=16 \text{ kW m}^{-2}$ e $T_{sat}=20 \text{ °C}$ a portate variabili

Fino a titolo 0.45 i coefficienti di scambio registrati risultano maggiori a portate più alte; oltre questo valore si nota un'inversione di tendenza, in quanto all'aumentare di G e del titolo le curve caratteristiche tendono ad appiattirsi, mentre per $G = 400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ questo effetto risulta attenuato.

L'incremento percentuale varia di molto al variare della portata circolante: nel caso a portata minima, tra $0.2 < x < 0.9$, risulta del 243% mentre a portata $G = 940 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ risulta molto basso, pari a 84%, poiché il valore del coefficiente di scambio rimane quasi costante. Questo indica che per il flusso termico considerato, le portate basse vengono influenzate maggiormente rispetto alle portate più alte.

Per titoli di vapore maggiori di 0.6 i coefficienti di scambio risultano più elevati a portate ridotte, fenomeno spiegabile in parte dalla maggior turbolenza del flusso di vapore all'interno del tubo, che favorisce il processo di vaporizzazione convettiva in maniera molto più elevata rispetto ai contributi dati dal vapore a valori di G maggiori.

Il fenomeno del dryout non si verifica mai a queste condizioni operative.

6.1.2 - Gradiente di pressione

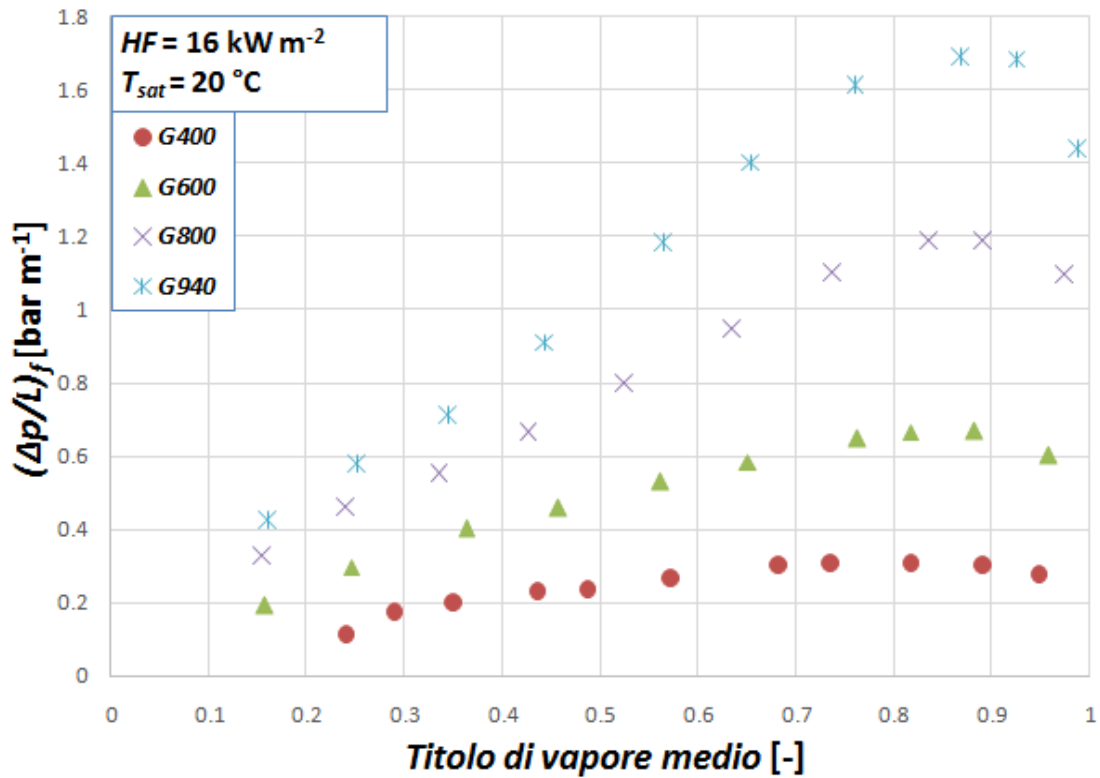


Figura 6.2 : Curva $(\Delta p/L)_f - X_m$ per il caso $HF=16 \text{ kW m}^{-2}$ e $T_{sat}=20^\circ\text{C}$ a portate variabili

I gradienti di pressione crescono al crescere della portata G , poiché proporzionali a questo parametro. A titolo circa 0.9 si hanno le perdite massime, nelle condizioni operative considerate, per $G = 940 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ che, in percentuale risultano incrementate del 552% rispetto al caso a portata minima analizzata.

6.2 – $HF=32 \text{ kW m}^{-2}$; $T_{sat} = 20 \text{ °C}$

Una volta stabilizzata la temperatura di saturazione e il flusso termico specifico all'interno del circuito, è stata nuovamente fatta variare la portata specifica da 400 a 800 $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e, per ogni portata scelta, è stato fatto variare il titolo di vapore da 0 a 1.

6.2.1 – HTC

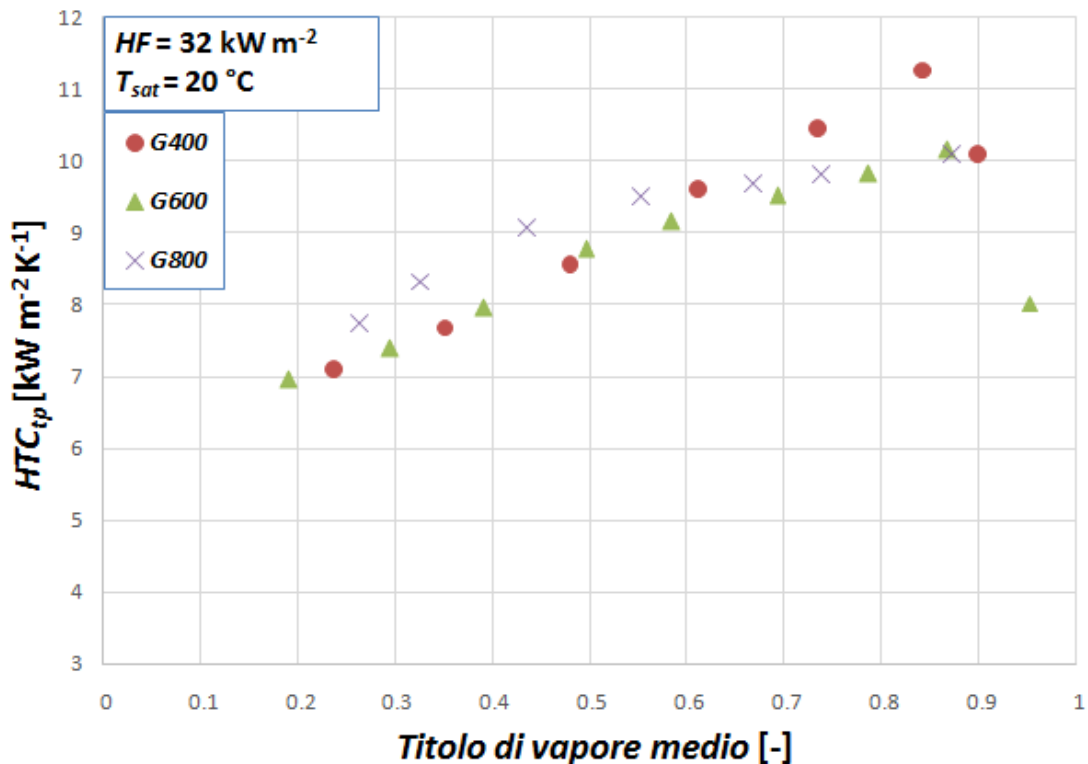


Figura 6.3 : Curva $HTC - X_m$ per il caso $HF=32 \text{ kW m}^{-2}$ e $T_{sat}=20 \text{ °C}$ a portate variabili

Raddoppiando il flusso termico specifico rispetto al caso analizzato in precedenza, si nota un appiattimento delle curve e si registrano valori di HTC quasi invariati al variare della portata. Questo andamento implica che, alle condizioni operative date, la portata G non ha una grossa influenza sulla variazione di HTC , ad indicare un meccanismo di ebollizione nucleata più incentivato rispetto alla vaporizzazione convettiva.

Rispetto al caso precedente, a titoli bassi i coefficienti di scambio risultano mediamente più alti, mentre a valori di titolo più elevati gli HTC non subiscono un incremento apprezzabile.

Il fenomeno del dryout è visibile, ed ha inizio a titoli superiori a 0.8.

6.2.2 – Gradiente di pressione

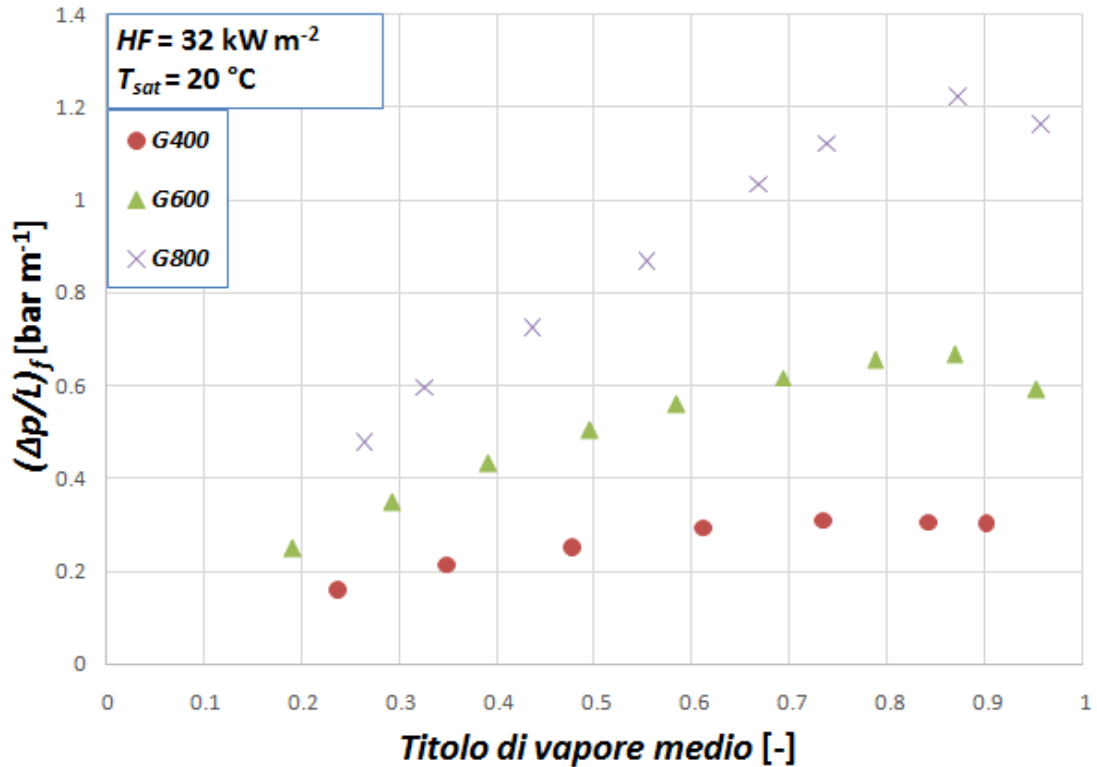


Figura 6.4: Curva $(\Delta p/l)_f - X_m$ per il caso $HF=32 \text{ kW m}^{-2}$ e $T_{sat}=20^\circ\text{C}$ a portate variabili

Analogamente a quanto visto nel caso precedente, le perdite di carico per attrito aumentano con G e quindi il valore del gradiente di pressione risulta più alto all'aumentare della portata.

Facendo il rapporto tra le perdite massime rilevate a $G=800 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e quelle per $G=400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ per titoli compresi tra 0.8 e 0.9, è possibile notare che l'incremento percentuale è di circa il 370%, praticamente invariato rispetto al caso $HF=16 \text{ kW m}^{-2}$ alle stesse portate e titolo. Questo risultato suggerisce una influenza limitata del flusso termico sulle perdite di carico.

