

UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

ANALISI SPERIMENTALE E TEORICA DELLA
CONDENSAZIONE DI R513A IN TUBO MICROALETTO E IN
TUBO LISCIO DI DIAMETRO INTERNO 2.5 mm

Relatore: Prof.ssa Luisa Rossetto

Correlatore: Ing. Andrea Diani

Laureando: Jacopo Carnio

Matricola: 1179454

Anno Accademico 2018/2019

A mia mamma, mio papà e mio fratello

INDICE

SOMMARIO	1
1 INTRODUZIONE	5
1.1 CONDENSAZIONE	5
1.2 REFRIGERANTI	6
1.3 TUBI DI PICCOLO DIAMETRO	8
2 IMPIANTO SPERIMENTALE	13
2.1 SCHEMA DELL'IMPIANTO	13
2.2 SEZIONE SPERIMENTALE	16
2.3 APPARECCHI DI MISURA PRESENTI NELL'IMPIANTO.....	19
3 REALIZZAZIONE DELLA SEZIONE CON TUBO LISCIO	23
3.1 CALCOLI PRELIMINARI.....	23
3.2 TARATURA DELLE TERMOCOPPIE.....	30
3.3 COSTRUZIONE DELLA SEZIONE SPERIMENTALE	32
3.4 PROVE IN MONOFASE.....	34
4 PROCEDURA SPERIMENTALE ED ELABORAZIONE DEI DATI	41
4.1 PROCEDURA SPERIMENTALE.....	41
4.2 ELABORAZIONE DEI DATI SPERIMENTALI	42
5 MODELLI TEORICI	45
5.1 TUBO MICROALETTATO	45
5.2 TUBO LISCIO	52
6 ANALISI DELL'INCERTEZZA	55
7 RISULTATI SPERIMENTALI	61
7.1 TUBO MICROALETTATO	61
7.2 TUBO LISCIO	68
7.3 CONFRONTO FRA TUBO LISCIO E MICROALETTATO.....	73
8 CONFRONTO CON I MODELLI TEORICI	79
8.1 TUBO MICROALETTATO	79
8.2 TUBO LISCIO	93
8.3 CONFRONTO FRA I MODELLI	96
CONCLUSIONI	99
NOMENCLATURA	103
BIBLIOGRAFIA	105

SOMMARIO

Negli ultimi anni si è posta sempre più attenzione allo sviluppo di refrigeranti che siano caratterizzati da un basso effetto serra, ossia basso *global warming potential* (GWP), per contrastare l'innalzamento della temperatura media globale, ed infatti è proprio in questo senso che si inserisce la normativa europea "EU F-GAS REGULATION 517/2014" che ha come obiettivo quello di limitare progressivamente nei prossimi anni i consumi dei refrigeranti HFC (idrofluorocarburi), come l'R134a o l'R410A, che sono caratterizzati da GWP molto elevati.

E' quindi in questo contesto che le aziende e gli enti di ricerca studiano il comportamento dei refrigeranti a basso GWP trovando diverse soluzioni come l'utilizzo di fluidi naturali, quali ad esempio l'anidride carbonica, l'ammoniaca e il propano, oppure creando delle miscele a basso impatto ambientale di fluidi sintetici. In quest'ultimo caso rientra anche l'R513A che è una miscela azeotropica di R1234yf/R134a [56/44], caratterizzata da un GWP pari a 630, nettamente più basso di quello che si riscontra con fluidi tradizionali come l'R134a (1400) o l'R410A (2100).

L'impatto ambientale di tali fluidi, già di per sé basso, può essere poi ulteriormente limitato riducendo la carica di refrigerante negli impianti frigoriferi e di climatizzazione, diminuendo così i problemi derivanti da possibili perdite in ambiente dello stesso: per fare ciò è possibile utilizzare condensatori ed evaporatori caratterizzati da tubi di piccolo diametro, ossia tubi con diametri esterni minori di 5 mm. In quest'ottica è possibile ottenere ulteriori benefici usufruendo dei tubi microaletti i quali, essendo caratterizzati da coefficienti di scambio termico più elevati rispetto a quelli che si riscontrano nei tubi lisci, permettono, a parità di flusso termico e temperature dei due fluidi, di ridurre la carica di refrigerante. E' noto infatti che il flusso termico che si instaura in uno scambiatore di calore sia calcolabile come $q = K \cdot A \cdot \Delta T_{ml}$, con K il coefficiente globale di scambio termico, ΔT_{ml} la differenza media logaritmica fra le temperature dei due fluidi e A l'area di scambio. Nel caso di un tubo microaletto si ha che K è maggiore di quello che si riscontra in un tubo liscio e allora, a pari flusso termico e con i due fluidi che hanno le stesse temperature, il tubo liscio è caratterizzato da un'area maggiore e di conseguenza da una carica di refrigerante inevitabilmente più elevata.

Alla luce di queste considerazioni si capisce quindi l'importanza di investigare il comportamento del suddetto refrigerante R513A in tubi di piccolo diametro: l'obiettivo del lavoro di questa tesi è infatti quello di analizzare da un punto di vista sperimentale e teorico la condensazione dell'R513A in un tubo microaletto e in uno liscio di diametro interno di 2.5 mm. Andando nello specifico il tubo liscio, come già detto, è caratterizzato da un diametro interno pari a 2.5 mm, mentre il tubo microaletto ha un diametro ad apice aletta di 2.4 mm, 40 alette di altezza 0.12 mm con un angolo ad apice aletta di 43° mentre l'angolo d'elica è di 7°. Si noti inoltre che mentre la sezione sperimentale col tubo microaletto era già presente nel laboratorio dove sono state condotte le prove sperimentali, quella col tubo liscio è stata realizzata nell'ambito di questa tesi.

Sono state condotte quindi delle prove sperimentali nel "Laboratorio di trasmissione del calore in microgeometrie" dell'Università di Padova per la condensazione dell'R513A in quei due tubi, prima ad una temperatura di saturazione di 30 °C e poi a 40 °C, variando la portata di massa specifica da $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ fino a $G = 1000 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$: in questo modo si è potuto ottenere l'andamento del coefficiente di scambio termico e del gradiente di pressione per attrito al variare della portata specifica, del titolo e della temperatura, ottenendo in questo modo una comprensione più profonda del comportamento dell'R513A.

Andando nello specifico nel primo capitolo si introduce il problema della ricerca di nuovi refrigeranti a basso GWP per contrastare l'innalzamento della temperatura media globale causato dall'effetto serra. Si pone inoltre l'attenzione sulla possibilità di utilizzare dei tubi di piccolo diametro, sia lisci che alettati internamente, che consentano di ridurre la carica di refrigerante presente all'interno di un impianto.

Successivamente nel Capitolo 2 si descrive l'impianto sperimentale che è stato utilizzato per realizzare le prove in condensazione, ponendo una particolare attenzione sui suoi componenti, quali ad esempio il pre-condensatore, l'evaporatore, il post-condensatore e la sezione sperimentale, e sui vari misuratori presenti che hanno il compito di registrare vari parametri fisici, come ad esempio la temperatura o la pressione, i quali saranno poi elaborati per ottenere il coefficiente di scambio termico e le perdite di carico che si manifestano durante la condensazione del refrigerante.

Nel terzo capitolo invece si discute della realizzazione della sezione sperimentale con il tubo liscio, trattando sia della parte costruttiva di tale lavoro, sia dei calcoli preliminari necessari per definire una corretta lunghezza per lo scambio termico e una corretta distanza fra le prese di pressione che devono misurare le perdite di carico che si realizzano durante la condensazione dell'R513A.

Nel quarto capitolo inizialmente si espone la procedura sperimentale che è stata adottata durante le prove e successivamente si discute di come siano stati elaborati i parametri misurati durante la stessa per trovare il coefficiente di scambio termico e il gradiente di pressione per attrito che si sono realizzati durante la condensazione dell'R513A.

Nel Capitolo 5 invece sono esposti i vari modelli teorici presenti in letteratura con cui è possibile stimare il coefficiente di scambio termico per un refrigerante che condensa, sia in un tubo liscio che microalettato, e il gradiente di pressione di un fluido bifase negli stessi. I valori ottenuti in questo modo saranno successivamente confrontati con quelli che si ottengono per via sperimentale per accertarsi dell'attendibilità fisica di quest'ultimi.

Nel Capitolo 6 si studia la propagazione dell'incertezza attraverso le formule di Kline-McClintock, e in questo modo si riesce a stimare l'incertezza che affligge il coefficiente di scambio termico e il titolo medio che sono stati determinati attraverso le prove sperimentali.

Nel settimo capitolo sono invece rappresentati i risultati sperimentali ottenuti con la procedura presentata nel Capitolo 4: in particolare si presentano gli andamenti del coefficiente di scambio termico e del gradiente di pressione per attrito, sia nel tubo liscio sia in quello microalettato, al variare del titolo di vapore e della portata specifica. Ciò viene fatto sia per la temperatura di saturazione di 30 °C sia per quella di 40 °C: in questo modo infatti è possibile apprezzare la variazione dello scambio termico e delle perdite di carico che si manifesta quando la temperatura di saturazione a cui avviene la condensazione cambia. Successivamente si sono confrontati i risultati ottenuti col tubo liscio e microalettato per far luce sul modo con cui varia il coefficiente di scambio termico e il gradiente di pressione per attrito per effetto dell'azione delle alette presenti nella superficie interna del tubo microalettato. Inoltre in questo modo è anche possibile rendersi conto di quali siano le condizioni che favoriscono maggiormente l'utilizzo di un tubo microalettato rispetto ad uno liscio in termini di portate e di titoli di vapore e per fare ciò ci si è avvalsi dell'*Enhancement factor* (EF), che è il rapporto fra il coefficiente di scambio termico fra un tubo microalettato e uno liscio di diametro interno uguale a quello ad apice aletta del tubo microalettato operanti nelle stesse condizioni.

Infine nel Capitolo 8 si sono confrontati i risultati sperimentali mostrati nel capitolo precedente, in termini di coefficiente di scambio termico e di gradiente di pressione per attrito, con quelli stimati teoricamente dai vari modelli già discussi nel Capitolo 5: è chiaro che maggiore è la

compatibilità fra i risultati teorici e quelli sperimentali, maggiore è anche l'attendibilità di questi ultimi.

CAPITOLO 1

INTRODUZIONE

Dalla rivoluzione industriale in poi lo scambio termico di fluidi bifase ha assunto sempre più importanza dal punto di vista tecnico e industriale, prima nell'ambito dei cicli di potenza negli impianti termoelettrici, e successivamente nei cicli frigoriferi nell'ambito della refrigerazione e della climatizzazione, sui quali ci si concentrerà in questa tesi. Lo scambio termico di fluidi bifase può manifestarsi con l'evaporazione, quando il refrigerante, essendo ad una temperatura di saturazione minore della sorgente termica da raffreddare, assorbe calore da questa e passa dallo stato liquido a quello aeriforme, oppure con la condensazione che avviene quando il refrigerante si trova ad una temperatura di saturazione maggiore dell'ambiente esterno e per questo motivo rilascia calore a quest'ultimo passando dallo stato aeriforme a quello liquido: il lavoro di questa tesi si occuperà proprio di quest'ultimo tipo di scambio di calore in fluidi bifase.

1.1 CONDENSAZIONE

La condensazione di un refrigerante può avvenire fondamentalmente in due modi: all'esterno dei tubi, e questo è il caso tipico degli scambiatori di calore a fascio tubiero col refrigerante all'esterno, oppure all'interno dei tubi come nel caso delle batterie alettate o degli scambiatori a fascio tubiero con il refrigerante all'interno dei tubi. Questa tesi si occuperà della condensazione dei refrigeranti in tubo, che trova quindi riscontro applicativo negli scambiatori di calore suaccennati. In questo caso il refrigerante entra all'interno del tubo in fase di vapore e man mano che scorre in questo condensa rilasciando calore a un fluido secondario come l'acqua o l'aria: diversamente dal caso della condensazione all'esterno dei tubi, qui la fase liquida e quella a vapore sono continuamente a contatto realizzando diversi regimi di deflusso bifase gas-liquido in relazione al titolo di vapore, che ovviamente diminuisce lungo l'asse del tubo, alla portata specifica, al diametro e al tipo di refrigerante. In linea generale quindi esistono moltissimi tipi di configurazioni di moto per il deflusso bifase gas-liquido che possono manifestarsi durante la condensazione di un refrigerante in tubo: essi sono classificati nel seguente modo [1] (ci si riferisce al caso della condensazione in tubi orizzontali che è il caso più comune in refrigerazione e quello che verrà indagato nel lavoro di questa tesi):

- Deflusso stratificato: il liquido scorre nella parte inferiore del tubo mentre il vapore fluisce nella parte superiore ed è presente una completa separazione fra le due fasi. In relazione alla configurazione dell'interfaccia liquido-gas si parla di regime stratificato oppure stratificato perturbato
- Deflusso intermittente (*slug*): la fase a vapore si raccoglie in sacche e, nel caso di elevata turbolenza, si trova anche dispersa nella fase liquida sotto forma di bolle
- Deflusso a bolle (*spray*): la fase gassosa fluisce nel tubo sotto forma di bolle che si concentrano nella parte superiore del tubo. Solo nel caso di elevate velocità e turbolenza la loro distribuzione risulta essere uniforme
- Deflusso anulare: il film di liquido scorre lungo le pareti del tubo mentre al centro fluisce il vapore.