Confronto al variare del flusso termico specifico

6.3 - $G=600 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$; $T_{sat}=20^\circ\text{C}$

6.3.1 - HTC

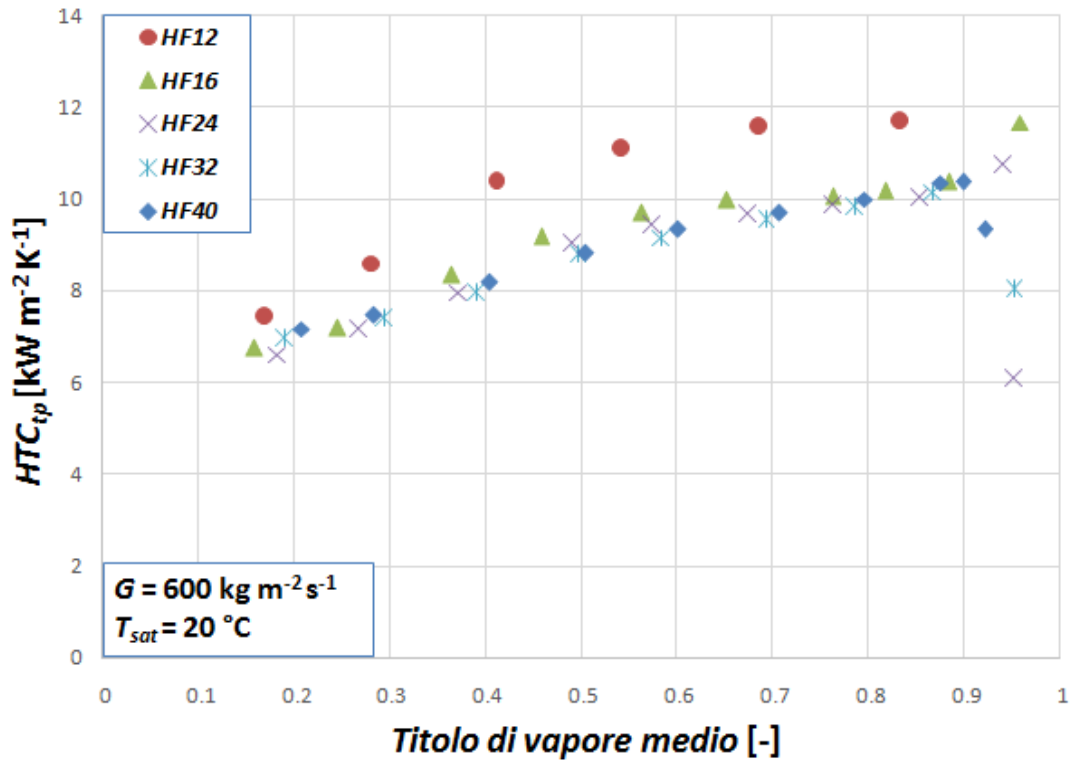


Figura 6.5: Curva HTC - X_m per il caso $G=600 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e $T_{sat}=20^\circ\text{C}$ a flussi termici variabili.

Una volta stabilizzate la temperatura di saturazione e il flusso termico specifico all'interno del circuito, è stata imposta una portata specifica pari a $600 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e, per ogni portata scelta, è stato fatto variare il valore di HF da 12 a 40 W m^{-2} .

Mantenendo costante il parametro G si può notare come il coefficiente di scambio termico vari poco al variare del flusso termico specifico, anche paragonando valori quasi 4 volte più elevati di HF .

Implica che per queste condizioni operative il flusso termico non determina una variazione importante nell'HTC.

6.3.2 – Gradiente di pressione

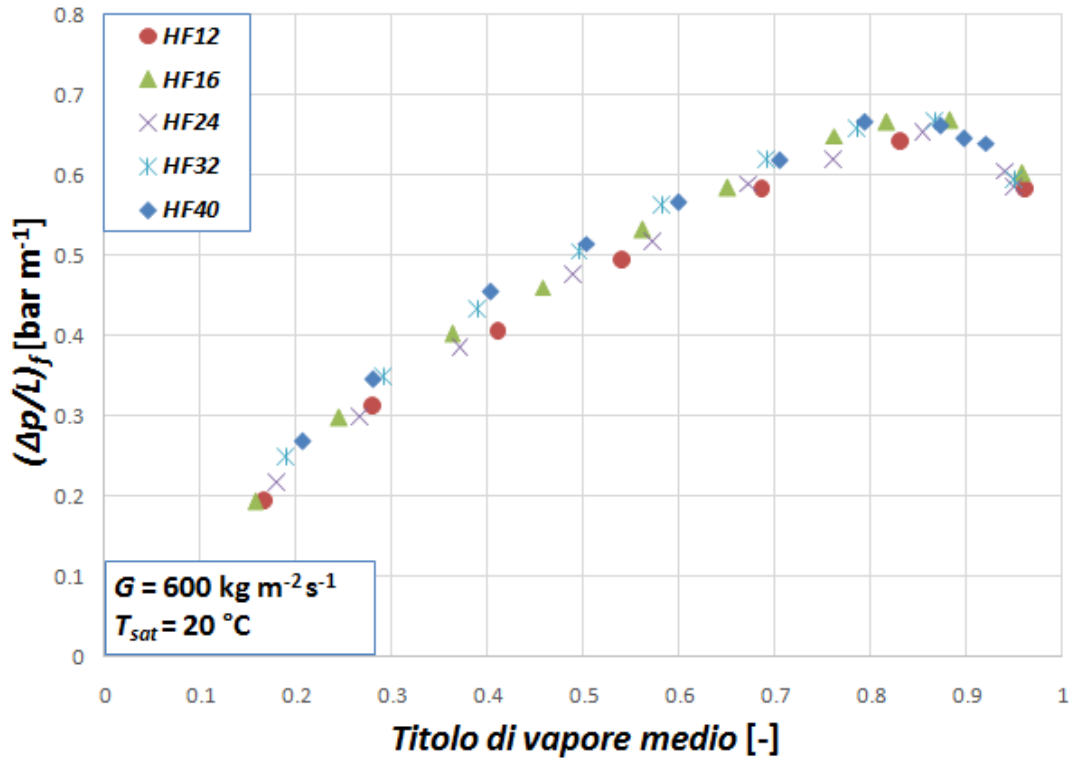


Figura 6.6 : Curva $(\Delta p/L)_f - X_m$ per il caso $G=600 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e $T_{sat}=20^\circ\text{C}$ a flussi termici variabili.

L'influenza trascurabile del flusso termico sul gradiente di pressione rispetto al valore di G viene ulteriormente sottolineato da questi risultati, che evidenziano delle curve quasi sovrapposte anche per HF di quasi 4 volte superiori.

Il decremento del gradiente a valori di titolo compresi tra 0.9 e 1 è dovuto al maggior volume occupato all'interno del condotto dalla fase vapore che, in moto turbolento, strappa goccioline di liquido all'interfaccia liquido- vapore e le trascina, aumentando la densità della miscela con una conseguente diminuzione della velocità e delle perdite.

Confronto al variare della temperatura di saturazione

6.4 - $HF = 25 \text{ W m}^{-2}$

In questo confronto si è deciso di mantenere costante il valore del flusso termico specifico e di far variare G e la temperatura di saturazione.

Imposto $HF = 25 \text{ W m}^{-2}$ sono state scelte 3 portate: $G = 375, 565$ e $755 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e due temperature di saturazione pari a 20 e 30°C . I dati relativi alle prove a 30°C sono state prese da uno studio condotto da Diani et al. [23]

6.4.1 - HTC

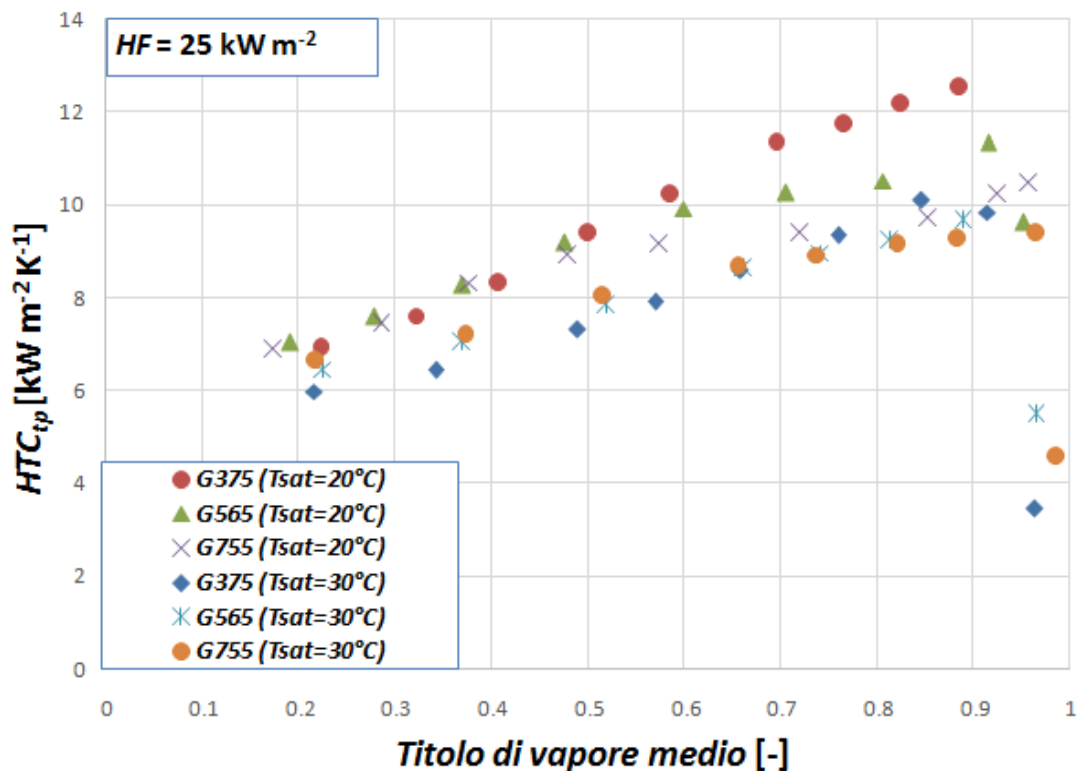


Figura 6.7: Curva $HTC - X_m$ per il caso $HF=25 \text{ kW m}^{-2}$ a G e T_{sat} variabili

Alla $T_{sat}=20^\circ\text{C}$ il fluido possiede delle caratteristiche fluidodinamiche intrinseche che favoriscono coefficienti di scambio termico mediamente più elevati rispetto al caso a 30°C . Per questa temperatura di saturazione si nota, a titolo 0.45, un'inversione della tendenza dei coefficienti di scambio e le portate minori iniziano ad avere valori di HTC superiori a parità di T_{sat} .

Fino a titolo 0.6 si nota una crescita costante di tutti i valori di HTC , per qualsiasi portata e temperatura; sopra questo valore le curve tendono ad appiattirsi, portando quasi tutte le curve a valori di coefficienti di scambio termico simili.

A portata $G=375 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e $T_{sat}=20^\circ\text{C}$, il trend continua a salire data la turbolenza maggiore della fase vapore e l'assenza del dryout, che impedisce all' HTC di scendere a titoli elevati.

6.4.2 – Gradiente di pressione

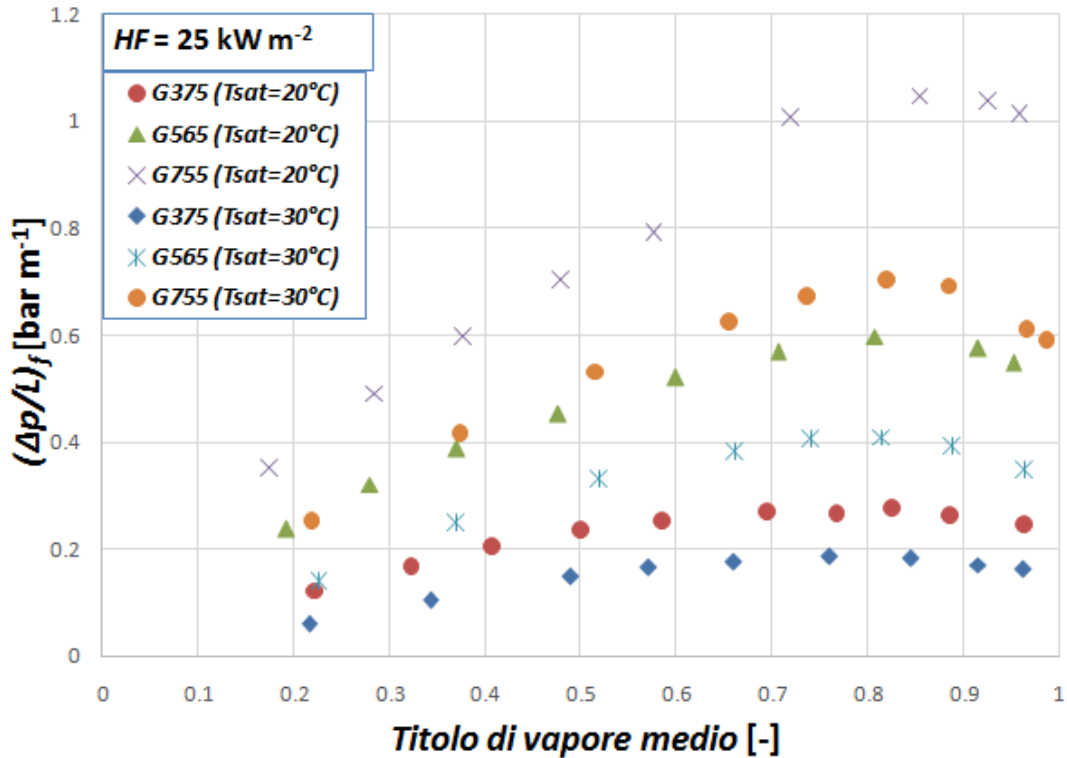


Figura 6.8: Curva $(\Delta p/L)_f - X_m$ per il caso $HF=25 \text{ kW m}^{-2}$ a G e T_{sat} variabili.

La densità del vapore a 30°C è più alta rispetto al caso a 20°C e di conseguenza le perdite risulteranno minori, a causa della minor velocità del flusso in fase gassosa.

In entrambi i casi a $G = 755 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ si hanno valori di gradiente più elevati, con una differenza percentuale massima registrata a titolo 0.8 pari al 33%

Le due curve $G=755 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ a 30°C e $G=565$ a 20°C sono quasi sovrapposte, ad indicare che le caratteristiche del fluido variano in modo importante all'aumentare della temperatura di saturazione, diminuendo le perdite in modo considerevole.

A portate basse, il set di dati a 20°C esplica delle perdite superiori, ma con differenze di gradienti molto limitate.

Nella tabella seguente sono riportate alcune caratteristiche dell'R1234ze(E) alle due diverse temperature di saturazione considerate.

R1234ze(E)		
	T_{sat} = 20°C	T_{sat} = 30°C
Pressione [MPa]	0.42533	0.57580
Densità liquido [kg m⁻³]	1179.7	1147.0
Densità vapore [kg m⁻³]	22.503	30.389
Cp liquido [kJ kg⁻¹ K⁻¹]	1.3693	1.4024
Cp vapore [kJ kg⁻¹ K⁻¹]	0.95418	0.99786
Calore latente di vaporizzazione [kJ kg⁻¹]	170.74	163.18
Conducibilità termica del liquido [mW mK⁻¹]	75.977	72.559
Conducibilità termica del vapore [mW mK⁻¹]	13.159	14.009
Viscosità liquido [μPa s]	211.86	188.31
Viscosità vapore [μPa s]	12.014	12.451
Prandtl liquido [-]	3.8184	3.6396
Prandtl vapore [-]	0.87114	0.88689
Tensione superficiale [mN m⁻¹]	9.5190	8.2283
Pressione ridotta [-]	0.117	0.158

Tabella 6.1: R1234ze(E): confronto tra parametri a temperature di saturazione differenti

Alcune considerazioni vengono ricavate osservando i parametri in tabella: l'aumento della densità del vapore nel caso a 30°C indica una riduzione della velocità del flusso rispetto al caso a 20°C, e questo comporta una diminuzione della componente di vaporizzazione convettiva durante lo scambio termico e un rallentamento della velocità del flusso con diminuzione delle perdite di carico.

Il calore latente di vaporizzazione diminuisce, il che comporta una portata superiore a parità di carico termico da smaltire.

L'aumento della pressione ridotta comporta l'aumento della densità della fase vapore che, influenzando la velocità del flusso complessivo in modo negativo, riduce la componente di vaporizzazione convettiva e di conseguenza anche l' HTC_{CV} . L'aumento di questo parametro però influenza positivamente il coefficiente di scambio termico in ebollizione nucleata, pertanto l'andamento del coefficiente di scambio termico complessivo non è deducibile solamente dal confronto di questo parametro.

CAPITOLO 7

Confronto con un metodo di previsione

Molti modelli per la previsione del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico durante il deflusso bifase in vaporizzazione sono ad oggi presenti in letteratura.

Molti esperimenti sono stati portati avanti per capire l'influenza delle condizioni operative sui parametri appena citati, come ad esempio l'influenza delle alette [10], della presenza di oli lubrificanti in miscela [11] e del tipo di moto all'interno del condotto [12] e molte correlazioni sono state proposte a riguardo nel corso degli anni.

Per citarne alcuni: Kattan et al. [13],[14], Kandlikar [15] e Kandlikar et al. [16], Afroz e Miyara [17], Doretti et al. [18], Makishi et al. [19], Cavallini et al. [20], Wu et al. [21]. Il modello preso in considerazione ed implementato in questo studio è stato proposto da Diani et al. [8] e si basa sulla versione originale del modello di Cavallini et al. [22].

Il modello risulta valido per tubi microfin con diametro interno 3.4 mm, con titolo di vapore $x < x_{cr}$ e G compreso tra 150 e 940 kg m⁻² s⁻¹, quindi adatto alla trattazione fatta fino ad ora.

7.1 - HTC

Il modello propone di stimare il coefficiente di scambio termico globale come sommatoria di due contributi: il coefficiente relativo alla sola ebollizione nucleata e quello relativo alla convezione forzata, ovvero:

$$HTC_{NB} + HTC_{CV} \quad (7.1)$$

HTC_{NB}

Per il calcolo del contributo dato dal fenomeno dell'ebollizione nucleata viene utilizzato il modello proposto da Cooper [23], che considera un fattore di soppressione S calcolato in modo tale da tenere conto della composizione della miscela bifase, e quindi delle interazioni liquido-vapore che favoriscono o sfavoriscono questo processo evaporativo.

$$HTC_{NB} = 0.473 * S * HTC_{Cooper} \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (7.2)$$

Per il calcolo del fattore S è necessario conoscere il parametro di Martinelli, proporzionale al tipo di fluido utilizzato e al titolo di vapore a cui ci si riferisce. Aspettandoci un $X_{tt} \leq 1$ utilizzeremo la seguente relazione:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} \quad [-] \quad (7.3)$$

Nel caso risultasse un valore maggiore dell'unità, questo parametro viene posto uguale a 1. Il fattore di soppressione viene calcolato tramite la relazione:

$$S = 1.36X_{tt}^{0.36} \quad [-] \quad (7.4)$$

L'equazione proposta da Cooper per il coefficiente di scambio termico dipende da tre parametri: la pressione ridotta, la massa molecolare del refrigerante utilizzato e il flusso termico specifico in W m^{-2} , calcolato riferendosi all'area superficiale di un tubo liscio avente diametro pari al diametro misurabile sulla punta delle microalette, ovvero $D_f=3.4$ mm. La pressione ridotta e il flusso termico specifico sono calcolati tramite le seguenti relazioni:

$$p_{rid} = \frac{p}{p_{CR}} \quad [-] \quad (7.5)$$

$$HF = \frac{q_{utile}}{\pi DL} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right] \quad (7.6)$$

Tramite i valori appena trovati è possibile infine calcolare HTC_{Cooper} :

$$HTC_{Cooper} = 55p_{rid}^{0.12} [-\log_{10}(p_{rid})]^{-0.55} M^{-0.5} HF^{0.67} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right] \quad (7.7)$$

HTC_{CV}

Il contributo alla vaporizzazione dovuto alla convezione forzata dipende dalle caratteristiche del fluido, dalla portata di massa e da una serie di parametri che tengono conto degli svariati contributi portati dal tipo di superficie, dal tipo di fluido, dall'influenza delle varie leggi fisiche in gioco e di molte altre caratteristiche specifiche della sezione di prova.

La formula completa per il calcolo è data dalla:

$$HTC_{CV} = 1.465HTC_{LO} \left[1 + 1.128x^{0.8170} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.3685} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.2363} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{2.144} Pr_L^{-0.1} \right] R_x^{2.14} (B_o Fr)^{-0.15} \left(\frac{G_0}{G} \right)^{0.36} \quad (7.8)$$

In cui il valore G_0 è posto pari a $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

Il coefficiente di vaporizzazione convettiva in convezione forzata viene posto in relazione con il coefficiente HTC_{LO} che avrebbe se tutto il flusso fosse a titolo minore di zero, moltiplicato per un coefficiente correttivo dipendente dai parametri precedentemente accennati (che descrivono le caratteristiche del mix in convezione bifase) e dalle caratteristiche geometriche proprie della tubazione in esame.

Il coefficiente HTC_{LO} :

$$HTC_{LO} = 0.023 \frac{\lambda_l}{D} Re_{LO}^{0.8} Pr_l^{0.333} \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (7.9)$$

In cui il numero di Reynolds e il numero di Prandtl relativo al liquido sono dati rispettivamente:

$$Re_{LO} = \frac{GD}{\mu_l} [-] \quad (7.10)$$

$$Pr_l = \frac{\mu_l c_{pl}}{\lambda_l} [-] \quad (7.11)$$

Il coefficiente che tiene conto dell'incremento di area dovuto alla superficie intensificata R_x dipende dalle caratteristiche geometriche della sezione di prova e dalla tipologia di lavorazioni superficiali.

$$R_x = \frac{1}{\cos \beta} \left\{ \frac{2hn \left[1 - \sin \frac{\gamma}{2} \right]}{\pi D \cos \frac{\gamma}{2}} + 1 \right\} [-] \quad (7.12)$$

Il numero di Bond B_o adimensionale viene calcolato come rapporto fra le forze gravitazionali e la tensione superficiale propria del mix bifase. Se per esempio si agisce su scala micrometrica, il numero di Bond risulterà limitato, ad indice del fatto che la tensione superficiale ha un'influenza molto più elevata rispetto alla forza peso dello stesso campione considerato:

$$B_o = \frac{g \rho_l h \pi D}{8 \sigma n} [-] \quad (7.13)$$

Il numero di Froude Fr adimensionale pone in relazione la forza peso della portata considerata e le forze d'inerzia che incrementano o diminuiscono le prestazioni di scambio:

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_v^2 g D} [-] \quad (7.14)$$

Tutti i parametri rimanenti sono proprietà del fluido alle condizioni considerate, recuperabili tramite il database Refprop e quindi non necessitano di spiegazioni.

Una volta calcolati entrambi i contributi HTC_{CV} e HTC_{NB} basterà sommarli per ottenere una previsione del coefficiente di scambio in esame. Di seguito vengono riportati e discussi i risultati ottenuti.

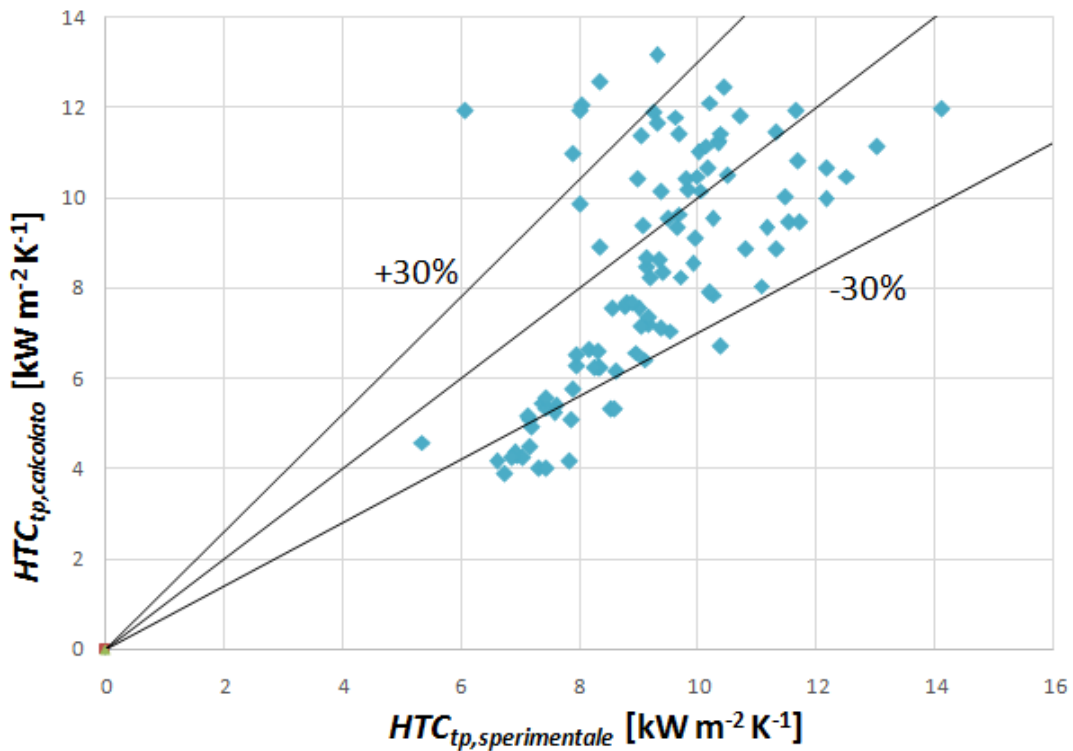


Figura 7.1: Confronto tra i valori HTC_{tp} sperimentali e i valori ottenuti tramite la correlazione

Dalla figura 7.1 si nota come solo per pochi valori (quelli che giacciono sulla retta bisettrice) la stima sia molto precisa; nella gran parte dei casi l'errore percentuale risulta accettabile entro il limite massimo del 30%

7.2 - Gradiente di pressione

La seconda parte del modello utilizzato prevede un procedimento per predire l'entità della caduta di pressione per attrito utilizzando il moltiplicatore bifase proposto da Cavallini et al [24]. L'espressione per il calcolo del gradiente di pressione per attrito risulta dalla:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_f = \Phi_{LO}^2 \left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{f,LO} = 2\Phi_{LO}^2 f_{LO} \frac{G^2}{D\rho_l} \left[\frac{\text{bar}}{\text{m}}\right] \quad (7.15)$$

Questa espressione corregge le perdite specifiche ottenute considerando l'intera portata come monofase liquida tramite il moltiplicatore bifase, che tiene conto delle condizioni operative effettive. Il parametro f_{LO} viene calcolato a partire dal numero di Reynolds del liquido:

$$f_{LO} = \frac{0.079}{Re_{LO}^{0.25}} \quad (7.16)$$

Il moltiplicatore bifase viene calcolato tramite la relazione proposta da Cavallini:

$$\Phi_{LO}^2 = Z + 3.595FH(1 - E)^W \quad [-] \quad (7.17)$$

I parametri da cui dipende sono calcolati tramite le seguenti relazioni:

$$Z = (1 - x)^2 + x^2 \frac{\rho_l}{\rho_v} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.2} \quad [-] \quad (7.18)$$

$$F = x^{0.9525} (1 - x)^{0.414} \quad [-] \quad (7.19)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1.132} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.44} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{3.542} \quad [-] \quad (7.20)$$

$$W = 1.398 p_{rid} \quad [-] \quad (7.21)$$

$$(1 - E) = -0.331 \ln \left[\frac{\mu_l G x}{\rho_v \sigma} \right] - 0.0919 \quad [-] \quad (7.22)$$

Nel caso risulti $E > 0.95$ viene approssimato al valore 0.95, se risulta $E < 0$ viene posto $E = 0$. I risultati ottenuti attraverso questo modello sono stati infine confrontati con i risultati sperimentali.