Questi tipi di deflusso, che in linea generale sono molto più complessi e variegati di quanto paia con questa semplice classificazione, possono essere visualizzati a titolo esemplificativo nella Figura 1 dove compaiono anche altri regimi di deflusso che possono essere fatti rientrare nella classificazione appena fatta.

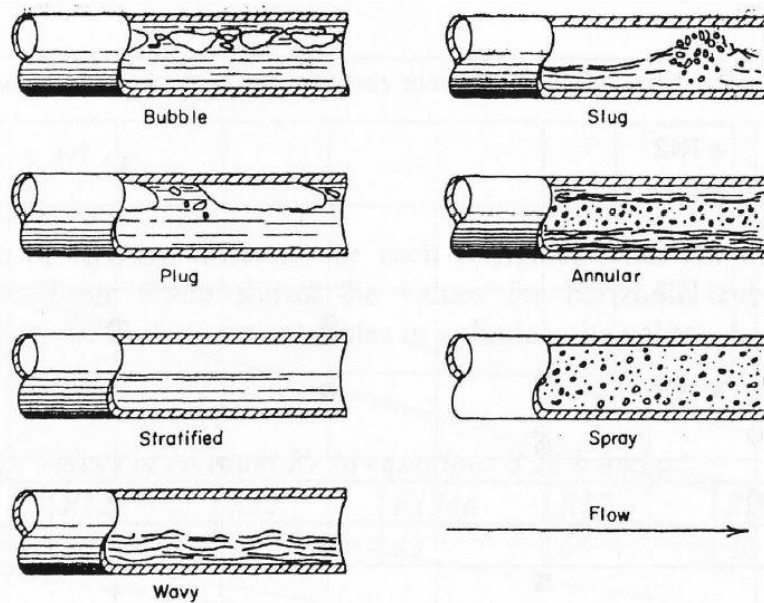


Figura 1: Regimi di deflusso in tubo orizzontale [2]

C'è da considerare inoltre che durante la condensazione di un fluido il suo regime di deflusso può cambiare poiché il titolo di vapore e la velocità media del refrigerante variano lungo il tubo: man mano che la condensazione procede infatti il titolo di vapore diminuisce, la densità media del refrigerante aumenta mentre la sua velocità si riduce e tutto ciò tende a promuovere le forze gravitazionali rispetto a quelle tangenziali, favorendo in questo modo il regime stratificato rispetto a quello anulare. Si noti che è molto importante identificare il regime di deflusso che si realizza durante la condensazione di un certo fluido all'interno del condotto, utilizzando le varie mappe presenti in letteratura, in quanto lo scambio termico e le perdite di carico che si realizzano nel lato del refrigerante sono strettamente correlate al regime di deflusso dello stesso.

1.2 REFRIGERANTI

Il tipo di regime di deflusso che si instaura durante la condensazione, così come lo scambio termico e le perdite di carico che si manifestano, dipende fortemente dal tipo di refrigerante che viene utilizzato nel ciclo frigorifero: da questo punto di vista, dalla nascita della refrigerazione a inizio 1800 fino ad oggi, c'è stata una continua evoluzione dei fluidi refrigeranti per risolvere le varie problematiche che via via nel corso dei decenni venivano a manifestarsi. Storicamente la prima generazione di refrigeranti (1830-1930) includeva fluidi naturali quali l'anidride carbonica e l'ammoniaca. Successivamente nella seconda generazione (1931-1990), che fu promossa da Thomas Midgley Jr, si iniziò a utilizzare dei refrigeranti sintetici che garantivano delle caratteristiche termofisiche migliori rispetto a quelle dei fluidi naturali: in particolare in questo periodo ci fu lo sviluppo prima dei CFC (clorofluorocarburi), come l'R11 o l'R12, e inseguito degli HCFC (idroclofluorocarburi) come l'R22 che fu utilizzato in particolar modo nei climatizzatori residenziali. Anche se questi fluidi avevano buone proprietà termodinamiche, erano dannosi allo strato di ozono in quanto erano caratterizzati da un ODP (*ozone depletion potential*) maggiore di zero: tali refrigeranti infatti contenevano atomi di cloro che, rilasciati in atmosfera, reagivano con le molecole di ozono (O_3) determinandone la distruzione. Di conseguenza attraverso il Protocollo di Montreal (1987) si è deciso di abbandonare progressivamente i refrigeranti contenenti atomi di cloro: ciò ha determinato la nascita della

terza generazione di refrigeranti (1990-2010) che è costituita fondamentalmente dagli HFC (idrofluorocarburi) come l'R134a e l'R410A. Questi fluidi, non contenendo atomi di cloro, sono caratterizzati da un ODP nullo e di conseguenza sono innocui per lo strato d'ozono. Tuttavia essi sono responsabili di un forte effetto serra che viene quantificato tramite l'indice GWP (*global warming potential*) che risulta essere particolarmente elevato proprio negli HFC (ad esempio nell'R134a è pari a 1400 mentre per l'R410A è 2100). Questi refrigeranti quindi, ancorché avessero risolto il problema della distruzione dello strato d'ozono, contribuivano in modo notevole ad un altro problema, ossia l'aumento della temperatura media globale causata proprio dall'effetto serra. Per risolvere questa nuova problematicità l'Unione Europea ha introdotto la "EU F-GAS Regulation 517/2014" che si pone come obiettivo quello di ridurre progressivamente l'utilizzo degli HFC (in particolare si vuole ottenere una riduzione dei consumi degli HFC del 37% nel 2020 e del 79% nel 2030). Tutto ciò ha portato alla nascita della quarta generazione di refrigeranti che è costituita da fluidi, sia sintetici che naturali, a basso GWP, necessari per rispondere in modo adeguato alle nuove regolamentazioni europee e mondiali. A tal proposito infatti gli enti di ricerca e le industrie hanno individuato alcuni possibili refrigeranti che possono rispettare proprio queste nuove regolamentazioni:

- Fluidi naturali come ad esempio il propano, l'ammoniaca oppure l'anidride carbonica. Questi fluidi hanno un GWP praticamente nullo, e quindi risolverebbero i problemi legati all'innalzamento della temperatura media globale, ma al contempo sono caratterizzati da altre problematiche che devono essere risolte per avere un utilizzo ottimale di questi fluidi. Il propano ad esempio è altamente infiammabile (è classificato da ASHRAE come A3) mentre l'ammoniaca è tossica e leggermente infiammabile (B2L) e non è compatibile con il rame che spesso viene utilizzato per i tubi degli impianti frigoriferi: di conseguenza è necessario sviluppare delle soluzioni ad hoc per questi tipi di fluidi per poter essere impiegati senza il rischio di arrecare danno alle persone. Per quanto riguarda invece l'anidride carbonica essa non è dannosa per le persone, ma ha una temperatura critica molto bassa che obbliga spesso a lavorare in condizioni transcritiche, e ciò ovviamente costituisce una criticità, comunque risolvibile, nella fase di progettazione
- Fluidi sintetici a basso GWP come gli HFO, fra cui c'è l'R1234yf, i quali contengono atomi di idrogeno e legami di carbonio non saturi $C\equiv C$ e $C=C$: entrambi questi due fattori sono necessari per ridurre la vita in atmosfera del refrigerante e quindi diminuire il suo GWP

L'R513A, che è il fluido che è stato studiato in questa tesi sia dal punto di vista sperimentale che teorico, è una miscela azeotropica di R1234yf/R134a [56/44] e può essere considerato un fluido sintetico a basso GWP, essendo pari a 630, valore minore di quello che caratterizza i tradizionali HFC. Per questo motivo l'R513A può essere considerato un refrigerante adeguato ai vincoli imposti dalla "EU F-GAS Regulation 517/2014". Inoltre, diversamente dai fluidi naturali, che comunque hanno un GWP minore dell'R513A, questo tipo di refrigerante non è tossico né infiammabile e infatti è classificato da ASHRAE come A1.

Inoltre l'R513A è considerato anche come possibile fluido drop-in a basso GWP dell'R134a, che è di solito utilizzato nei sistemi di condizionamento delle automobili, e che come detto in precedenza sarà progressivamente abbandonato a causa del suo alto effetto serra. Per fluido drop-in si intende un refrigerante che ne può sostituire un altro in un certo impianto senza la necessità di modificarlo e garantendo più o meno le stesse prestazioni: è quindi evidente la convenienza economica di riuscire a trovare un fluido drop-in per l'R134a perché in questo

caso è possibile sostituire quest'ultimo col il nuovo fluido nello stesso impianto senza la necessità di comprarne uno nuovo o cambiarne i componenti, minimizzando in questo modo i costi. Tutto ciò è confermato anche da Mota-Babiloni et al. [3] che affermano che l'R513A può sostituire l'R134a in un impianto frigorifero semplicemente facendo degli aggiustamenti sulla valvola termostatica, ottenendo in questo modo migliori prestazioni e una potenza di raffreddamento più elevata.

Si riportano di seguito le proprietà principali dell'R513A ad una temperatura di saturazione di 20 °C:

Temperatura [°C]	20
Pressione [bar]	6.17
Densità del liquido [kg m^{-3}]	1152.8
Densità del vapore [kg m^{-3}]	32.46
Entalpia del liquido [kJ kg^{-1}]	227.03
Entalpia del vapore [kJ kg^{-1}]	387.53
Conducibilità del liquido [$\text{mW m}^{-1}\text{K}^{-1}$]	71.75
Conducibilità del vapore [$\text{mW m}^{-1}\text{K}^{-1}$]	13.54
Viscosità del liquido [$\mu\text{Pa s}$]	176.45
Viscosità del vapore [$\mu\text{Pa s}$]	11.41
Tensione superficiale [mN m^{-1}]	7.37

Tabella 1: Principali proprietà dell'R513A ad una temperatura di saturazione di 20 °C

1.3 TUBI DI PICCOLO DIAMETRO

Alla luce di quanto detto finora è chiaro che l'utilizzo di un refrigerante come l'R513A, oppure un di un diverso tipo di HFO, o anche un fluido naturale, già di per sé riesce a ridurre l'effetto serra perché tutti questi sono caratterizzati da un GWP più basso di quello degli HFC tradizionali, come visto in precedenza, e quindi sono tutti possibili soluzioni alle restrizioni imposte dalla "F-GAS Regulation". L'impatto ambientale di tali fluidi inoltre può essere ulteriormente ridotto utilizzando tubi di piccolo diametro (diametro esterno minore di 5 mm) i quali consentirebbero di ridurre la carica di refrigerante e quindi di diminuire i problemi derivanti da possibili perdite dello stesso in ambiente: questo è il motivo per cui si è scelto di analizzare in questa tesi il comportamento dell'R513A durante la condensazione in tubi di diametro interno di 2.5 mm.

Mentre in letteratura infatti sono presenti numerosi studi relativi alla trasmissione del calore in condensazione ed evaporazione per tubi lisci e microalettati con diametro esterno maggiore di 5 mm, esistono relativamente pochi studi condotti su tubi di piccolo diametro. Fra questi molti sono stati fatti in Giappone, ad esempio da A. Miyara, C. Kondou e D. Jige, e nell'Università di Padova da L. Rossetto e A. Diani. Per esempio Bashar et al. [4] studiarono lo scambio termico e le perdite di carico che si instaurano durante la condensazione dell'R134a in un tubo liscio e in un tubo microalettato di diametro esterno di 2.5 mm a basse portate specifiche. Le prove furono infatti effettuate da $G = 50 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ a $G = 300 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ alle temperature di saturazioni di 20 °C e 30 °C. Jige et al. [5] invece si interessarono al coefficiente di scambio termico e al gradiente di pressione per attrito che si manifestando durante l'evaporazione dell'R32 in tre tubi orizzontali microalettati con diametro interno di 2.1 mm, 2.6 mm e 3.1 mm: questi tubi, avendo le alette della stessa altezza, gli stessi angoli d'elica e lo stesso numero di

alette, si differenziavano unicamente per il diametro e in questo modo era possibile capire l'effetto di quest'ultimo sui parametri studiati. Hirose et al. [6] investigarono sperimentalmente il coefficiente di scambio termico e il gradiente di pressione per attrito durante la condensazione dell'R1234ze(E) in due tubi orizzontali microalettati con diametro esterno di 4 mm: il primo aveva 40 alette con un'altezza di 0.18 mm e un angolo d'elica di 18°, il secondo invece era caratterizzato da 50 alette con un'altezza pari a 0.12 mm e un angolo d'elica di 25°. Le prove furono condotte da $G = 50 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ a $G = 200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ alla temperatura di saturazione di 35 °C. Jige et al. [7] studiarono il coefficiente di scambio termico e il gradiente di pressione per attrito durante l'evaporazione dell'R32 in un tubo orizzontale microalettato di diametro equivalente pari a 3.48 mm: G venne fatta variare da $50 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ a $400 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$, mentre il range del flusso termico considerato fu da 5 kW m^{-2} a 20 kW m^{-2} ad una temperatura di saturazione di 15 °C. Diani et al. [8] studiarono l'R1234ze(E) durante l'evaporazione all'interno di tubi microalettati con diametro ad apice aletta di 2.4 mm e 40 alette di altezza pari a 0.12 mm: durante le prove la portata specifica è stata fatta variare da $375 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ fino a $940 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ mentre il range del flusso termico era da 10 kW m^{-2} a 50 kW m^{-2} con il titolo che variava da 0.10 a 0.99 e una temperatura di saturazione mantenuta costante pari a 30 °C. Successivamente Diani et al. [9] si interessarono alla condensazione dell'R1234yf all'interno di un tubo microalettato con un diametro ad apice aletta di 3.4 mm: in questo caso la portata specifica è stata fatta variare da $G = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ fino a $G = 1000 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e si sono considerate le temperature di saturazione di 30 °C e di 40 °C. In seguito Diani et al. [10] studiarono la possibilità di sostituire l'R134a con l'R1234yf e l'R1234ze(E) negli impianti di condizionamento e di refrigerazione eseguendo delle prove in condensazione all'interno di un tubo microalettato con diametro ad apice aletta di 2.4 mm: la portata specifica fu fatta variare da 300 a $1000 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ ad una temperatura di saturazione di 30 °C e ad una di 40 °C.