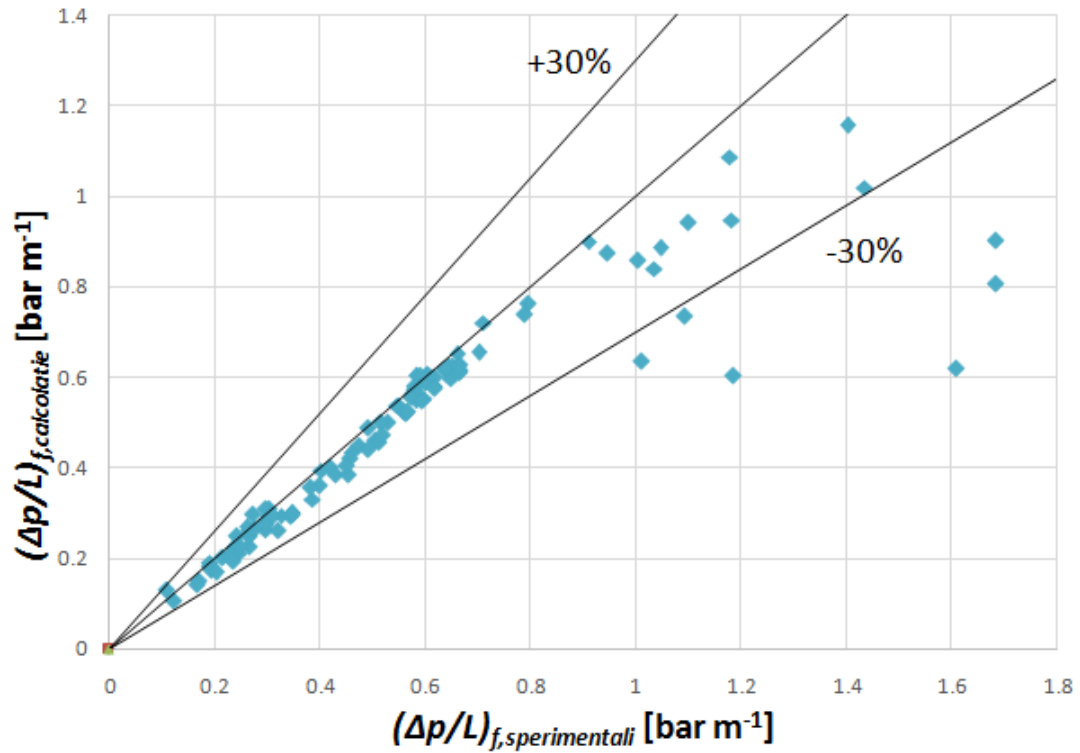


Figura 7.2: Confronto tra i gradienti di pressione sperimentali e i valori ottenuti tramite la correlazione

I risultati evidenziano la validità del modello utilizzato per questa sezione micro-fin, in quanto solamente alcuni valori presentano errore superiore al 30% rispetto al corrispondente valore misurato sperimentalmente.

Nei pochi casi in cui i punti trovati stanno al di sotto della curva -30% è probabile che l'errore dipenda dalla lettura da parte del sensore, in quanto il modello non ha la tendenza a sottostimare questo parametro.

APPENDICE

Schiume metalliche

Un'altra soluzione promettente per il raffreddamento tramite vaporizzazione di fluidi refrigeranti sono le schiume metalliche. Presentano molteplici vantaggi: buone proprietà meccanico strutturali ed elevato rapporto tra area di scambio termico effettiva su volume totale occupato.

Tra gli svantaggi vi sono i costi realizzativi elevati e le perdite di carico durante il deflusso bifase, che aumentano rispetto allo stesso condotto senza schiuma poiché i percorsi fatti dal flusso di refrigerante risultano più tortuosi.

Diversi studi sono stati condotti per questo sistema evaporativo tra cui vale la pena ricordare: Mancin et al. [25], per un canale a sezione quadrata, Zhu et al. [26] [27] e Abadi e Kim [28] per tubi a sezione circolare.

In questo lavoro di tesi sono stati implementati alcuni modelli utili per la previsione del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico, in modo tale da poterne confrontare i risultati con le prove sperimentali condotte da Diani et al. [8] utilizzando come refrigerante l'R134a.

Vi sono ancora delle lacune per quanto riguarda l'affidabilità dei modelli di previsione sia del coefficiente di scambio termico che delle perdite di carico; per questo motivo tutte le ricerche analizzano solo in modo qualitativo i risultati sperimentali trovati.

A.1 – I solidi cellulari

Largamente presenti in natura, come ad esempio ossa, legno e foglie, le strutture cellulari combinano un'elevata rigidità e resistenza meccanica con una densità ridotta e vengono generalmente utilizzate in situazioni nelle quali occorre minimizzare il peso della struttura, garantendo ugualmente le specifiche di progetto.

I solidi cellulari sono una classe di materiali costituita da insiemi di celle cave contenenti gas; queste celle possono essere di tipo aperto o di tipo chiuso ed entrambe le tipologie sono delimitate da spigoli e facce solide ben definite e facilmente individuabili che, in sostanza, costituiscono un sistema bifasico gas-metallo.

La densità complessiva risulta di anche un quinto rispetto allo stesso materiale preso allo stato di solido pieno.

Le schiume metalliche quindi risultano essere una sottocategoria dei materiali cellulari e vengono classificati secondo una dicitura dedicata formata da tre termini. Considerando per esempio Al-5-7,9, il primo termine indica il materiale utilizzato, il secondo il numero di pori per pollice lineare e il terzo indica il valore della densità relativa, ossia il rapporto tra il volume occupato dalla schiuma e il volume totale occupato (schiuma e vuoti tra i pori).

Il processo che porta il metallo solido a diventare una schiuma, dal punto di vista applicativo, permette di utilizzare gli stessi materiali anche per scopi opposti: basti considerare che per l'isolamento termico è adatta la tipologia a celle chiuse mentre per il raffreddamento vengono utilizzati i sistemi a celle aperte.

Nello studio presente è stata considerata solo la tipologia a celle aperte, adatta a favorire la vaporizzazione e lo smaltimento del carico termico a mezzo di un refrigerante in cambiamento di fase.

A.1.2 - Schiume metalliche e caratterizzazione

Le schiume metalliche, chiamate anche spugne metalliche, presentano un'elevata resistenza al danneggiamento e alle forze impulsive, data la loro struttura composta da una alta presenza di vuoti omogeneamente distribuiti, che permettono di assorbire larghe deformazioni sia in trazione che in compressione in modo isotropo, cioè indifferentemente dalla direzione di applicazione.

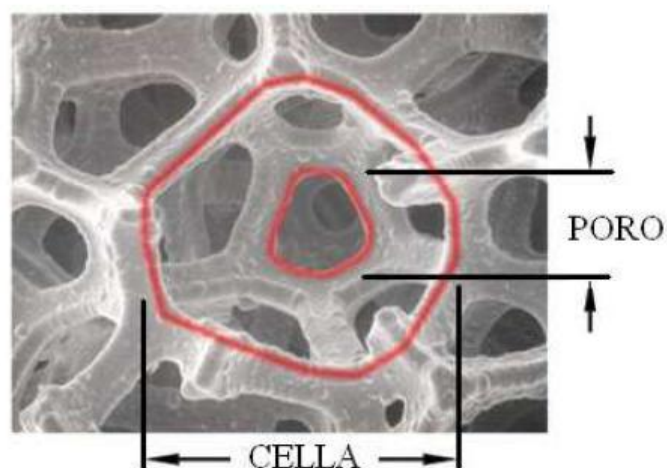


Figura A.1.1: Visualizzazione diretta di una cella e di un poro [7]

Nello specifico, per lo scopo di smaltimento termico, le schiume vengono progettate come miscele bifase gas-metallo per l'ottenimento di un'elevata conducibilità termica a discapito dell'aumento delle perdite di carico. Questi due effetti risultano essere in contrasto tra di loro e, di fatto, lo scopo di queste ricerche è proprio quello di trovare il miglior compromesso possibile tra i due, per ogni materiale e per ogni applicazione.

Nel caso in esame le schiume vengono poste in contatto diretto con il dispositivo da cui si vuole asportare calore e, all'interno del condotto, il refrigerante circola in convezione forzata in deflusso bifase. In altri casi vengono utilizzate come supporto per catalizzatori in reazioni chimiche per applicazioni a varie temperature, inglobate in materiali che cambiano di fase per aumentarne le proprietà.

Tra le caratteristiche utili, ma che non verranno sfruttate nello studio seguente, è bene ricordare anche l'effetto schermante rispetto alle onde elettromagnetiche, l'elevato isolamento acustico e le ottime caratteristiche di assorbimento delle vibrazioni.

Per la caratterizzazione dei differenti provini esistenti in commercio si utilizzano i seguenti parametri:

ε = porosità

Definita come il rapporto tra il volume dei vuoti sul volume totale occupato.

***PPI* = "pores per inches"**

Questo valore è una caratteristica decisa a priori al momento della lavorazione. È possibile ricavarne il valore anche contando, da un'immagine ad alta definizione, il numero di pori presenti in un pollice, ossia in 25.4 mm lungo la direzione longitudinale.

ρ^* = densità relativa = $1 - \varepsilon$

Definita come il rapporto tra la densità della schiuma e la densità dello stesso metallo in forma solida piena. La densità relativa della schiuma può valere anche il 20%, ed influenza la forma stessa delle fibre.

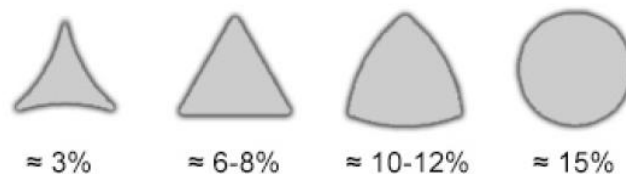


Figura A.1.2: Variazioni di forma della sezione trasversale delle fibre a seconda della densità relativa. [7]

$$D_{po} = 25,4 \text{ mm} / \text{PPI}$$

Diametro medio dei pori; viene calcolato per semplicità il diametro mediamente presente nel provino rapportando un pollice al numero di PPI deciso per quel provino.

a = area di scambio termico / volume occupato

Più questo valore è elevato meno volume occuperà la sezione di vaporizzazione a parità di flusso da asportare. Per la schiuma con 5 PPI vale circa $300 \text{ m}^2 \text{ m}^{-3}$ mentre per la schiuma con 10 PPI circa $700 \text{ m}^2 \text{ m}^{-3}$.

h = altezza della schiuma

Viene calcolata a partire dalla base di metallo a cui è saldo brasata.

Spessore t e lunghezza l della fibra

La fibra è la componente metallica che connette due vertici adiacenti della schiuma. Questi dati sono stati presi da uno studio [8] condotto nella tesi di laurea di Salvatore Michele riguardante la costruzione e la caratterizzazione dell'impianto in esame e, quindi, è stato possibile evitare la misura e il calcolo di essi. Questi due parametri permettono il calcolo del diametro medio dei pori e la comprensione della struttura media dei pori. È da puntualizzare che il diametro medio dei pori e la porosità non sono legati tra di loro: è possibile infatti avere due provini a porosità costante e diametro medio dei pori variabile, poiché questi ultimi variano al variare del numero di PPI.