Si noti che tutti questi studi che sono stati accennati non rappresentano la totalità delle ricerche condotte sui tubi di piccolo diametro ma ne costituiscono degli esempi che mettono in luce come questa tematica sia diventata di grande interesse negli ultimi anni.

E' importante inoltre osservare che i tubi di piccolo diametro tendono a promuovere l'effetto dello sforzo tangenziale rispetto a quello delle forze gravitazionali e ciò favorisce il moto anulare rispetto a quello stratificato e quindi coefficienti di scambio termico maggiori.

Alla luce di quanto detto è quindi chiaro che l'utilizzo di tubi di piccolo diametro, come quelli trattati in questa tesi, assicura un grande vantaggio dal punto di vista dell'impatto ambientale di un certo impianto perché, come detto in precedenza, consente di ridurre la carica di refrigerante e quindi diminuire il suo contributo all'effetto serra nel caso in cui quest'ultimo fosse disperso in ambiente. Un ulteriore vantaggio è possibile ottenerlo nel caso in cui, anziché utilizzare tubi lisci, si utilizzassero tubi internamente alettati: quest'ultimi infatti sono caratterizzati dalla presenza di alette sulla superficie interna che promuovono lo scambio termico e ciò consente di ridurre ancora di più la carica di refrigerante rispetto a quella necessaria in un tubo liscio. E' noto infatti che il flusso termico in uno scambiatore di calore è calcolabile come:

$$q = K \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (1.1)$$

con K il coefficiente di scambio termico, A l'area e ΔT_{ml} la differenza media logaritmica fra le temperature dei due fluidi. Nel caso del tubo a superficie interna estesa si ha che il coefficiente

di scambio termico K è più elevato di quello in un tubo liscio e di conseguenza, a pari flusso termico e con i due fluidi che hanno le stesse temperature, il tubo liscio è caratterizzato da un'area maggiore e di conseguenza da una carica di refrigerante inevitabilmente più elevata.

In generale quindi i tubi internamente microalettati consentono di aumentare il coefficiente di scambio termico a fronte di un contenuto aumento delle perdite di carico e ciò è dovuto in parte al semplice aumento dell'area di scambio e in parte all'effetto delle alette che promuovono la turbolenza del film di liquido e il moto anulare. I tubi internamente microalettati possono essere di tre tipi [1]:

- Tubi “microfin”: presentano delle alette elicoidali sulla superficie interna del tubo. Il tubo “microfin” è uno dei due tubi nei quali sono state condotte le prove in condensazione dell'R513A nel lavoro di questa tesi
- Tubi “cross-grooved”: presentano un secondo set di scanalature elicoidali con lo stesso angolo d'elica ma con direzione angolare opposta alla prima e in genere con profondità differente (Figura 2)
- Tubi “herringbone”: presentano delle scanalature a spina di pesce che consentono di distribuire il condensato lungo due direttrici opposte, rendendo sottile il film di liquido sui lati della sezione di deflusso rispetto al lato superiore e al fondo (Figura 3)

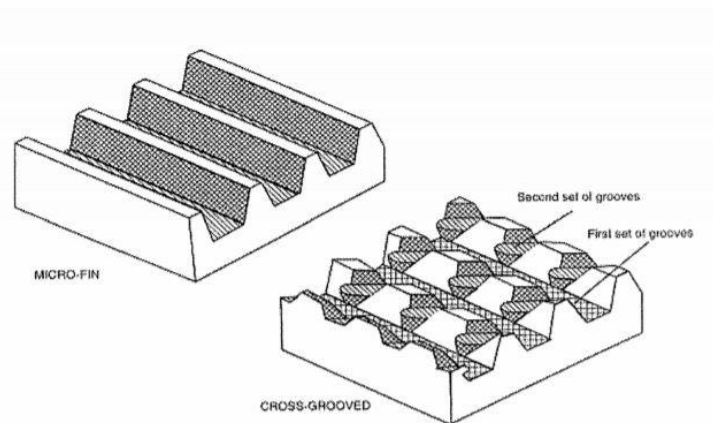


Figura 2: Confronto fra il tubo “microfin” (a sinistra) e il tubo “cross-grooved” (a destra) [1]

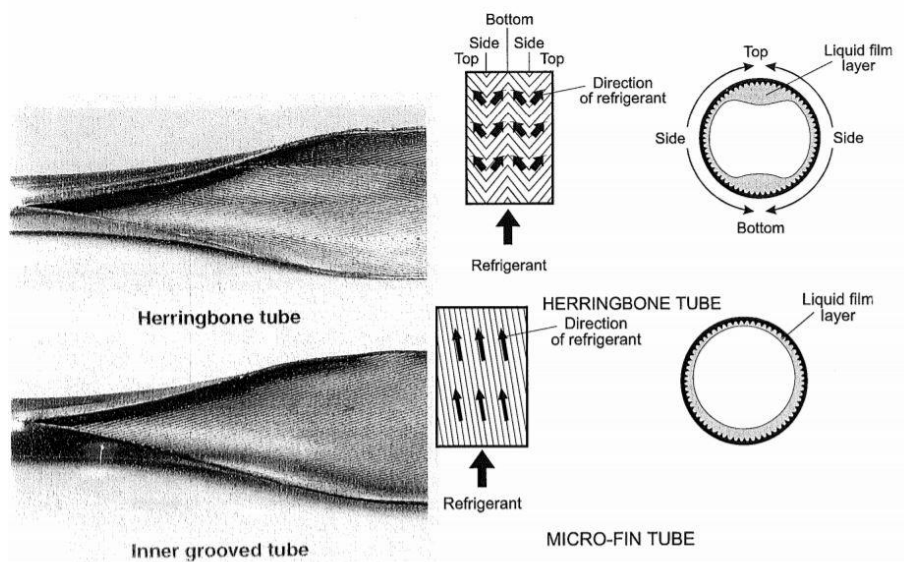


Figura 3: Confronto fra il tubo "microfin" (sotto) e il tubo "herringbone" (sopra) [1]

Alla luce di quanto detto finora risulta quindi evidente il motivo per cui si è scelto di studiare in questa tesi la condensazione di un nuovo fluido come l'R513A, a più basso impatto ambientale rispetto ai tradizionali HFC per via del suo minore GWP, in tubi di piccolo diametro sia lisci che microaletti.

CAPITOLO 2

IMPIANTO SPERIMENTALE

2.1 SCHEMA DELL'IMPIANTO

Per poter effettuare le prove in condensazione sul tubo liscio e sul tubo microalettato dell'R513A ci si è avvalsi del "Laboratorio di trasmissione del calore in microgeometrie" dell'Università di Padova nel quale è presente l'impianto sperimentale che verrà ora discusso (Figura 4 e Figura 5).

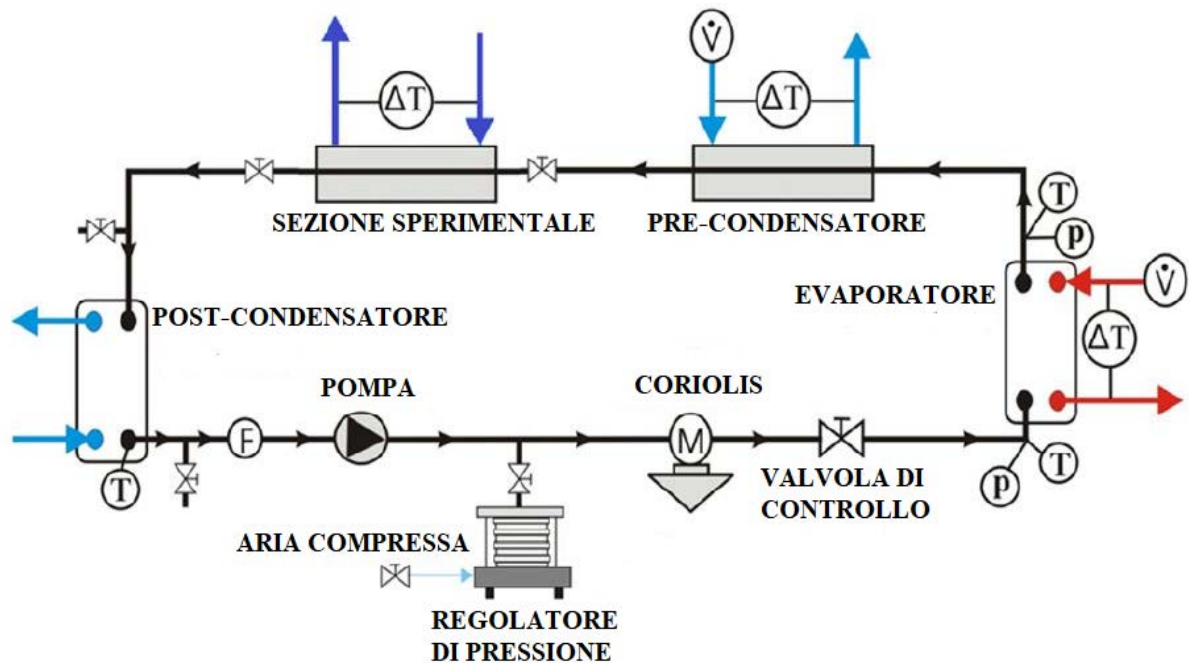


Figura 4: Impianto sperimentale utilizzato per le prove in condensazione sia per il tubo liscio che per il tubo microalettato [9]

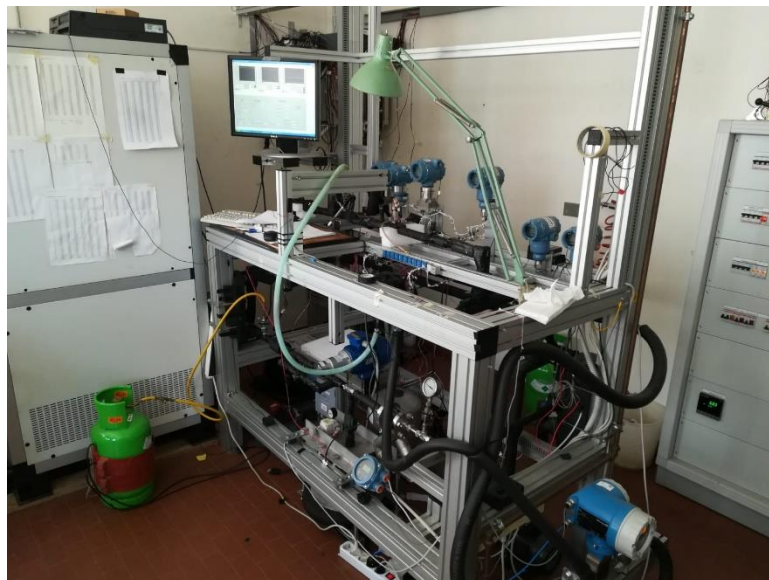


Figura 5: Impianto utilizzato per le prove in condensazione

L'impianto, che può lavorare fino a 3 MPa con una portata di refrigerante massima di 70 kg h^{-1} , è costituito dai seguenti componenti:

- Regolatore di pressione (*damper*)
- Misuratore di portata di refrigerante ad effetto di Coriolis
- Valvola di controllo
- Evaporatore
- Pre-condensatore
- Sezione sperimentale
- Post-condensatore
- Pompa per il refrigerante

Il refrigerante liquido, grazie al lavoro meccanico svolto dalla pompa, viene posto in movimento ed entra nell'evaporatore (il quale è uno scambiatore a piastre) dove ha luogo l'evaporazione e il surriscaldamento dell'R513A. Per fare in modo che ciò avvenga si utilizza dell'acqua scaldata tramite resistenze elettriche ad una temperatura di circa 60°C e portata successivamente all'interno dell'evaporatore tramite una pompa dove cede calore appunto all'R513A.