Le schiume utilizzate sono state ricavate tramite il metodo Duocel® (spiegato nel capitolo successivo), senza sinterizzazione, rivestimento o placcatura, in modo tale da poter studiare gli effetti della struttura e del materiale, trascurando l'influenza che avrebbero lavorazioni specialistiche aggiuntive sullo scambio termico e sulle perdite.

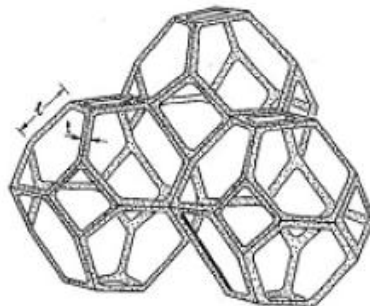


Figura A.1.3: Struttura Tetraicaedrica [7]

Ogni cella presenta una struttura a quattordici aperture poligonali (dette pori) indicata in letteratura come tetracaidecaedrica. Le facce di questo poligono sono di diversa forma e dimensione ma, per semplicità, verranno assunte circolari e con una dimensione media calcolata misurando direttamente le dimensioni sul provino. All'aumentare del numero di *PPI* diminuisce la dimensione dei pori ma la geometria del reticolo e delle celle rimane mediamente invariata a densità relativa costante. Inoltre, tramite questo metodo, si realizza una struttura omogenea lungo tutte e tre le direzioni e di conseguenza la schiuma metallica risultante può essere definita isotropa.

Alcune proprietà, come per esempio le caratteristiche termiche e meccaniche, sono definite dal tipo di materiale utilizzato mentre altre, come la resistenza al deflusso e la superficie specifica per unità di volume, sono definite dalla struttura reticolare e dalla geometria che si vuole ottenere al momento della costruzione.

Nello specifico, verranno utilizzate delle schiume in alluminio, della categoria Duocel®, 6101-T6, unite mediante saldobrasatura a delle barre di alluminio 6061-T6 e in rame, sempre con metodo Duocel®, C 10100, unite mediante saldobrasatura a delle barre di rame C 11000.

A.1.3 - Metodologie costruttive

Tra le tante tecniche di produzione, le due idee di base più utilizzate comportano, nel primo caso, l'utilizzo di un metallo in fase liquida in cui viene insufflato un agente schiumogeno (gas o composti ceramici che ne liberano), mentre nel secondo si utilizzano stampi sulla base dei quali verrà poi estrapolato il prodotto finale.

La struttura cellulare ottenibile può essere di due tipi: a celle aperte e a celle chiuse.

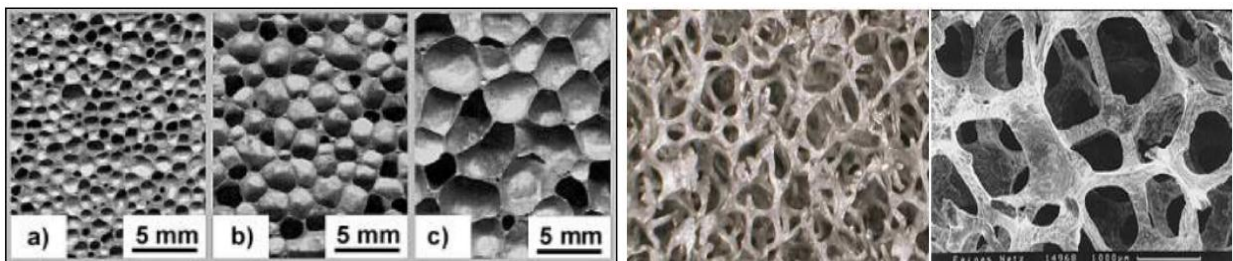


Figura A.1.3.4: Struttura a celle chiuse (a sinistra) e a celle aperte (a destra)[7]

Le schiume a celle chiuse presentano celle non comunicanti tra loro e ogni faccia possiede una membrana solida la cui geometria è fortemente dipendente dal tipo di pro-

duzione, che ne determina le caratteristiche e le proprietà termiche e meccaniche del prodotto finale.

Quando la struttura delle celle è di tipo reticolare invece si ha a che fare con la famiglia a celle aperte: le fibre metalliche costituiscono le geometrie del reticolato, senza membrane occlusive come nel tipo a celle chiuse.

Durante la lavorazione generalmente si ottengono strutture miste, ma che tendono prevalentemente ad una delle due tipologie; si possono avere infatti reticoli con qualche membrana e membrane che presentano dei fori aperti.

Esistono svariate metodologie per la realizzazione di queste strutture; nel presente caso è stato utilizzato il metodo Duocel® ma, per completezza, in seguito ne sono riportate anche altre differenti.

1. Solidificazione dell'eutettico gas-metallo

Il metallo (o una sua lega) viene fuso e saturato di idrogeno gassoso. Durante il processo di solidificazione si ottiene la struttura di metallo solido con le sue cavità riempite di idrogeno; si crea così una struttura porosa che però pecca di un controllo veramente efficace, in quanto questa metodologia non è ancora matura a livello commerciale.

2. Espansione del gas intrappolato (valido solo per le leghe di titanio)

È possibile intrappolare un gas inerte in polvere di titanio che a seguito di una sequenza complessa di lavorazioni e processi si fa raffreddare, ottenendo così la struttura finale desiderata.

3. Iniezione di gas nel fuso (solo per alluminio e schiume a celle chiuse)

Facendo gorgogliare dei gas inerti (come ad esempio aria, CO₂ e O₂) all'interno di metalli liquidi puri è possibile solidificare il fuso in una struttura schiumosa. Tutto il processo è reso complicato dall'aggiunta obbligata di stabilizzatori ceramici utili per aumentare la viscosità del liquido, dato che lo scorrimento del metallo fuso sulla superficie delle bolle risulta difficoltoso.

4. Decomposizione di particelle che rilasciano gas nel fuso (celle chiuse)

A temperature superiori a 465°C l'idruro di titanio si scinde in titanio e idrogeno gassoso. Aggiungendone un certo quantitativo all'alluminio fuso vengono liberate bolle di H₂ che, se le tempistiche di solidificazione sono relativamente brevi, generano la struttura a celle chiuse desiderata. Il processo risulta più costoso rispetto alle iniezioni di inerti utilizzate per i sistemi aperti.

5. Decomposizione di particelle che rilasciano gas in semisolidi (solo alluminio e celle chiuse)

Al di sotto dei 660°C l'alluminio si trova allo stato solido; al suo interno viene disperso un agente schiumante e se ne aumenta la temperatura, in modo tale il gas utilizzato si espande creando gli incavi all'interno della struttura.

6. Creazione di strutture a sfere cave

Tramite sinterizzazione di particelle con polveri sottovuoto, in fase liquida, a caldo oppure di tipo ceramico contenente metalli (idruri o ossidi), è possibile realizzare un impasto in soluzione con un legante. Si ottiene così la generazione di sfere di liquido e di sfere cave all'interno del solido, con la conseguente generazione della struttura reticolare. Infine, per eliminare il legante ed il solvente si aumenta la temperatura e, tramite tempra del lavorato, si ottiene la schiuma desiderata.

7. Deposizione di metallo su preformati cellulari

Metodo simile al Duocel® adatto all'utilizzo di Nichel, oppure di un gas che lo contenga. Si ottiene così uno strato sulla schiuma polimerica che, una volta rimosso con costi molto elevati, darà vita alla struttura ricercata.

8. Solidificazione in stampo a celle aperte (metodo Duocel®)

Il metodo considerato per le schiume utilizzate è stato sviluppato dalla ERG Materials and Aerospace (Oakland, California) e protetto da copyright industriale.

Ricoprendo di polvere ceramica un calco a celle aperte di schiuma polimerica è possibile ricavarne uno stampo. Una volta sciolto il calco si ottiene il negativo della schiuma che viene a sua volta riempito con la lega metallica scelta, generando così la

struttura desiderata. Generalmente questo metodo viene utilizzato a livello industriale soprattutto per strutture in alluminio e in rame.

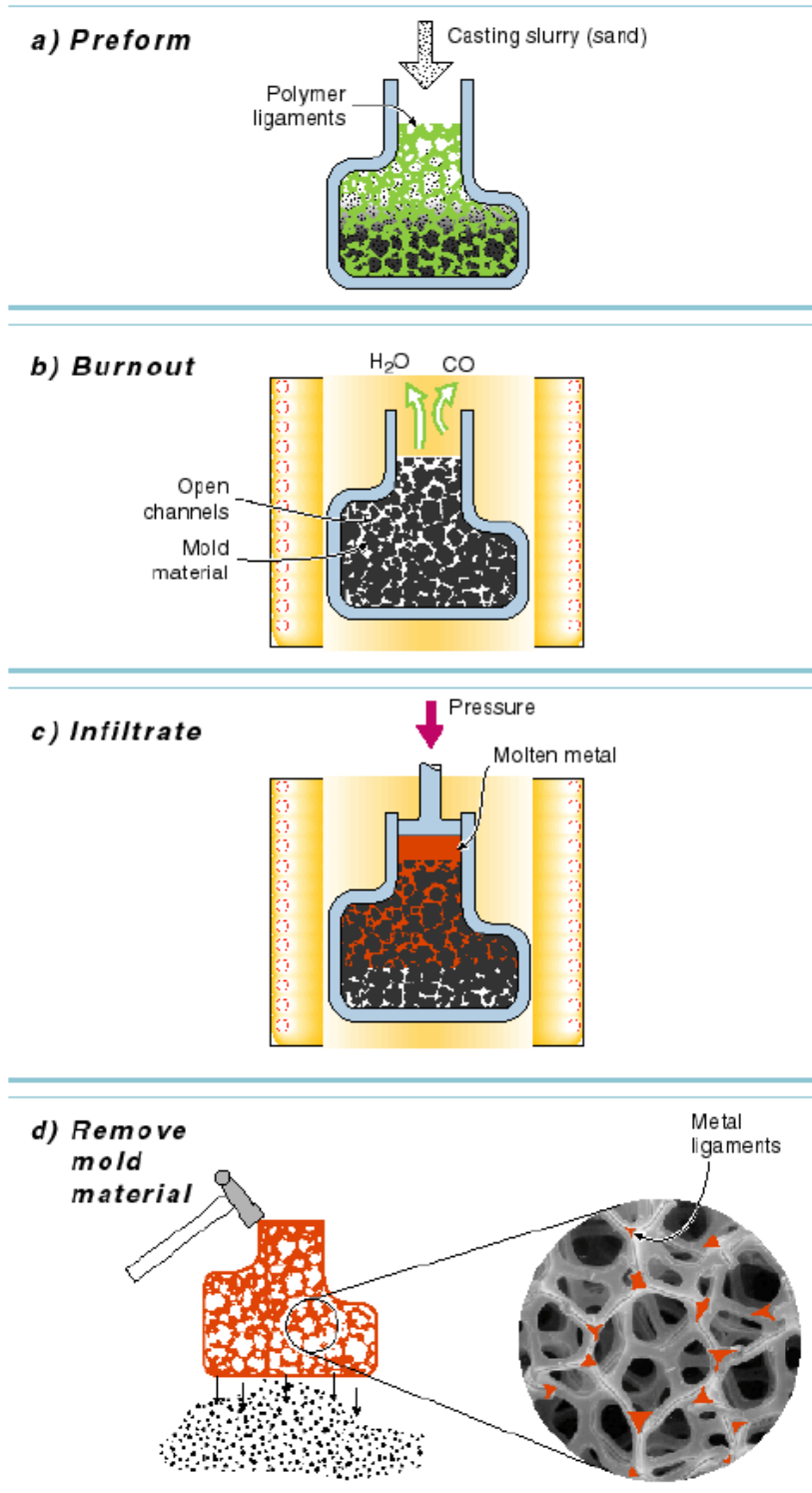


Figura A.1.3.3: Passaggi fondamentali del processo Duocel®[7]

A.2 - VAPORIZZAZIONE IN SCHIUME METALLICHE

Il deflusso all'interno di tubi è un ambito di ricerca aperto da decenni e spazia in innumerevoli varianti, tipologie e geometrie studiate.

In molte pubblicazioni sono state sviluppate correlazioni ma risultano ancora limitate ai range specifici studiati.

Per la vaporizzazione all'interno di schiume metalliche, data la difficoltà nello stabilire in che quantità i due meccanismi di vaporizzazione vengono aiutati o penalizzati dalla presenza di una schiuma e in che modalità, non è ancora presente un modello di previsione affidabile e adatto a tutti i campi possibili.

Qualitativamente si può però affermare che con l'aggiunta di una matrice metallica porosa le performance di scambio termico vengono incrementate; questo accade per due ragioni fondamentalmente: la coalescenza delle bolle attaccate alla struttura e la resistenza elevata della schiuma durante il passaggio delle bolle stesse.

La scelta del posizionare o meno la schiuma all'interno dei condotti dipende quindi dalla situazione e dalle condizioni specifiche di progetto.