Di conseguenza il refrigerante esce dall'evaporatore come vapore surriscaldato e successivamente si avvia verso il pre-condensatore dove viene parzialmente condensato fino a ottenere il titolo voluto all'ingresso della sezione sperimentale: è noto infatti che le caratteristiche del refrigerante in termini di gradiente di pressione per attrito e di coefficiente di scambio termico non sono costanti durante la condensazione in tubo ma dipendono strettamente dal titolo del fluido e di conseguenza le varie prove verranno effettuate facendo variare il titolo in ingresso alla sezione sperimentale tramite il pre-condensatore suaccennato. Quest'ultimo è fondamentalmente uno scambiatore tubo in tubo dove si instaura uno scambio termico fra il refrigerante che condensa e l'acqua di raffreddamento la cui temperatura viene quindi aumentata in tale processo. La temperatura di ingresso al pre-condensatore dell'acqua di raffreddamento viene regolata manualmente tramite un chiller presente nel laboratorio: il suo valore verrà fissato a seconda del titolo che si vuole ottenere, della portata di refrigerante e della sua temperatura di saturazione.

Successivamente l'R513A in condizioni bifase, e caratterizzato dal titolo voluto, entra nella sezione sperimentale dove viene condensato determinando una variazione di titolo Δx pari circa a 0.1 (tale variazione di titolo deve essere infatti limitata per poter correlare in modo adeguato il coefficiente di scambio termico e il gradiente di pressione per attrito con il titolo medio). La sezione sperimentale è costituita da un tubo in cui passa il refrigerante, sia esso liscio o microaletato, attorno al quale è avvolto un altro tubo di diametro 1.9 mm in cui scorre acqua fredda che consente all'R513A di condensare: l'acqua della sezione sperimentale proviene da un bagno termostatico di marca LAUDA PROLINE 1845 in cui è possibile regolare la temperatura con una stabilità di 0.01°C (Figura 6). La temperatura minima che si può raggiungere con l'acqua della sezione sperimentale è di circa 5°C per evitare possibili formazioni di ghiaccio.



Figura 6: Bagno termostatico utilizzato per regolare la temperatura dell'acqua all'ingresso della sezione sperimentale [11]

All'uscita dalla sezione sperimentale il refrigerante, ancora in condizioni bifase, si muove lungo il post-condensatore, che è un altro scambiatore a piastre, dove avviene la completa condensazione e il sottoraffreddamento dell'R513A in modo che alla pompa successivamente pervenga unicamente liquido sottoraffreddato. Il post-condensatore è alimentato da acqua e glicole propilenico proveniente da un altro chiller funzionante con R404A (Figura 7): in questo caso non è possibile utilizzare semplice acqua ma è necessario aggiungere glicole poiché l'obiettivo del post-condensatore è quello di condensare e sottoraffreddare il refrigerante e per fare ciò è necessario utilizzare acqua con temperature prossime e inferiori a 0°C, e di conseguenza per evitare che quest'ultima congeli è necessario aggiungere del glicole.



Figura 7: Chiller utilizzato per regolare la temperatura dell'acqua e glicole all'ingresso del post-condensatore [11]

Infine è presente un regolatore di pressione (*damper*) che consente di regolare la pressione all'interno del circuito e quindi anche la temperatura di saturazione dell'R513A nella sezione sperimentale: il *damper* è infatti connesso alla linea ad aria compressa con cui è possibile gestire la pressione del refrigerante agendo manualmente su una manopola rotante.

Si ricordi che l'R513A è posto in movimento dalla pompa presente nel circuito e su quest'ultima vale la pena fare alcune precisazioni: essa è una pompa ad ingranaggi a trascinamento

magnetico la quale riesce a garantire un flusso stabile di refrigerante. Inoltre essa non necessita di olio per lubrificare e questo è un forte vantaggio perché in presenza di olio lubrificante ci sarebbe il rischio che una parte di questo vada a miscelarsi con il refrigerante stesso andando in questo modo ad alterare le proprietà termofisiche del fluido. La pompa è poi collegata ad un inverter che consente di variare la sua velocità di rotazione e quindi di variare anche la portata dell'R513A: durante le prove sperimentali infatti si varierà la portata specifica del refrigerante proprio agendo sulla velocità di rotazione della pompa.

Riassumendo quindi all'interno dell'impianto sperimentale sono presenti cinque circuiti totali:

- Il circuito del refrigerante R513A
- Il circuito dell'acqua all'evaporatore
- Il circuito dell'acqua al pre-condensatore
- Il circuito dell'acqua nella sezione sperimentale
- Il circuito dell'acqua nel post-condensatore

2.2 SEZIONE SPERIMENTALE

L'obiettivo del lavoro svolto nell'ambito di questa tesi è quello di studiare, sia da un punto di vista sperimentale che teorico, la condensazione dell'R513A in un tubo liscio di diametro interno pari a 2.5 mm e in un tubo microaletato (*microfin*) caratterizzato da un diametro ad apice aletta pari a 2.4 mm. Le caratteristiche costruttive del tubo microaletato sono mostrate di seguito e fanno riferimento alla Figura 8, mentre nella Figura 9 è possibile vedere una foto del tubo microaletato con identificati i parametri geometrici.

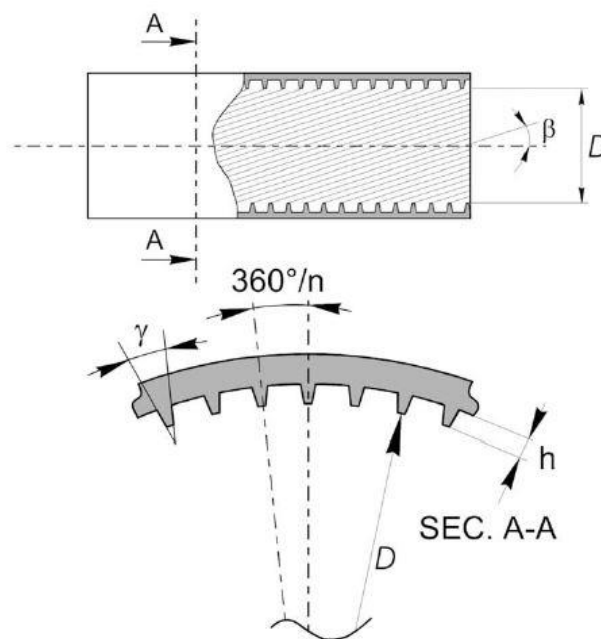


Figura 8: Caratteristiche geometriche dei tubi microaletati [12]

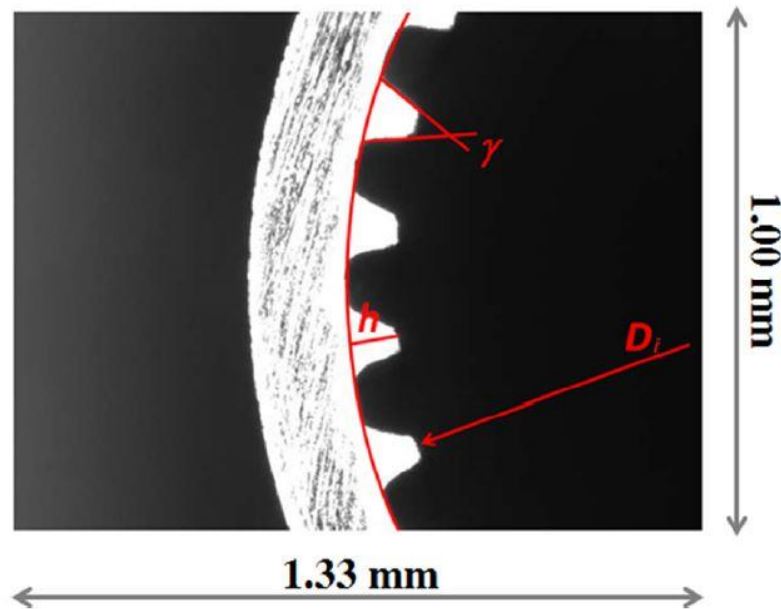


Figura 9: Vista sezionata del tubo microalettato con rappresentati i parametri geometrici [8]

Le caratteristiche costruttive del tubo microalettato sono le seguenti:

- $D_n = 2.4$ mm è il diametro valutato ad apice aletta
- $h_n = 0.12$ mm è l'altezza delle alette
- $n_g = 40$ è il numero di alette
- $\beta = 7^\circ$ è l'angolo di elica
- $\gamma = 43^\circ$ è l'angolo all'apice dell'aletta

Questi parametri costruttivi influenzano fortemente il deflusso del refrigerante all'interno del tubo microalettato e di conseguenza sono responsabili dello scambio termico e delle perdite di carico che si instaurano nella sezione sperimentale. Infatti tali alette aumentano la turbolenza del refrigerante, determinando così valori più alti del coefficiente di scambio termico rispetto a quelli che si riscontrano nei tubi lisci ma generando inevitabilmente anche delle perdite di carico maggiori rispetto a quest'ultimi. La condizione ideale sarebbe quella di avere dei tubi microalettati caratterizzati da un forte aumento del coefficiente di scambio termico rispetto ai tubi lisci a fronte di un ridotto aumento delle perdite di carico. Si ricordi che l'aumento del coefficiente di scambio termico è particolarmente importante perché consente di ridurre la carica di refrigerante e quindi permette non solo di ridurre i costi dello stesso ma anche di ridurre l'impatto ambientale del fluido nel caso in cui ci fossero perdite di refrigerante e ciò è particolarmente importante nel caso in cui si utilizzino dei refrigeranti ad elevato GWP.

E' bene ricordare che la sezione sperimentale col tubo microalettato era già presente nel laboratorio perché realizzata nell'ambito di progetti precedenti mentre la sezione sperimentale col tubo liscio è stata pensata e costruita all'interno del lavoro di questa tesi, come verrà discusso in seguito.

In ogni caso, indipendentemente dal fatto di utilizzare un tubo liscio o microalettato, l'idea di base su cui viene costruita la sezione sperimentale è la seguente (Figura 10): il tubo in cui scorre il refrigerante viene avvolto da un secondo tubo in cui scorre l'acqua di raffreddamento e su questi viene fatta una colata di stagno e piombo che serve a garantire il contatto fra i due tubi e

quindi un corretto scambio termico. Vengono inoltre installate sulla sezione varie termocoppie che hanno il compito di registrare le temperature dei fluidi operativi e che saranno in seguito utilizzate per calcolare il coefficiente di scambio termico che si realizza durante la condensazione dell'R513A. Andando nello specifico sono presenti: le termocoppie di parete, che misurano la temperatura della parete del tubo durante la condensazione, le termocoppie sulle alzate del tubo in cui scorre l'acqua di raffreddamento che servono per conoscere la temperatura di quest'ultima all'ingresso e all'uscita della sezione sperimentale e infine sono montate delle termocoppie all'ingresso e all'uscita del tubo del refrigerante per conoscere la temperatura dell'R513A in quei due punti.

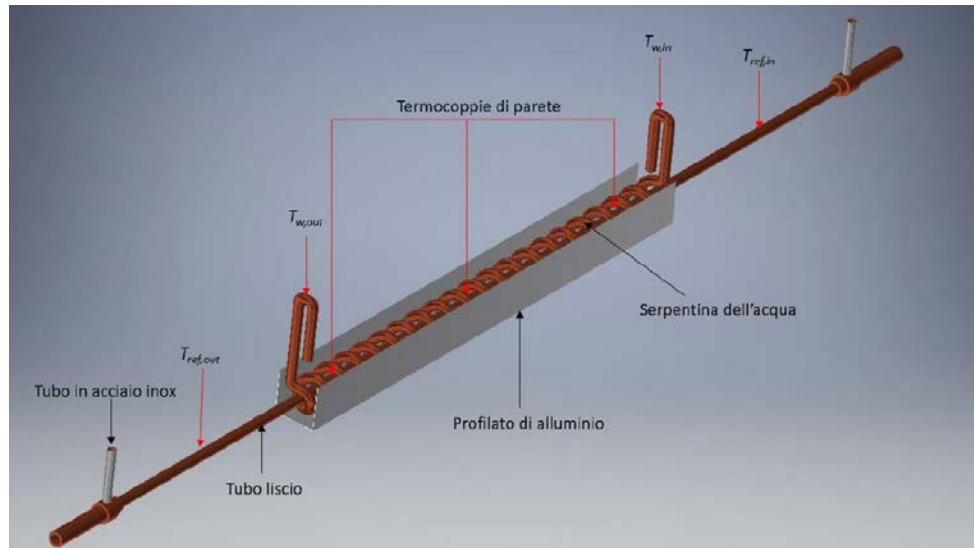


Figura 10: Modello di funzionamento della sezione sperimentale sia per il tubo liscio che per quello microalettato: al centro è presente il tubo in cui scorre il refrigerante attorno al quale è avvolto un secondo tubo in cui passa l'acqua di raffreddamento [11]

Ovviamente durante le prove non basta monitorare le temperature in gioco ma è necessario misurare anche le pressioni che si realizzano sul lato del refrigerante e per fare ciò si utilizzano due prese di pressione che sono visibili in Figura 10. Queste permettono di conoscere non solo la pressione assoluta dell'R513A ma anche la sua variazione lungo la sezione sperimentale e ciò naturalmente consente di misurare le perdite di carico che si realizzano nel moto del fluido.

Infine è bene dire che per la sezione sperimentale col tubo liscio, della cui costruzione se ne parlerà nel prossimo capitolo, si ha che:

- La distanza fra le due prese di pressione è pari a 0.395 m
- La lunghezza dello scambio termico è 0.242 m

Per quanto riguarda invece la sezione col tubo microalettato si ha che:

- La distanza fra le prese di pressione è di 0.28 m
- La lunghezza per lo scambio termico è 0.12 m

2.3 APPARECCHI DI MISURA PRESENTI NELL'IMPIANTO

Nell'impianto ci sono vari misuratori necessari per raccogliere i dati relativi alle temperature, alle pressioni e alle portate, che verranno in seguito elaborati per ottenere i coefficienti di scambio termico e i gradienti di pressione per attrito del refrigerante. In particolare, facendo riferimento anche alla Figura 4, le seguenti grandezze fisiche vengono misurate:

- Tramite delle termocoppie si misura la temperatura di ingresso e di uscita dell'acqua nell'evaporatore, nel pre-condensatore e nella sezione sperimentale: tali dati sono necessari per il calcolo del flusso termico che si sviluppa in questi scambiatori di calore
- Tramite misuratore di portata elettromagnetico si misura la portata volumetrica dell'acqua nell'evaporatore, nel pre-condensatore e nella sezione sperimentale
- Attraverso delle termocoppie è possibile monitorare la temperatura del refrigerante all'ingresso e all'uscita dell'evaporatore
- La pressione del refrigerante prima e dopo l'evaporatore è determinata tramite dei misuratori di pressione assoluti: poiché l'R513A all'uscita dell'evaporatore è in condizioni di vapore surriscaldato, tramite la conoscenza della pressione e della temperatura all'uscita di quest'ultimo è possibile conoscere completamente lo stato termodinamico del refrigerante in quel punto
- La pressione del refrigerante all'ingresso della sezione sperimentale è misurata con un misuratore di pressione assoluto del tutto analogo a quello presente all'ingresso e all'uscita dell'evaporatore
- La caduta di pressione del refrigerante nella sezione sperimentale è trovata attraverso un misuratore di pressione differenziale con due prese di pressione: una collegata all'ingresso della sezione e una all'uscita.
- La portata del refrigerante è determinata con un misuratore di massa ad effetto di Coriolis
- Attraverso delle termocoppie installate sulla parete della sezione sperimentale è possibile determinare la temperatura di parete del tubo, sia alettato che liscio, con cui successivamente si può calcolare il coefficiente di scambio termico

TERMOCOPPIE

Le termocoppie, che verranno trattate in maniera più approfondita in seguito quando si discuterà della loro taratura per la sezione sperimentale col tubo liscio, funzionano attraverso l'effetto Seebeck: se si considerano due giunti connessi con due materiali diversi A e B (in questo caso di studio sono rame e costantana), nel momento in cui questi due giunti si trovano a due temperature diverse si crea una differenza di potenziale elettrico fra i due giunti stessi che è proporzionale alla differenza di temperatura degli stessi. Di conseguenza, nota la temperatura di uno dei due giunti che viene presa come riferimento, è possibile conoscere la temperatura dell'altro giunto misurando la differenza di tensione fra i due (Figura 11).

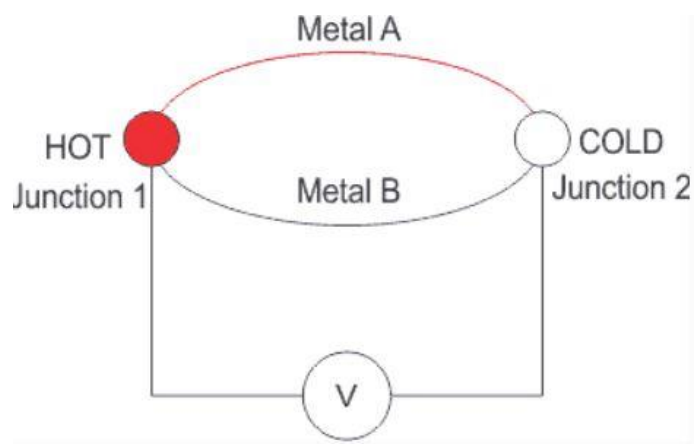


Figura 11: Schema di funzionamento dell'effetto Seebeck. Applicata una diversa temperatura ai due giunti si viene a creare una differenza di tensione proporzionale alla differenza di temperatura stessa [13]

Per conoscere la temperatura di uno dei due giunti è quindi necessario che l'altro giunto sia posto ad una temperatura di riferimento, di solito pari a 0 °C, e per fare ciò si utilizza il KAYE Ice Point Reference (Figura 12).

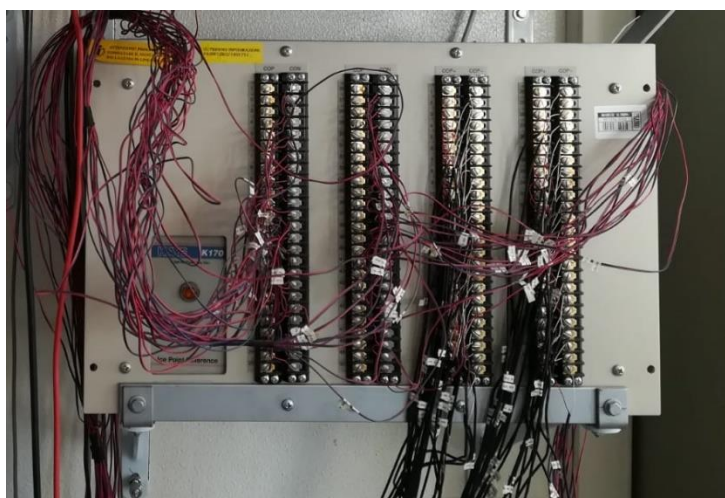


Figura 12: KAYE Ice Point Reference. Esso consente di garantire una temperatura di riferimento costante ad uno dei due giunti

Infine è bene dire che le termocoppie presenti nell'impianto sono caratterizzate da una incertezza strumentale pari a ± 0.05 K e riguardo a ciò se ne parlerà meglio discutendo della taratura delle termocoppie nella sezione sperimentale col tubo liscio.

MISURATORI DI PRESSIONE

Come detto in precedenza nell'impianto sono presenti tre misuratori di pressione assoluti e uno differenziale: quelli assoluti consentono di trovare la pressione del refrigerante all'ingresso e all'uscita dell'evaporatore ed all'ingresso della sezione sperimentale mentre quello differenziale consente di trovare le perdite di carico dell'R513A che si instaurano nella sezione sperimentale stessa. E' chiaro che i misuratori assoluti sono caratterizzati dalla presenza di un solo attacco all'impianto mentre quello differenziale, proprio perché deve misurare una differenza di pressione fra due punti, dovrà avere due punti di collegamento all'impianto stesso

(Figura 13). I misuratori di pressione assoluti sono caratterizzata da una incertezza di ± 1950 Pa mentre quelli differenziali da ± 25 Pa.



Figura 13: A sinistra è mostrato un misuratore di pressione differenziale, caratterizzato da due prese di pressione. A destra invece c'è un misuratore di pressione assoluta con un solo collegamento all'impianto [11]

MISURATORI DI PORTATA VOLUMETRICI MAGNETICI

I misuratori di portata volumetrici magnetici (Figura 14) consentono di misurare la portata di fluidi elettricamente conduttivi e per questo motivo non possono essere usati per misurare la portata di refrigerante, che invece viene determinata tramite un misuratore di massa ad effetto di Coriolis, ma sono molto utili per monitorare la portata d'acqua dei vari circuiti presenti nell'impianto, ossia quello all'evaporatore, alla sezione sperimentale, al pre-condensatore e al post-condensatore. Il loro funzionamento è fondamentalmente basato sulla legge di Faraday: all'interno del misuratore è presente un campo magnetico che attraversa la sezione in cui scorre il fluido del quale si vuole conoscere la portata e quindi nel momento in cui l'acqua passa attraverso il suddetto misuratore, sfruttando proprio l'effetto Faraday, si manifesta una differenza di tensione nel fluido stesso che è proporzionale alla sua portata. In questo modo, misurando tale differenza di potenziale elettrico, è possibile conoscere anche la portata del fluido. Il misuratore di portata dell'acqua nella sezione sperimentale è caratterizzato da una incertezza pari al 0.5% del valore di lettura mentre quello per l'acqua al pre-condensatore ha una incertezza di 0.25%.



Figura 14: Esempio di misuratore di portata volumetrico magnetico utilizzato per misurare la portata d'acqua alla sezione sperimentale

MISURATORE DI PORTATA DI MASSA AD EFFETTO DI CORIOLIS

I misuratori di portata descritti in precedenza forniscono la portata volumetrica del fluido monitorato, mentre il misuratore di portata ad effetto di Coriolis (Figura 15) consente di misurare direttamente la portata massica. Come già detto inoltre i misuratori di portata volumetrici magnetici possono essere utilizzati solo per fluidi elettricamente conduttivi come l'acqua, mentre non vanno bene per misurare la portata dei refrigeranti i quali di solito sono elettricamente isolanti: negli impianti frigoriferi infatti spesso il refrigerante va a contatto diretto con le spire del motore elettrico del compressore (compressori ermetici e semiermetici) e quindi risulta essere particolarmente importante che il fluido sia un isolante elettrico. Il misuratore di portata ad effetto di Coriolis, come dice il nome stesso, si basa sull'effetto di Coriolis e quindi sul fatto che esiste una proporzionalità fra la portata massica del fluido e il modulo della forza di Coriolis. Il misuratore di portata massica utilizzato è caratterizzato da un'incertezza strumentale pari a $\pm 0.10\%$ del valore di lettura.



Figura 15: Misuratore di portata massica ad effetto di Coriolis [11]

CAPITOLO 3

REALIZZAZIONE DELLA SEZIONE CON TUBO LISCIO

3.1 CALCOLI PRELIMINARI

Come è già stato detto la sezione sperimentale col tubo liscio, di diametro interno pari a 2.5 mm è stata pensata e realizzata nell'ambito di questa tesi e la prima cosa che si è dovuta fare è stato realizzare dei calcoli preliminari, utilizzando delle correlazioni presenti in letteratura, per definire aprioristicamente la lunghezza del tubo necessaria per lo scambio termico fra il refrigerante e l'acqua di raffreddamento e la distanza fra le due prese di pressione fra le quali si andrà poi a misurare le perdite di carico lato refrigerante tramite un misuratore di pressione differenziale. Infatti ci sono alcuni vincoli che la sezione sperimentale dovrà rispettare durante le prove in condensazione:

- $q > 30 \text{ W}$: il flusso termico che si instaura durante la condensazione deve essere superiore a circa 30 W poiché, come si vedrà parlando dei bilanci termici, durante le prove sperimentali una parte del calore di condensazione, fra i 3 W e i 4 W circa, non fluisce verso l'acqua di raffreddamento, bensì, sfruttando il meccanismo di conduzione, si muove verso zone più fredde del tubo fluendo parallelamente all'asse di quest'ultimo. Ovviamente questo flusso termico, rilasciato dal refrigerante ma non ricevuto dall'acqua, si configura come una fonte di incertezza che svilisce l'attendibilità dei risultati sperimentali che si ottengono. Inoltre è evidente che minore è il flusso termico di condensazione q , maggiore sarà in proporzione l'incidenza di tale incertezza che si mantiene sempre circa costante, pari per l'appunto a 3-4 W: di conseguenza per questo motivo si preferisce che durante le prove $q > 30 \text{ W}$ per tutte le portate e per tutti i titoli.
- $\Delta t_w > 2 \text{ }^\circ\text{C}$: la variazione di temperatura dell'acqua nella sezione non deve essere minore di circa 2 °C affinché la si possa considerare significativa da un punto di vista sperimentale.

Questi due vincoli devono essere tenuti in considerazione per definire la lunghezza del tubo liscio necessaria allo scambio termico.

Oltre a ciò è necessario decidere anche la distanza a cui installare le due prese di pressione per il misuratore di pressione differenziale e questa scelta determina quale sia il fondo scala necessario per misurare le perdite di carico: nel laboratorio infatti sono presenti due misuratori di pressione differenziale, uno con fondo scala di 1 bar, utilizzato col tubo microaletato, e uno con fondo scala di 0.35 bar. E' chiaro che è conveniente lavorare con uno strumento di misura il cui fondo scala sia vicino ai valori misurati perché in questo modo l'incertezza delle misurazioni stesse viene minimizzata: utilizzare infatti un fondo scala per il misuratore differenziale molto più grande delle cadute di pressione misurate determinerebbe una incertezza molto elevata per quest'ultime. Quindi, in conclusione, definire preliminarmente la distanza a cui collocare le due prese di pressione ci consente di capire quale sia il misuratore di pressione differenziale più adeguato, se quello con fondo scala di 1 bar o quello con fondo scala di 0.35 bar.