Dai vari studi condotti sulle schiume, si sono potute evidenziare queste conclusioni qualitative:

- I coefficienti di scambio termico aumentano all'aumentare dei *PPI*.
All'aumentare dei *PPI* il diametro dei pori diminuisce con il conseguente aumento del rapporto superficie/volume; questo comporta maggiori punti di nucleazione, un maggior miscelamento dovuto alla turbolenza incrementata dalla tortuosità dei percorsi e la rottura di bolle di grandi dimensioni.
- I coefficienti di scambio termico aumentano all'aumentare della portata specifica, comportamento tipico dei deflussi in convezione forzata.
- I coefficienti di scambio termico sono dipendenti dalla pressione operativa.
A titoli bassi e a pressioni alte i coefficienti sono più elevati, comportamento tipico dell'ebollizione. A titoli elevati e pressioni contenute la densità del

vapore è minore con un aumento della velocità di deflusso; la turbolenza aumenta i coefficienti anche a pressioni basse.

- Le perdite di carico presentano una curva sempre crescente all'aumentare del titolo, della portata specifica e del numero di *PPI*. Calano all'aumentare della pressione operativa poichè la velocità del vapore diminuisce a causa della densità della fase vapore più elevata.

Nella pratica il flusso termico per unità di superficie può essere sia una variabile dipendente, come per esempio nelle applicazioni automobilistiche in cui il flusso termico dipende dalle temperature del fluido secondario, oppure indipendente, come nel caso di riscaldamento per effetto Joule. Nella maggior parte degli studi condotti viene utilizzato un riscaldatore elettrico, della tipologia già descritta per il tubo microfin, per fornire il calore.

In letteratura sono presenti numerosi lavori che trattano aria in convezione forzata all'interno di condotti riempiti con schiume metalliche ma pochi sono stati condotti sui refrigeranti in fase di vaporizzazione.

A.3 - Costruzione delle termocoppie

Per poter seguire l'andamento della temperatura di parete della schiuma metallica lungo la direzione assiale del provino, sono state costruite e testate 20 termocoppie, connesse al blocco metallico sottostante al tubo con il giunto posizionato sull'asse longitudinale della sezione di prova.

Seguire l'andamento delle temperature permette di valutare, oltre al coefficiente medio di scambio, i coefficienti di scambio locali per comprendere in maniera qualitativa come è distribuita la miscela bifase all'interno del condotto e quindi, nel caso si presentino, individuare eventuali hot spot e zone coperte interamente da liquido o interamente da vapore.

Le termocoppie utilizzate sono del tipo T, composte da fili di rame e di costantina, una lega composita di rame (60%) e Nichel (40%), rivestiti in Kapton, pellicola poliimmide in grado di rimanere stabile in un'ampia gamma di temperature (dai $-269\text{ }^{\circ}\text{C}$ a

+400 °C). Generalmente quest'ultimo viene utilizzato per ricoprire materiali sottoposti a sforzi termici elevati e che allo stesso tempo richiedono un isolamento elettrico stabile durante tutte le fasi di raccolta dati.

Per la costruzione sono stati tagliati filamenti lunghi circa 50 cm e, tramite una saldatura ottenuta per via elettrica, è stato creato un giunto per ogni coppia di fili rame-costantana, in modo tale da creare il dislivello elettronico utile dato dal cambio di materiale. La differenza di potenziale, che si instaura ai capi liberi di ogni termocoppia, viene registrata da un acquisitore che converte il segnale tramite il polinomio caratteristico del gruppo di termocoppie, trasformandolo così nel valore di temperatura in °C ricercato. Il circuito per testare l'accuratezza delle termocoppie realizzate si basa su un bagno termostatico ad acqua, che permetterà di creare una fonte termica stabile nel tempo con una stabilità di 0.1°C rispetto alla lettura. Il giunto di ogni termocoppia viene immerso nell'acqua, il più vicino possibile tra di loro per garantire la lettura della temperatura in una zona concentrata e con le minori fluttuazioni possibili. Affiancato alle termocoppie viene immerso una termoresistenza al platino di tipo Pt100, che presenta un'accuratezza pari a ± 0.03 K.

Grazie alla maggior sensibilità della termo resistenza si ha sempre un riferimento preciso che permetterà in seguito di capire l'accuratezza effettiva del set di sensori realizzato; tramite questo riferimento è possibile estrapolare un polinomio caratteristico che si adatti ad esse, rimanendo al tempo stesso entro un certo valore di errore imposto a priori.

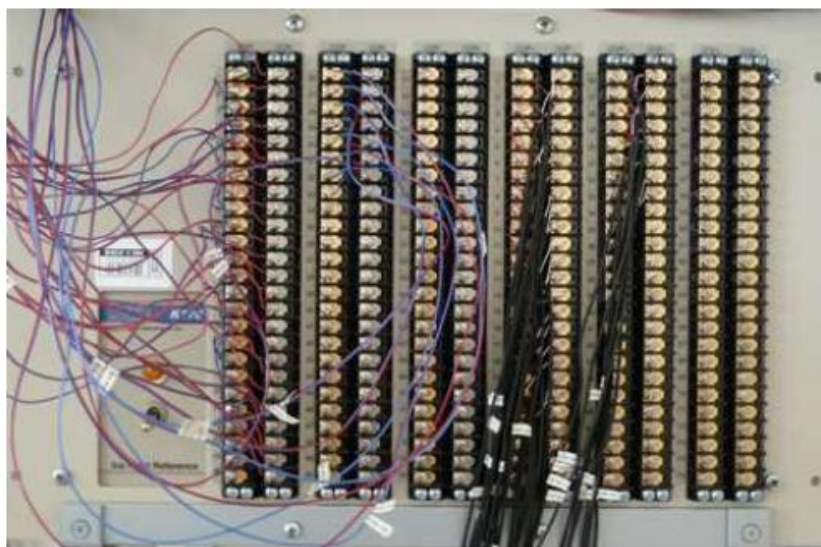


Figura A.3.1: Kaye K170[7]

Il lato aperto di ogni termocoppia è collegato tramite un morsetto (sempre composto da rame-costantana per preservare la continuità materiale all'interno del circuito) ad un sistema ice point reference Kaye K170, in grado di mantenere 0°C all'altro giunto della termocoppia; in questo modo è possibile conoscere con molta precisione entrambe le temperature ai giunti, permettendo una lettura stabile e sicura del valore di tensione. Tutto il circuito di test viene connesso ad un multimetro Agilent per la lettura diretta dei valori di tensione in uscita. A sua volta esso è collegato ad un elaboratore per la raccolta dei dati di ogni canale connesso e tramite il software Labview avverrà la registrazione dei segnali sotto forma di tabella di Excel.

A.3.1 - Fase di taratura

Il test di taratura consiste nel variare, a step di 10°C, la temperatura del bagno termostatico in un range tra i 20 e i 60°C e nell'acquisire all'incirca un centinaio di valori per ogni temperatura per ogni termocoppia, in modo da poter ricavare il valore medio a partire da un'ampia gamma di rilevazioni. Una volta raccolti tutti i dati è stato costruito un grafico che evidenzia la relazione esistente fra la temperatura del sensore Pt100 [°C] e i segnali in uscita dalle termocoppie [mV]; tramite il software Excel è possibile estrarre polinomi caratteristici di grado variabile.

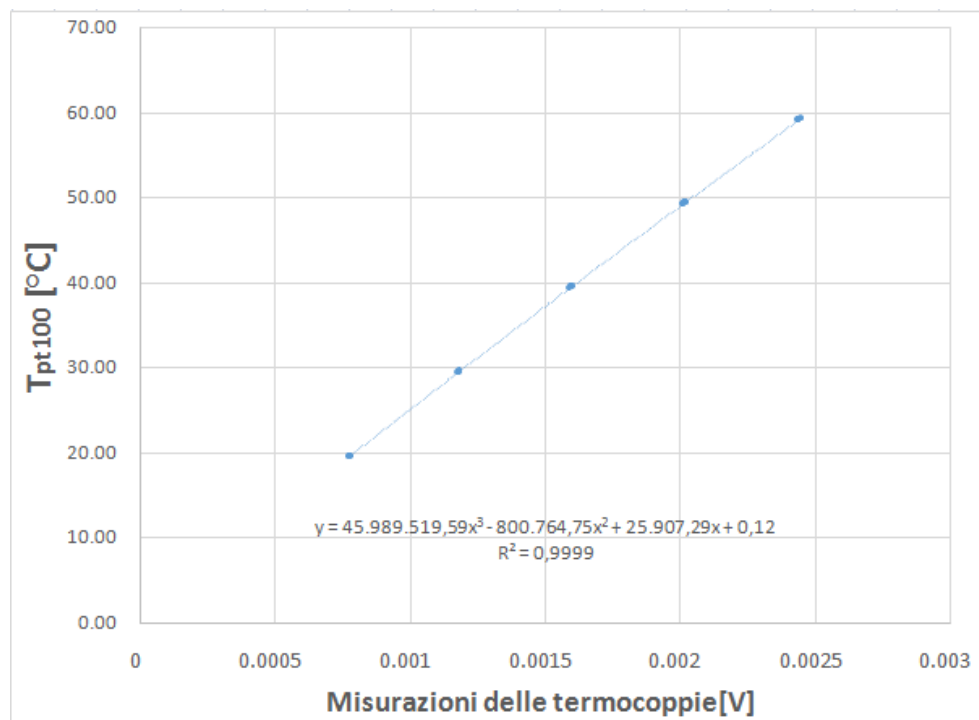


Figura A.3.2: Grafico °C – V da cui si ricava il polinomio caratteristico delle termocoppie.

Una volta scelto un polinomio soddisfacente, esso viene implementato per convertire i segnali di tensione in uscita dalle termocoppie in valori di temperatura. Facendo poi la differenza tra i valori calcolati e la temperatura acquisita dalla Pt100 è possibile conoscere il grado di errore delle termocoppie, con un limite posto a priori per l'errore massimo di 0.05°C , da garantire entro il range di utilizzo, ovvero tra i 20 e i 40°C .

Realizzando il grafico $\Delta T - T_{\text{pt100}}$ è possibile capire con certezza se le termocoppie sono accurate e utilizzabili o meno. In quest'ultimo caso si eliminano le termocoppie rotte o che presentano un errore troppo elevato e si itera il procedimento appena descritto fino al raggiungimento del numero voluto di sensori.

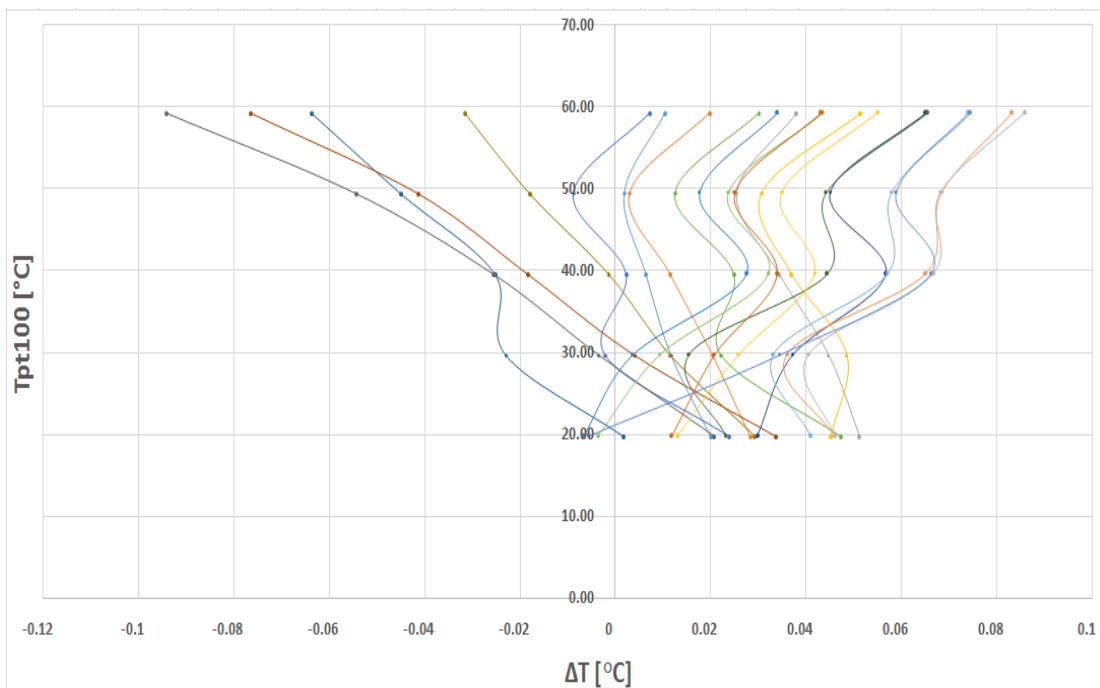


Figura A.3.3: Curve di errore per ogni termocoppia testata.