Innanzitutto si inizia con la valutazione della lunghezza del tubo interessata allo scambio termico: è noto che il coefficiente globale di scambio termico riferito all'area interna K_i è uguale a:

$$K_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{A_i}{\alpha_e \cdot A_e}} \quad (3.1)$$

A partire dai risultati empirici ottenuti da prove sperimentali precedenti a quelle studiate in questa tesi il valore $\alpha_e \cdot A_e$, che è il prodotto fra il coefficiente di scambio termico sul lato esterno del tubo e l'area esterna stessa, è stato posto nell'intervallo di valori fra 5.3 e 6.2 W K⁻¹: per questo motivo, considerando il valore medio, si è posto $\alpha_e \cdot A_e = 5.7$ W K⁻¹. Tale valore tiene conto dello scambio termico fra la parte esterna del tubo liscio e il tubo contenente l'acqua di raffreddamento che lo avvolge: considerando la complessità del problema geometrico e fisico è abbastanza facile accorgersi di come non ci si possa avvalere di metodi numerici o analitici che ci permettano di conoscere aprioristicamente il valore di $\alpha_e \cdot A_e$ e questo è il motivo per cui ci si affida ai risultati empirici delle prove precedenti. A rendere ancora più difficile realizzare dei modelli teorici per questo tipo di calcolo è anche il fatto che spesso all'interno della colata si stagno e piombo, che serve a garantire un contatto fra il tubo liscio e il tubo contenente l'acqua di raffreddamento che lo avvolge, e che già di per sé si configura come un elemento di complessità da un punto di vista della trasmissione del calore, è facile che rimangano delle bolle d'aria, delle impurità o delle disomogeneità che influiscono sullo scambio termico e che sono impossibili da prevedere tramite delle correlazioni teoriche.

Per quanto riguarda invece il coefficiente di scambio interno lato refrigerante α_i , questo può essere calcolato utilizzando le equazioni proposte da Cavallini et al. [14] che valgono in caso di condensazione in tubi lisci. In particolare si distinguono due regimi di deflusso che si possono instaurare durante la condensazione del refrigerante all'interno del tubo liscio: un regime di tipo stratificato che è dominato dalla forza di gravità in cui il coefficiente di scambio termico è dipendente dal ΔT , ossia dalla differenza fra la temperatura della parete interna del tubo e la temperatura del refrigerante stesso, e un regime di deflusso di tipo anulare che è dominato dallo sforzo tangenziale fra il film di liquido e il vapore ed è indipendente dal suddetto ΔT . Questi due regimi di deflusso possono essere identificati nella mappa di Figura 16 attraverso il parametro di Martinelli X_{tt} e la velocità adimensionale del gas J_G e sono separati tramite la curva di transizione J_G^T . La zona sopra la curva di transizione caratterizza i regimi di deflusso in moto anulare, mentre quella sottostante caratterizza i regimi di deflusso stratificati.

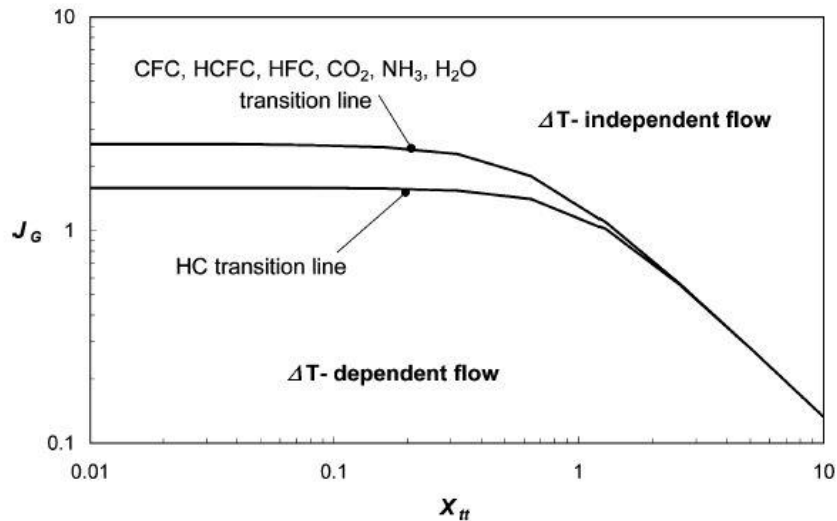


Figura 16: Regimi di deflusso in condensazione in tubo liscio. La zona superiore è quella relativa ad un deflusso anulare mentre quella inferiore è relativa ad un moto stratificato [14]

In particolare si ha che la linea di transizione del tubo liscio può essere calcolata con la seguente formula:

$$J_G^T = \left(\left(\frac{7.5}{4.3 X_{tt}^{1.111} + 1} \right)^{-3} + C_T^{-3} \right)^{-\frac{1}{3}} \quad (3.2)$$

Con $C_T = 2.6$ nel caso di refrigeranti tradizionali (non idrocarburi). Poiché il tubo liscio in studio è caratterizzato da un diametro interno molto piccolo, si ha che tendenzialmente per tutte le portate specifiche considerate (da $G = 300 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ a $G = 1000 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$) il regime di deflusso è sempre governato dalle forze tangenziali e quindi si avrà con maggior facilità un moto di tipo anulare e non stratificato all'interno del condotto durante la condensazione. Tutto ciò può essere confermato dalla mappa di Figura 17 che è stata ottenuta attraverso le prove sperimentali sul tubo liscio in studio e che verrà ripresa nel capitolo relativo ai risultati sperimentali.

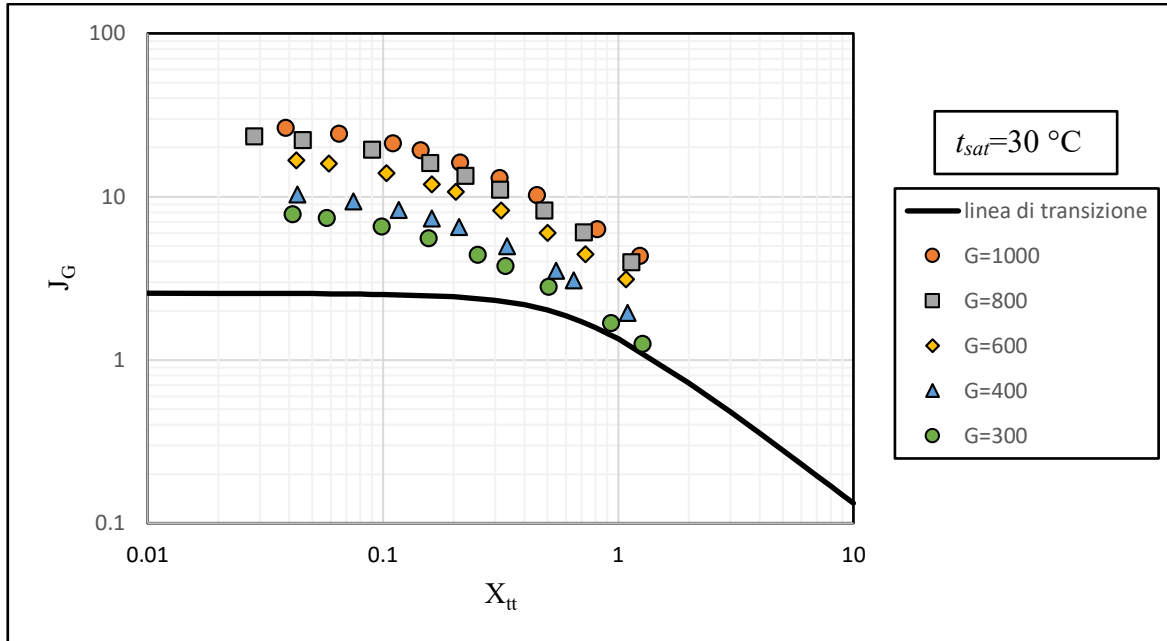


Figura 17: Mappa di deflusso di Cavallini et al. [14] per il deflusso di R513A in tubo liscio ad una temperatura di saturazione di 30°C per diverse portate specifiche alle condizioni operative delle prove sperimentali

Si può notare come per tutte le portate specifiche, anche per le più basse che sono soggette agli sforzi tangenziali in modo meno marcato, ci si trovi comunque in moto anulare e quindi si capisce che in questo tipo di calcolo preliminare il coefficiente di scambio termico può essere studiato considerando solo l'espressione a ΔT indipendente perché questo è il caso più comune fra quelli che si affronteranno durante le prove (solo a $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ si avrà un moto in parte stratificato, ma di ciò se ne parlerà in seguito).

Quindi, sempre seguendo Cavallini et al. [14], si ha che il coefficiente di scambio termico a ΔT indipendente α_A può essere calcolato con la seguente espressione:

$$\alpha_A = \alpha_{LO} \left(1 + 1.128x^{0.8170} \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.3685} \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.2363} \cdot \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{2.144} \cdot \text{Pr}_L^{-0.1} \right) \quad (3.3)$$

$$\alpha_{LO} = 0.023 \text{Re}_{LO}^{0.8} \text{Pr}_L^{0.4} \frac{\lambda_L}{D} \quad (3.4)$$

Tutte le proprietà del fluido presenti nelle equazioni (3.3) e (3.4) sono state ottenute attraverso REFPROP 10 per una temperatura di saturazione pari a 30 °C e considerando come fluido operativo il refrigerante R513A. Inoltre si è considerato il caso più critico fra tutti quelli che saranno affrontati durante le prove sperimentali, ossia $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e $x = 0.1$: in queste condizioni infatti il flusso termico è minimizzato a causa del coefficiente di scambio termico più basso e quindi bisogna garantire che anche in queste condizioni critiche esso sia maggiore di 30 W per i motivi già accennati in precedenza. Con queste condizioni quindi, utilizzando la (3.3) e la (3.4) si è trovato il coefficiente di scambio convettivo lato refrigerante durante la condensazione:

$$\alpha_i = \alpha_A = 1150 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1} \quad (3.5)$$

Quindi con la formula (3.1) si trova che il coefficiente globale di scambio termico è pari ad

$$K_i = 830 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1} \quad (3.6)$$

Se si ipotizza una lunghezza per lo scambio termico L pari a $L = 0.25$ m, avendo un diametro interno pari a 2.5 mm, si ha che l'area interna è uguale ad $A_i = \pi D L = 0.0019 \text{ m}^2$. Si considera inoltre una portata d'acqua pari a $\dot{m}_w = 15 \text{ l h}^{-1}$, che è un valore usuale per l'impianto, e quindi si ha che la capacità termica della stessa è pari ad $\dot{C}_{min} = 17.43 \text{ W K}^{-1}$. Poiché il refrigerante è in cambiamento di fase nella sezione sperimentale l'efficienza ε_s dello scambiatore può essere espressa come:

$$\varepsilon_s = 1 - e^{-NTU} \quad (3.7)$$

$$NTU = \frac{K_i \cdot A_i}{\dot{C}_{min}} \quad (3.8)$$

Sostituendo in (3.7) e in (3.8) i parametri precedentemente calcolati si trova che $\varepsilon_s = 8.8\%$. Quindi si ha che il flusso termico che si viene a realizzare se la sezione sperimentale è lunga 0.25 m, con il refrigerante che condensa a 30 °C e la temperatura di ingresso dell'acqua pari a 5°C (temperatura minima raggiungibile per evitare che l'acqua ghiacci) è pari ad:

$$q = \varepsilon_s \cdot \dot{C}_{min} \cdot (30 - 5) = 38 \text{ W} \quad (3.9)$$

mentre la variazione di temperatura lato acqua è uguale ad:

$$\Delta t_w = \frac{q}{\dot{C}_{min}} = 2.2 \text{ °C} \quad (3.10)$$

E' possibile quindi notare che considerando una lunghezza di scambio termico pari a 0.25 m si riesce a rispettare i vincoli posti, ossia nelle condizioni peggiori, cioè a bassi titoli e basse temperature, il flusso termico è maggiore di 30 W mentre la variazione di temperatura lato acqua è superiore a 2 °C e di conseguenza si è ritenuto 0.25 m una lunghezza adatta. Alla fine della costruzione della sezione sperimentale si è ottenuto una lunghezza per lo scambio termico pari a 0.242 m, molto simile ai 0.25 m preventivati all'inizio, e di conseguenza si è considerato il risultato accettabile.

Per quanto riguarda il calcolo per la distanza fra le prese di pressione, anziché considerare le proprietà dell'R513A in REFPROP 10, si è deciso di considerare le proprietà dell'R1234ze(E) il quale è caratterizzato usualmente da perdite di carico maggiori rispetto a quelle che si riscontrano nell'R513A (si veda a tal proposito Diani et al. [15]): in questo modo è possibile trovarsi in condizioni di sicurezza e inoltre si lascia la possibilità di realizzare in futuro nuove prove sperimentali con tale tubo con fluidi caratterizzati da perdite di carico maggiori rispetto all'R513A. Di conseguenza i calcoli relativi al gradiente di pressione sono stati condotti considerando in REFPROP 10 le proprietà dell'R1234ze(E) ad una temperatura di saturazione

di 30 °C. Inoltre, in generale, per valutare la variazione di pressione che si manifesta durante la condensazione di un refrigerante in un tubo orizzontale bisognerebbe tenere conto di due termini: una perdita di carico a causa degli attriti e un recupero di pressione che si manifesta a causa dell'aumento medio della densità del fluido a seguito della condensazione. Tuttavia in questo caso si è scelto di valutare solo la caduta di pressione relativa alla presenza degli attriti senza tenere conto del recupero benefico dato dalla diminuzione di velocità media durante la condensazione che fa sì che la reale perdita di carico misurata sia minore rispetto a quella teorica conseguente all'effetto degli attriti: in questo modo infatti ci si pone in condizioni di sicurezza. Si noti inoltre che non si tiene conto della variazione statica della pressione poiché le prove verranno condotte in tubi orizzontali.

Le correlazioni che sono state utilizzate per il calcolo della diminuzione di pressione a causa degli attriti si riferiscono a quelle presentate da Cavallini et al. [16] che valgono per il deflusso bifase in tubo liscio:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \Phi_{LO}^2 \cdot \left(\frac{dP}{dz}\right)_{f,LO} \quad (3.11)$$

- $\left(\frac{dP}{dz}\right)_{f,LO}$ è la perdita di carico calcolata come ci fosse solo la fase liquida
- Φ_{LO}^2 è un fattore moltiplicativo necessario per trovare la reale perdita di carico nel processo bifase

Tale relazione può essere riscritta come:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \Phi_{LO}^2 \cdot 2 f_{LO} \cdot \frac{G^2}{D \cdot \rho_L} \quad (3.12)$$

Con f_{LO} il fattore di attrito come se ci fosse solo fase liquida:

$$f_{LO} = 0.046 \cdot Re_{LO}^{-0.2} = 0.046 \cdot \left(G \cdot \frac{D}{\mu_L}\right)^{-0.2} \quad (3.13)$$

$$\Phi_{LO}^2 = Z + 3.595 \cdot F \cdot H \cdot (1 - E)^W \quad (3.14)$$

$$W = 1.398 \text{ pr} \quad (3.15)$$

$$Z = (1 - x)^2 + x^2 \cdot \frac{\rho_L}{\rho_G} \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_G}\right)^{0.2} \quad (3.16)$$

$$F = x^{0.9525} \cdot (1 - x)^{0.414} \quad (3.17)$$

$$H = \left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{1.132} \cdot \left(\frac{\mu_G}{\mu_L}\right)^{0.44} \cdot \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L}\right)^{3.542} \quad (3.18)$$

$$E = 0.015 + 0.44 \cdot \log \left(\left(\frac{\rho_{GC}}{\rho_L} \right) \cdot \left(\frac{\mu_L j_G}{\sigma} \right)^2 \cdot 10^4 \right) \quad (3.19)$$

$$\begin{aligned} \text{se } E > 0.95 & \quad E = 0.95 \\ \text{se } E < 0 & \quad E = 0 \end{aligned}$$

$$\rho_{GC} = \rho_G \cdot \left(1 + \frac{(1-x) \cdot E}{x} \right) \quad \text{se } \rho_L \gg \rho_G \quad (3.20)$$

Le equazioni (3.19) e (3.20) sono da risolversi in maniera iterativa.

Per quanto riguarda il gradiente di pressione il caso più critico si manifesta per alte portate ed alti titoli, dove le perdite di carico sono massimizzate, e quindi in questo caso si è proceduto a calcolare il gradiente di pressione per $G = 1000 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e per $x = 0.9$: con tali valori di portata specifica e di titolo, utilizzando le equazioni da (3.12) a (3.20), si è trovato che il gradiente di pressione è pari ad $\left(\frac{dP}{dz} \right)_f = 171900 \text{ Pa m}^{-1}$.

Di conseguenza, considerando di porre le prese di pressione del misuratore di pressione differenziale ad una distanza di $L = 0.40 \text{ m}$, e ipotizzando di linearizzare il gradiente di pressione appena calcolato lungo tutto il tubo considerandolo costante, si ottiene una perdita di carico totale pari ad 0.68 bar. Tale valore, superiore a 0.35 bar, farebbe pensare che il misuratore di pressione differenziale adeguato alla sezione sperimentale sia quello con fondo scala da 1 bar. In realtà è bene fare alcune precisazioni a riguardo: la perdita di carico di 0.68 bar è decisamente sovradimensionata per due ragioni:

- 1) E' stata calcolata considerando le proprietà dell'R1234ze(E), che è caratterizzato da gradienti di pressione maggiore rispetto al fluido che verrà impiegato nelle prove, l'R513A. A conferma di ciò è stato svolto il conto del gradiente di pressione nel caso dell'R513A, con le stesse equazioni usate in precedenza, e si è ottenuta una perdita di carico totale pari a 0.45 bar, minore dei 0.68 bar considerati in precedenza.
- 2) E' stata calcolata considerando le condizioni peggiori, ossia alto titolo e alta portata, però durante le prove di solito ci si trova in condizioni in cui il gradiente di pressione per attrito è minore di quello stimato con questo tipo di calcolo, come è possibile vedere in Figura 18. Una perdita di carico così elevata infatti si potrebbe ottenere solo nel momento in cui si fanno delle prove sperimentali ad alti titoli, in particolare con alte portate specifiche, ma sarà decisamente minore nel momento in cui si considereranno portate e titoli minori. Ad esempio nel caso di $G = 800 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e $x = 0.9$, sempre considerando le proprietà dell'R1234ze(E), si ha che la perdita di carico è pari a 0.46 bar, valore minore dei 0.68 bar calcolati in precedenza.

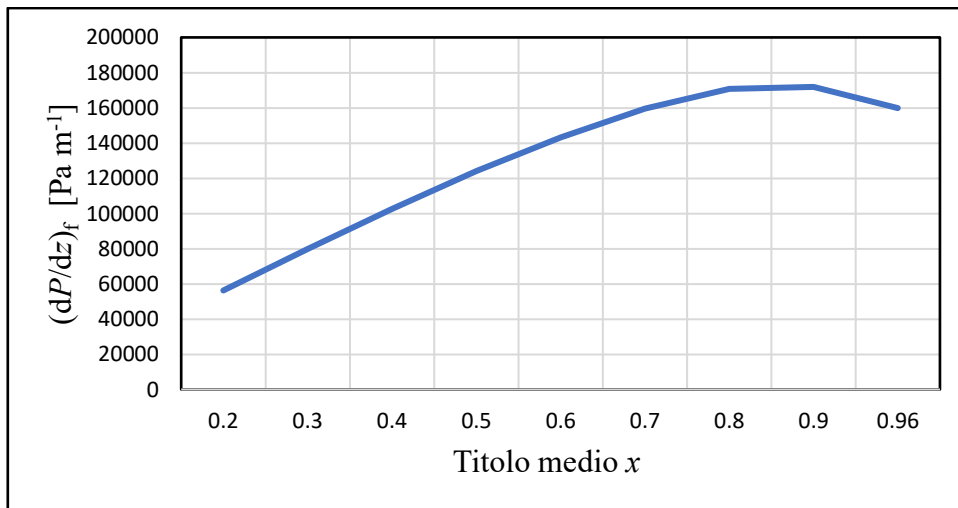


Figura 18: Gradiente di pressione per attrito per l'R1234ze(E) ad una temperatura di saturazione di 30 °C e a $G = 1000 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, considerando la condensazione entro un tubo liscio di diametro 2.5 mm e calcolato attraverso la correlazione di Cavallini et al.[16]

Per tutti questi motivi si è scelto di posizionare le prese di pressione ad una distanza di 0.40 m e di utilizzare un misuratore di pressione differenziale con fondo scala pari a 0.35 bar, nell'ottica di minimizzare l'incertezza delle misurazioni e con la consapevolezza che 0.35 bar sarebbero stati sufficienti durante le prove. Alla fine della costruzione della sezione sperimentale col tubo liscio si è ottenuto una distanza fra le prese di pressione pari a 0.395 m, che è stato considerato un risultato accettabile poiché è molto simile ai 0.40 m preventivati all'inizio.

3.2 TARATURA DELLE TERMOCOPPIE

Come è già stato detto nella sezione sperimentale verranno posizionate varie termocoppie in rame e costantana che dovranno rilevare la temperatura in diversi punti: due termocoppie misureranno la temperatura all'ingresso e all'uscita dell'acqua di raffreddamento, altre due termocoppie misureranno la temperatura del refrigerante all'ingresso e all'uscita della sezione sperimentale e infine si è pensato di utilizzare sei termocoppie di parete per valutare la temperatura di parete del tubo liscio, e quindi calcolare in questo modo il coefficiente di scambio termico che si realizza durante la condensazione dell'R513A. Di queste sei termocoppie, tre verranno poste sul lato superiore del tubo e tre sul lato inferiore dello stesso. Inoltre si è deciso di utilizzare per questa sezione sperimentale tutte le termocoppie in Teflon.

Di conseguenza prima di costruire la sezione sperimentale si è reso necessario tarare le sei termocoppie di parete per verificare a varie temperature il grado di incertezza che manifestavano. Si noti che si è considerata la possibilità che più termocoppie si rompano o non siano costruite bene; si è preferito quindi tarare nove termocoppie anziché le sei minime necessarie.

Il processo di taratura è avvenuto nel seguente modo: le termocoppie sono state inserite in un bagno termostatico presente nel laboratorio (Figura 19) in cui è possibile regolare la temperatura tramite un display. La taratura è avvenuta per diverse temperature dell'acqua contenuta nel bagno termostatico e in particolare si sono considerate le seguenti temperature: 10 °C, 20 °C, 30 °C e 40 °C. La temperatura che veniva segnata dal display del bagno termostatico è però soggetta ad una incertezza elevata ($\pm 1^\circ\text{C}$) e di conseguenza le temperature misurate dalle termocoppie sono state confrontate con quelle misurate da un termometro Pt100,

il quale è costituito da un filamento di platino con una resistenza elettrica di 100Ω a $0 \text{ }^\circ\text{C}$ e le cui misure sono state prese come riferimento per la taratura (infatti la Pt100 è caratterizzata da un'incertezza strumentale pari a $\pm 0.03 \text{ }^\circ\text{C}$, minore di quella che caratterizza di solito le termocoppie). Inoltre, poiché la temperatura all'interno del bagno termostatico difficilmente può essere considerata uniforme, le nove termocoppie sono state legate fra loro insieme al termometro Pt100 in modo che nel bagno termostatico esse andassero a misurare la temperatura di una zona ristretta di quest'ultimo, idealmente esse misurano tutte lo stesso punto, dove è evidente che la temperatura sarà maggiormente uniforme.



Figura 19: Bagno termostatico utilizzato per la taratura delle termocoppie

La temperatura del bagno termostatico è stata fatta variare assumendo i seguenti valori nominali: $10 \text{ }^\circ\text{C}$, $20 \text{ }^\circ\text{C}$, $30 \text{ }^\circ\text{C}$ e $40 \text{ }^\circ\text{C}$. Per ognuna di quelle temperature si è registrato per circa 50 secondi la temperatura misurata da ognuna delle termocoppie e dal termometro Pt100 e successivamente si è realizzata una media temporale per quei 50 secondi determinando in questo modo la temperatura media misurata da ciascuna termocoppia in quell'arco temporale. Successivamente si è calcolato lo scarto fra la temperatura misurata dal termometro Pt100 e quelle misurate dalle varie termocoppie: i risultati sono mostrati nella Figura 20. Si può notare come per tutte le temperature il massimo scostamento che si viene a realizzare fra la temperatura misurata dal termometro Pt100 e dalle termocoppie sia inferiore a $0.05 \text{ }^\circ\text{C}$ e per questo motivo è possibile considerare l'incertezza delle termocoppie proprio pari a $0.05 \text{ }^\circ\text{C}$.

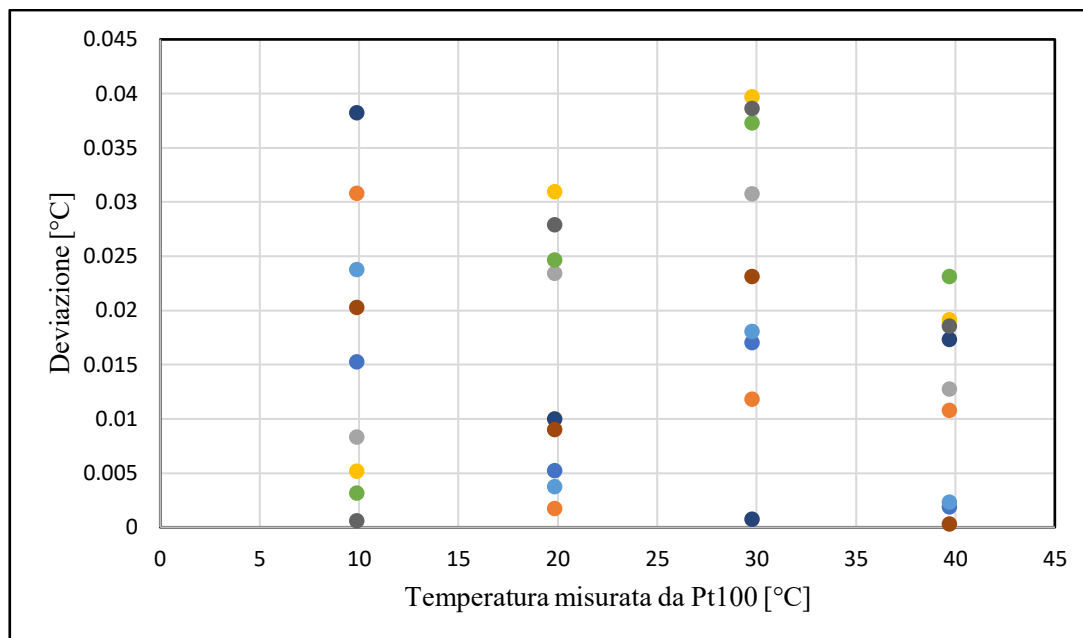


Figura 20: Differenza fra la temperatura misurata dal termometro Pt100 e la temperatura misurata dalle varie termocoppie al variare della temperatura del bagno termostatico.