L'errore di lettura diventa relativamente più importante (ma comunque inferiore a 0.1°C) a temperature elevate ma, essendo i range di utilizzo in questo studio attorno ai $20 - 40^{\circ}\text{C}$ (errore massimo 0.07°C), solo nel caso di dry out possono verificarsi letture erronee. Non essendo il dryout un obiettivo di questo studio si è interessati solo a capire a che titolo di vapore x_{cr} ha inizio (nei casi in cui è presente) per poterlo evitare.

A.4 – SEZIONE SPERIMENTALE

A.4.1 – Preparazione della sezione sperimentale

I provini in esame sono stati prodotti dalla ERG Material and Aerospace Corporation tramite saldobrasatura di una schiuma su un parallelepipedo liscio 200x20x10 mm dello stesso materiale, che ne costituisce il basamento. Alla base è stato fresato un solco centrale in cui verrà in seguito inserito un sistema di riscaldamento elettrico identico a quello precedentemente descritto per il tubo microfin.



Figura A.4.1: Schiume metalliche utilizzate e dimensioni geometriche [7]

Ai lati del provino, lungo la direzione assiale, vengono praticati dei fori di diametro 1 mm per l'alloggiamento delle termocoppie, in modo tale da poter monitorare l'evoluzione della temperatura di parete lungo la direzione longitudinale.

Per una perfetta aderenza del sistema di riscaldamento evitando aria residua all'interno del condotto, che costituirebbe una resistenza termica aggiuntiva molto elevata, la canaletta è stata riempita con una pasta termo conduttiva e il provino è stato sigillato alla base tramite una barretta di alluminio incollata grazie ad una resina epossidica bicomponente.

	PPI	ρ^*	ε
Al – 5 – 7.4	5	0.074	0.936
Cu – 10 – 8.5	10	0.085	0.915

Tabella A.4.1: Caratteristiche dei provini assemblati [7]

A.4.2 – Assemblaggio della sezione sperimentale

La sezione sperimentale utilizzata è stata progettata secondo dei requisiti fondamentali allo scopo: per prima cosa è necessario che la superficie di scambio in cui viene introdotto il flusso termico sia piana e di dimensioni non troppo elevate, in modo da simulare un possibile caso di raffreddamento di circuiti elettronici. Il condotto inoltre necessita di uno strato di isolante termico per creare una condizione di adiabaticità verso l'esterno.

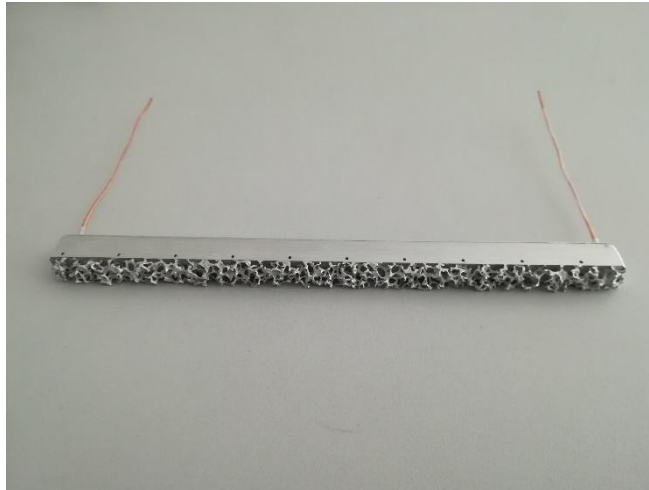


Figura A.4.2: Provino Al-5-7.4 con sistema di riscaldamento

Tenendo conto di queste premesse si è scelto di realizzare una sezione sperimentale di 400x130x50 mm realizzati interamente in Misoglass, un laminato a base di fibra di vetro e resina epossidica speciale, adatto per utilizzi prolungati anche ad alta temperatura, in cui verrà riposta la schiuma metallica.

Una cava di 10x12x200 mm è stata realizzata come alloggiamento per il provino e per il sistema di riscaldamento elettrico, in modo tale che la superficie superiore della schiuma rimanga allineata con la superficie superiore del condotto in Misoglass.

Due incavi cubici di dimensioni 30x30x30 mm, detti plenum, sono stati realizzati nella sezione di ingresso e di uscita della test section in modo tale da favorire le condizioni di perfetta miscelazione e contemporaneamente agevolare la misurazione delle temperature e delle pressioni. Questi due incavi sono connessi alla schiuma metallica tramite due condotti di lunghezza 50 mm, in modo da consentire l'uniformità del flusso e il raggiungimento di condizioni di moto unidimensionali prima dell'ingresso nella sezione.

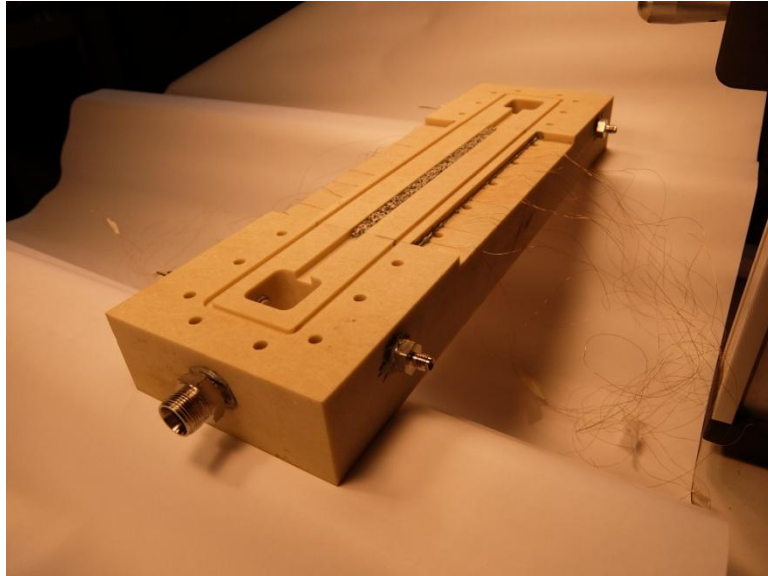


Figura A.4.3: Sezione sperimentale completa. Sono visibili le prese di pressione laterali e gli attacchi al condotto del refrigerante. Dall'altro lato si notano le due prese di temperatura, dove verranno inserite le termocoppie.

Per ottenere una chiusura ottimale dell'assemblato finale è stato utilizzato un o-ring piano a garanzia di tenuta; esso circonda il canale di deflusso e i due plenum sulla faccia superiore dell'assemblato, sul quale verrà appoggiato un vetro temperato resistente alle alte pressioni in modo da poter visualizzare il tipo di deflusso durante le prove.

Per completare la sezione di prova e garantirne l'integrità durante gli studi correnti sono state utilizzate due piastre in acciaio inox di spessore 15 mm, una sulla faccia superiore e una sulla faccia inferiore, munite di 26 fori nei quali verranno inserite e fissate altrettante viti di diametro 6 mm.

A.5 - METODO DI ZHU ET AL [26]

A.5.1 - Previsione del coefficiente di scambio termico

Il seguente metodo è stato sviluppato durante il deflusso bifase di R410A in un tubo a sezione circolare di diametro 7.9 mm riempito di schiuma metallica. Il numero di PPI varia tra i 5 e i 10, con G variabile tra 90 e 270 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$. I flussi termici forniti variano da 6.3 a 18.9 kW m^{-2} e il titolo di vapore considerato è compreso tra 0.2 e 0.8.

Le prove sperimentali con cui si andrà a effettuare il confronto sono state prese da Diani et al. [8], in modo da verificare l'accuratezza del metodo per condizioni operative differenti da quelle di sviluppo.

L'idea alla base è quella di calcolare il coefficiente di scambio termico HTC_{empty} del tubo liscio senza schiuma e correggere il risultato con un coefficiente IF che tiene conto dell'incremento dell'area effettiva di scambio e delle caratteristiche geometriche della superficie intensificata.

$$HTC_{MF} = IF * HTC_{empty} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right] \quad (\text{A.5.1})$$

Per il calcolo del coefficiente IF è necessario conoscere la superficie totale di scambio dovuta alla presenza della schiuma e la superficie laterale interno tubo dello stesso tubo liscio:

$$A_{sup,int} = 2\pi r_{int} L \text{ [m}^2\text{]} \quad (\text{A.5.2})$$

$$A_{tot} = A_{sup,int} + 0.25\pi D_h^2 \left[231.156 PPI \sqrt{\pi(1 - \varepsilon)} \right] \text{ [m}^2\text{]} \quad (\text{A.5.3})$$

Il grado di vuoto ε è calcolabile tramite la (5.14) e con diametro idraulico D_h pari a:

$$D_h = \frac{4(A_c)}{P_{bagnato}} \text{ [m]} \quad (\text{A.5.4})$$

L'esponente Φ dipende dalle caratteristiche intrinseche della schiuma utilizzata e dalle condizioni termodinamiche del caso; viene pesato su tre coefficienti a, b e c ricavati sperimentalmente e che valgono:

$$a = 0.005129 \quad b = -5.796 \quad c = 0.3249$$

$$\Phi = aPPI + b\left(\frac{q}{q_{cr}}\right) + c \quad [-] \quad (\text{A.5.5})$$

Il flusso critico viene calcolato tramite la (A.5.6):

$$q_{cr} = 0.131\rho_v^{0.5}h_{fg}[g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{0.25} \quad [\text{W}] \quad (\text{A.5.6})$$

In cui h_{fg} è il calore latente di vaporizzazione dell'R1234ze preso alle condizioni operative alle quali ci si riferisce.

A questo punto è possibile calcolare il coefficiente IF :

$$IF = \left(\frac{A_{tot}}{A_{sup,int}}\right)^\Phi \quad [-] \quad (\text{A.5.7})$$

Per il calcolo del coefficiente di scambio termico in una sezione liscia viene utilizzata la (A.5.8), semplificata rispetto alla formula originale in quanto l'angolo ϑ_{dry} risulta pari a zero durante il moto anulare, dato che il film di liquido ricopre tutta la superficie interna del condotto.

$$HTC_{empty} = [HTC_{NB}^3 + HTC_{CV}^3]^{1/3} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right] \quad (\text{A.5.8})$$

Per il calcolo del coefficiente HTC_{NB} viene utilizzata la formula di Cooper (7.7), mentre per il calcolo del contributo in vaporizzazione convettiva è stata utilizzata:

$$HTC_{CB} = 0.0133Re_l^{0.69}Pr_l^{0.4}\frac{\lambda_l}{\delta} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right] \quad (\text{A.5.8})$$

I numeri di Reynolds e di Prandtl del liquido vengono calcolati utilizzando le formule seguenti:

$$Re_l = \frac{4G(1-x)\delta}{(1-\varepsilon)\mu_l} [-] \quad (\text{A.5.9})$$

$$Pr_l = \frac{\mu_l c_{p,l}}{\lambda_l} [-] \quad (\text{A.5.10})$$

Mentre lo spessore dello strato di liquido δ è definito in base alle caratteristiche geometriche e di deflusso:

$$\delta = \frac{\pi D_h (1-\varepsilon)}{2(2\pi - \vartheta_{dry})} [\text{m}] \quad (\text{A.5.11})$$

A.5.2 - Risultati e commenti

Sono state confrontate quattro condizioni operative a potenza termica fornita P costante e pari a 100W e G variabile tra 50 e 200 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$.

Le curve blu sono quelle calcolate tramite la correlazione semiempirica mentre quelle verdi sono i dati sperimentali. Risulta chiaro che il modello presentato da Zhu et al. non risulta valido a queste condizioni e con questa geometria del condotto, ed è visibile una netta sottostima del coefficiente di scambio termico.

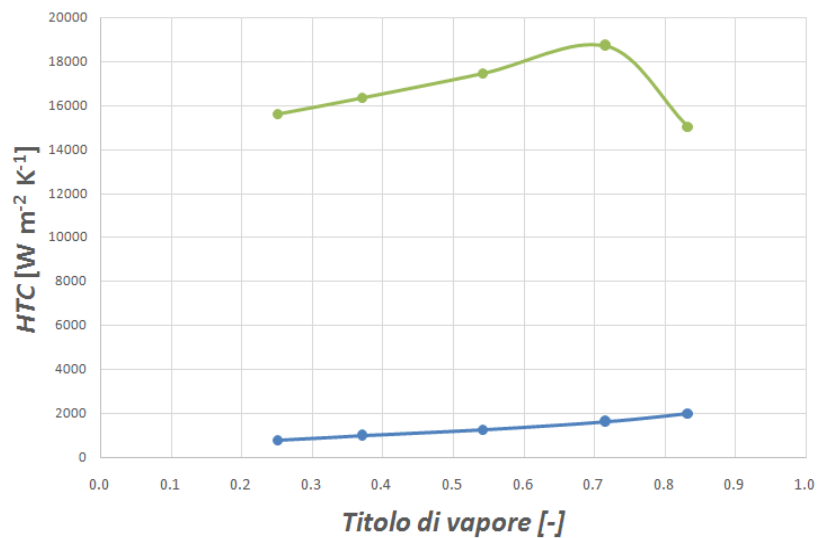


Figura A.5.1: Caso $G = 50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

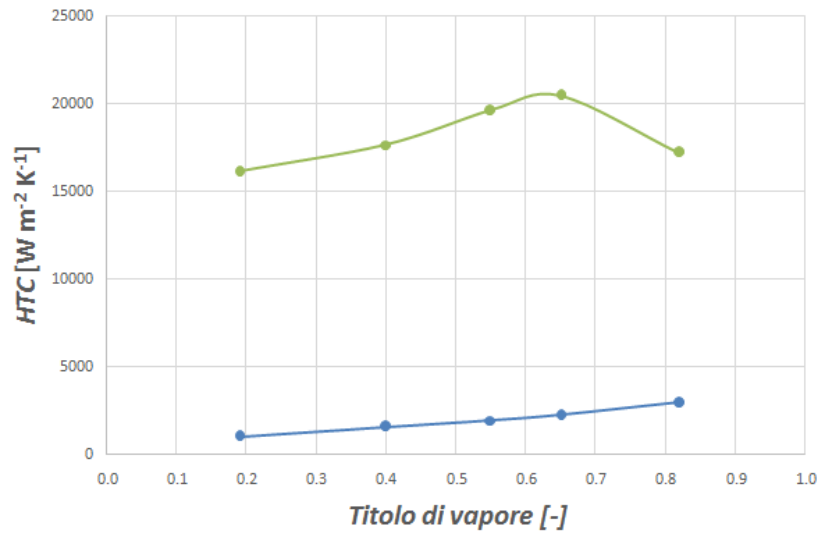


Figura A.5.2: Caso $G = 75 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

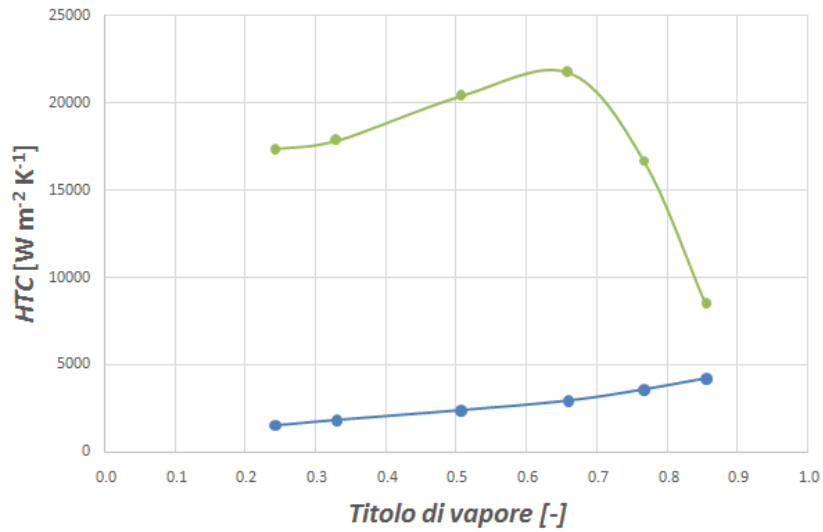


Figura A.5.3: Caso $G = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

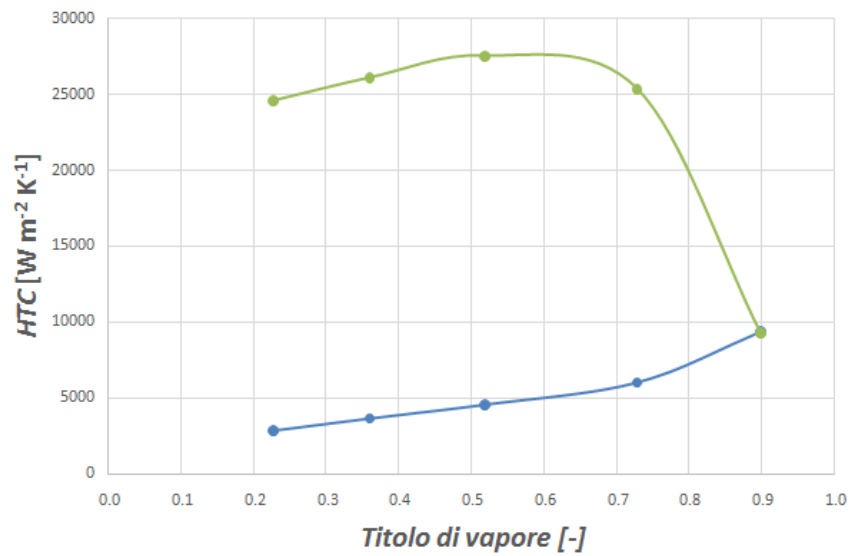


Figura A.5.4: Caso $G = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

CONCLUSIONI

La necessità di studiare scambiatori più compatti per il raffreddamento di micro geometrie e dispositivi elettronici, e la necessità a livello mondiale di ridurre le emissioni inquinanti in atmosfera, ha spinto la ricerca verso nuove configurazioni che permettano lo smaltimento del flusso di calore, in volumi sempre più ridotti e con una carica interna di refrigerante più bassa possibile.

La presente tesi di laurea ha riguardato lo studio del processo di vaporizzazione di R1234ze(E) all'interno di un tubo microfin di diametro interno 3.4 mm in rame, saldato ad un basamento dello stesso materiale per permettere l'alloggiamento del sistema di riscaldamento e dei sensori di temperatura.

Le prove sono state condotte a temperatura di saturazione costante pari a 20 °C, con flussi termici specifici HF variabili tra 12 e 40 kW m⁻² e con portata specifica variabile tra 355 e 940 kg m⁻² s⁻¹; queste prove hanno permesso di creare alcuni confronti mirati alla comprensione dei meccanismi di scambio termico all'interno della micro geometria, e l'influenza che i parametri indipendenti scelti hanno su essa e sul gradiente di pressione.

Si è potuto constatare, per il coefficiente di scambio termico, un aumento dell' HTC all'aumentare del titolo di vapore, a portate basse e con un flusso termico imposto costante mentre, al crescere di G , le curve caratteristiche tendono ad appiattirsi a titoli alti.

Per i gradienti di pressione è stato possibile notare la forte influenza di G : all'aumentare della portata specifica questo gradiente aumenta sempre, indipendentemente dalle condizioni operative mentre al variare del flusso termico specifico non sono visibili variazioni importanti, il che sottolinea la scarsa influenza di HF sulle perdite.

Nell'appendice è stata introdotta un'altra tipologia di superfici intensificate: le schiume metalliche. Rappresentano un'altra possibile soluzione per il problema dello smaltimento termico, per via del forte incremento dell'area di scambio effettiva rispetto al condotto liscio, e della turbolenza del deflusso bifase dovuto ai percorsi più tortuosi.

Queste schiume sono racchiuse in un condotto a sezione rettangolare 10 x 5 mm, lungo 200 mm, in cui scorre R134a, e costruito in modo tale da simulare un possibile caso di raffreddamento di componentistiche elettroniche.

In entrambi i casi, i dati raccolti sono stati confrontati con due metodi di previsione presenti in letteratura e sono stati creati dei grafici per la visualizzazione dell'accuratezza dei modelli scelti.

In conclusione, la componente del circuito frigorifero adibita alla vaporizzazione influenza fortemente le prestazioni dell'intero impianto ed è quindi necessario uno studio mirato per aumentarne il più possibile il rendimento.

Nonostante la miniaturizzazione di questo componente fornisca vantaggi nelle applicazioni odierne, la vaporizzazione in micro dispositivi coinvolge anche processi fisici e termici non ancora compresi, difficilmente individuabili e non quantificabili con precisione. Per questo ed altri motivi, tutte le elaborazioni svolte in questa ricerca analizzano in modo qualitativo i risultati sperimentali trovati.

Referenze

- [1] Fuji, K., Itoh, N., Inanaga, T., Kimura, H., Nakagama, N. and Yanuguchi, T. Heat transfer pipe. U.S. Patent 4044797. assigned to Hitachi Ltd. 1977.
- [2] Cavallini, A., Del Col, D., Mancin, S., Rossetto, L., 2009a. Condensation of pure and near-azeotropic refrigerants in microfin tubes: a new computational procedure. *Int. J. Refrigeration* 32, 162e174.
- [3] Adrian Bejan, Allan D. Kraus, *Heat Transfer Handbook*, Wiley-Interscience; Har/Cdr edizione: 11 luglio 2003
- [4] Sadik Kakac, *Heat Transfer Enhancement Of Heat Exchangers*, 1999 Kluwer Academic Publisher
- [5] Granryd et al., *Refrigerating engineering*. Stockholm: Department of Energy Technology, KTH, 2011.
- [6] Hodnebrog, O., Etminan, M., Fuglestad, J.S., Marston, G., Myhre, G., Nielsen, C.J., Shine, K.P., Wallington, T.J., 2013. Global warming potentials and radiative efficiencies of halocarbons and related compounds: a comprehensive review. *Rev. Geophys.* 51, 300e378.
- [7] M. Salvatore, “Nuovo impianto sperimentale per la vaporizzazione di fluidi refrigeranti in schiume metalliche”, tesi di laurea magistrale, 2011/2012
- [8] A. Diani et al., “R1234ze(E) flow boiling inside a 3.4mm ID microfin tube”, Dipartimento di ingegneria industriale, Padova, 2014.
- [9] Rouhani, S.Z., Axelsson, E., 1970. Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions. *Int. J. Heat Mass Transf.* 13, 383e393.
- [10] L.M. Chamra, R.L. Webb, M.R. Randlett, Advanced micro-fin tubes for evaporation, *Int. J. Heat Mass Transfer* 39 (1996) 1827–1838.
- [11] H. Hu, G. Ding, K. Wang, Heat transfer characteristics of R410A–oil mixture flow boiling inside a 7 mm straight microfin tube, *Int. J. Refrig.* 31 (2008) 1081–1093.
- [12] M.H. Kim, J.S. Shin, Evaporating heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes, *Int. J. Refrig.* 28 (2005) 940–948.
- [13] Kattan et al. [*J. Heat Transfer* 120 (1998) 140; *J. Heat Transfer* 120 (1998) 148; *J. Heat Transfer* 120 (1998) 156]
- [14] Kattan–Thome–Favrat [*J. Heat Transfer*, 120 (1) (1998) 156]

- [15] Kandlikar, S.G. (1991). A Model for Predicting the Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Boiling Heat Transfer Coefficient in Augmented Tubes and Compact Evaporator Geometries, *J.Heat Transfer* 113, 966-972.
- [16] Kandlikar, S.G. and Raykoff, T. (1997). Predicting Flow Boiling Heat Transfer of Refrigerants in Microfin Tubes, *J. Enhanced Heat Transfer* 4(4), 257-268.
- [17] Afroz, H.M.M., Miyara, A., 2011. Prediction of condensation pressure drop inside herringbone microfin tubes. *Int. J. Refrig.* 34, 1057-1065.
- [18] Makishi, O., Honda, H., Wang, Y.S., 2006. New theoretical models of evaporation heat transfer in horizontal microfin tubes. *Int. J. Heat Mass Tran.* 49, 2328-2336.
- [19] Makishi et al., “New Theoretical Models Of Evaporation Heat Transfer in Horizontal Microfin Tubes, 2006
- [20] Cavallini, A., Del Col, D., Rossetto, L., 2006. Flow boiling inside microfin tubes: prediction of the heat transfer coefficient. *Proc. of ECI International Conference on Boiling Heat Transfer, Spoleto, Italy.*
- [21] Wu, Z., Wu, Y., Sunden, B., Li, W., 2013. Convective vaporization in micro-fin tubes of different geometries. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 44, 398-408
- [22] Cavallini, A., Del Col, D., Rossetto, L., 2006. Flow Boiling Inside Microfin Tubes: Prediction of the Heat Transfer Coefficient. *Proceedings of ECI International Conference on Boiling Heat Transfer, Spoleto, Italy.*
- [23] Cooper, M.G., 1984. Saturation Nucleate Pool Boiling: a Simple Correlation. In: *1st U.K. National Conf. On Heat Transfer, vol.2, pp. 785e793.*
- [24] Cavallini, A., Del Col, D., Matkovic, M., Rossetto, L., 2009b. Pressure drop during two-phase flow of R134a and R32 in a single minichannel. *J. Heat Transf.* 131, 033107-1e033107-8.
- [25] Mancin et al., “Liquid and flow boiling heat transfer inside a copper foam”, 8th International Conference on Porous Metals and Metallic Foams, *Metfoam 2013*
- [26] Zhu et al., “Flow boiling of refrigerant in horizontal metal-foam filled tubes”, part 1 and 2, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 91 (2015)
- [27] Zhu et al., “Heat Transfer Measurements and Correlation of Refrigerant Flow Boiling in tube filled with Copper Foam”, *International Journal of Refrigeration* 38 (2014).
- [28] Abadi et al., “Experimental Heat Transfer and Pressure Drop in a Metal-foam-filled tube Heat Exchanger”, *Experimental Thermal and Fluid Science* 82 (2017)