I risultati della taratura sono riportati anche in Tabella 2.

Pt100 [°C]	1° [°C]	2° [°C]	3° [°C]	4° [°C]	5° [°C]	6° [°C]	7° [°C]	8° [°C]	9° [°C]
9.89	0.015	0.031	0.008	0.005	0.024	0.003	0.038	0.020	0.001
19.85	0.005	0.002	0.023	0.031	0.004	0.025	0.010	0.009	0.028
29.79	0.017	0.012	0.031	0.040	0.018	0.037	0.001	0.023	0.039
39.70	0.002	0.011	0.013	0.019	0.002	0.023	0.017	0.000	0.019

Tabella 2: Differenza fra le temperature misurate dalle varie termocoppie (dalla prima fino alla nona) e quella misurata dal termometro Pt100, alle diverse temperature del bagno termostatico.

3.3 COSTRUZIONE DELLA SEZIONE SPERIMENTALE

Realizzati i calcoli preliminari e tarate le termocoppie è necessario ora costruire fisicamente la sezione sperimentale col tubo liscio. Innanzitutto si arrotola il tubo su cui scorrerà l'acqua attorno ad una barra filettata di diametro leggermente superiore a quello del tubo liscio, ossia 2.5 mm, e ciò viene fatto per evitare che quest'ultimo si possa piegare nel processo di arrotolamento: in Figura 21 è presentato il tubo liscio con avvolto intorno il tubo per l'acqua di raffreddamento.

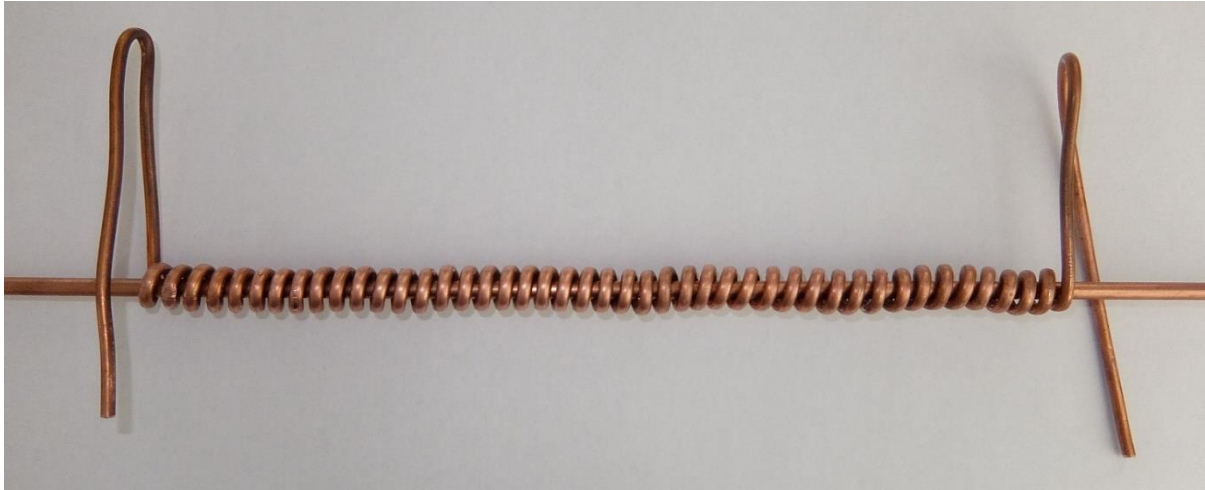


Figura 21: Tubo liscio di diametro interno pari a 2.5 mm attorno al quale è avvolto il tubo in cui scorrerà l'acqua della sezione sperimentale

Successivamente, ricordando che verranno montate sei termocoppie di parete, di cui tre sul lato superiore e tre su quello inferiore, si realizzano sul tubo liscio le cave che dovranno ospitarle: sapendo che lo spessore del tubo è pari ad 1 mm si è scelto di costruire delle cave di profondità pari a 0.5 mm. Inoltre si è scelto di posizionare due cave al centro della sezione sperimentale, una sul lato superiore e una su quello inferiore, mentre le altre sono state disposte simmetricamente ad una distanza di 6 cm dal centro stesso. Fatto ciò si è proceduto ad attaccare le termocoppie nelle cave attraverso l'ausilio di una resina epossidica: questa operazione è molto delicata in quanto bisogna evitare di rompere le termocoppie e inoltre bisogna fare in modo che queste siano attaccate bene al punto nel quale si vuole sapere la temperatura per avere una misura accurata di quest'ultima.

In seguito si è inserito il tubo liscio all'interno della spirale, facendo particolare attenzione che le termocoppie non si staccassero o danneggiassero poiché ciò avrebbe diminuito l'attendibilità delle loro misurazioni. Fatto ciò si sono realizzati i fori per le prese di pressione alla distanza di 0.40 m, come è stato detto in precedenza, e successivamente in questi sono stati inseriti e saldati i tubicini che dovranno collegarsi con i misuratori di pressione.

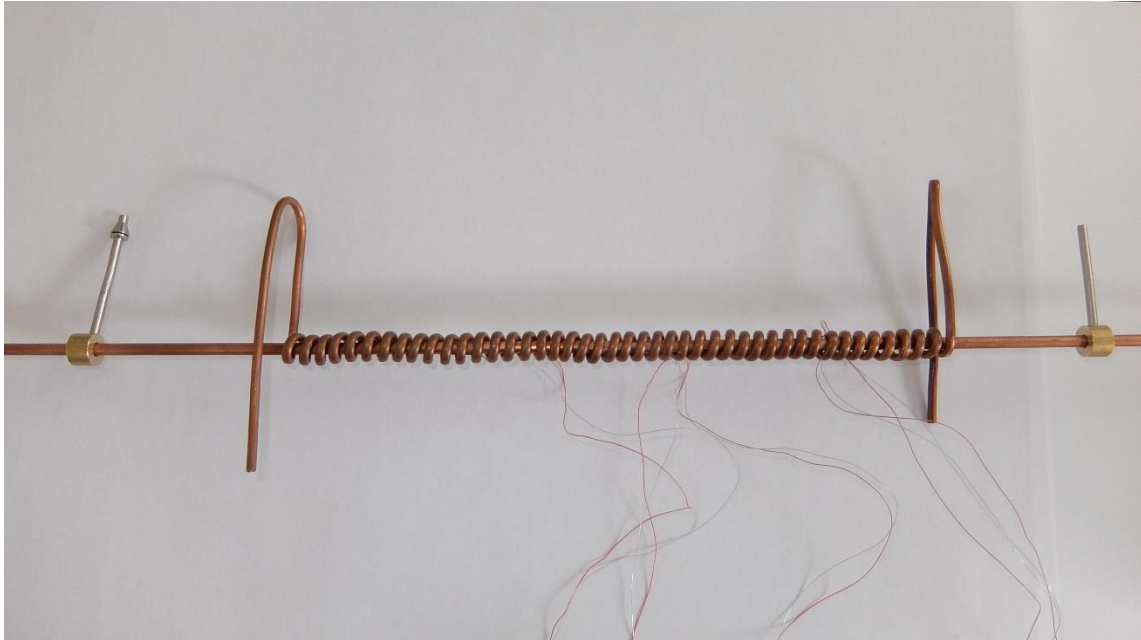


Figura 22: Sezione sperimentale prima del processo di colata. E' possibile notare la presenza delle termocoppie di parete e delle due prese di pressione ai lati.

Dopo di che la sezione sperimentale è stata inserita in un profilato di alluminio a forma di U che serve per contenere la successiva colata della lega di stagno e piombo [50/50]: ovviamente affinché ciò avvenga è necessario chiudere la sezione anche nei due lati di sinistra e di destra e per fare ciò si utilizzano delle lamine quadrate nelle quali è praticato un foro per permettere il passaggio del tubo liscio. Fatto ciò è possibile eseguire la suaccennata colata della lega di stagno e piombo che è caratterizzata da una temperatura di fusione relativamente bassa (220 °C) e di conseguenza è abbastanza semplice ottenerla anche con una pistola termica. Durante questa operazione è necessario porre molta attenzione a non danneggiare le termocoppie con il flusso d'aria calda e a fare in modo che la colata si distribuisca in modo uniforme evitando la formazione di bolle d'aria o di impurità di altro tipo. La colata di metallo è necessaria perché consente di avere un contatto fra il tubo arrotolato e il tubo liscio omogeneo lungo tutta sezione, garantendo in questo modo un corretto scambio termico fra i due.

Infine è necessario montare le termocoppie che permettono di misurare la temperatura di ingresso e di uscita nella sezione sperimentale dell'acqua e dell'R513A: per poter misurare efficacemente le temperature del fluido di interesse è necessario che esse siano montate sufficientemente distanti dalla zona in cui avviene lo scambio termico in modo che la temperatura che esse misurano sia effettivamente la temperatura del fluido. Si ricordi che le termocoppie per la temperatura di ingresso e di uscita dell'acqua nella sezione sperimentale sono montate nelle due alzate che sono visibili anche in Figura 22.

Alla fine è necessario isolare termicamente la sezione col materiale di tipo *Armaflex* e collegarla all'impianto presente nel laboratorio.

3.4 PROVE IN MONOFASE

Prima di iniziare a effettuare le prove sperimentali col tubo liscio in condensazione è necessario eseguire delle prove in monofase con l'R513A in stato di liquido sottoraffreddato. Ciò serve per verificare che la differenza fra il bilancio termico lato acqua e il bilancio termico lato refrigerante sia contenuta (in genere è pari circa a 3-4 W). Infatti non tutto il calore rilasciato

dal refrigerante all'interno del tubo liscio andrà a scaldare l'acqua di raffreddamento ma una parte sarà dissipata per conduzione lungo l'asse del tubo e una parte per convezione via aria verso l'ambiente esterno: ovviamente questi flussi termici si costituiscono come delle perdite e quindi come delle fonti di incertezza che minano la veridicità dei risultati sperimentali e di conseguenza devono essere minimizzati.

Le prove in monofase vengono quindi condotte ad una pressione pari a quella che si manifesta con una temperatura di saturazione di 42°C e, per essere sicuri che all'interno della sezione sperimentale l'R513A sia presente solo in fase liquida senza formazione di bolle di vapore, si garantisce un sottoraffreddamento di circa 20 K così che la temperatura di ingresso del refrigerante approssimativamente sarà circa 20 °C. E' chiaro che per garantire liquido sottoraffreddato all'ingresso del tubo liscio è necessario che il pre-condensatore condensi completamente il fluido in arrivo dall'evaporatore e di conseguenza è necessario che la temperatura di ingresso dell'acqua di raffreddamento del pre-condensatore sia minimizzata regolando il chiller ad esso associato.

Quindi la portata specifica viene fatta variare fra i seguenti valori: $G = 400; 500; 600; 700; 800; 900; 1000 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e per ognuna di esse, tramite i misuratori presenti nel circuito di cui si è già discusso parlando dell'impianto sperimentale, si misurano e si memorizzano per 100 secondi i seguenti parametri:

- La temperatura di ingresso e di uscita del refrigerante dalla sezione sperimentale
- La temperatura di ingresso e di uscita dell'acqua di raffreddamento della sezione sperimentale
- La portata volumetrica d'acqua
- La portata massica di refrigerante
- La pressione assoluta del refrigerante all'ingresso della sezione sperimentale
- La variazione di pressione lato refrigerante fra l'ingresso e l'uscita del tubo
- Le temperature di parete tramite le termocoppie di parete montate sul tubo

Tutti questi parametri sono memorizzati ed elaborati dal programma LabVIEW per 100 secondi per ognuna delle portate specifiche suddette. Successivamente, implementando i dati ottenuti in questo modo su un foglio Excel, è possibile calcolare i bilanci termici lato refrigerante e lato acqua e anche calcolare il coefficiente di scambio termico in monofase, confrontandolo poi attraverso delle correlazioni analitiche con i modelli presenti in letteratura per poter validare in questo modo la sezione sperimentale stessa.

Conoscendo le temperature di ingresso e di uscita dell'acqua, insieme alla sua portata, è possibile valutare il flusso termico lato acqua:

$$q_{w,sez} = \dot{m}_w \cdot c_w \cdot (t_{w,sez out} - t_{w,sez in}) \quad (3.21)$$

A partire dalle misurazioni delle pressioni e delle temperature dell'R513A all'ingresso e all'uscita della sezione sperimentale, utilizzando REFPROP 10, si è determinato l'entalpia del refrigerante all'ingresso e all'uscita del tubo stesso e di conseguenza, avendo misurato la portata massica di R513A tramite il misuratore ad effetto di Coriolis, è possibile determinare il flusso termico lato refrigerante:

$$q_{ref,sez} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{ref,sez out} - h_{ref,sez in}) \quad (3.22)$$

Nel momento in cui le equazioni (3.21) e (3.22) vengono applicate a ogni portata specifica suddetta, si ottiene la Tabella 3.

E' possibile notare come il flusso termico lato R513A sia contenuto all'incirca all'interno di una banda del 10% rispetto al flusso termico lato acqua e in particolare l'accordo fra questi due bilanci termici è tanto più vero quanto maggiore è il flusso termico stesso: ciò avviene ad alte portate specifiche G . Si capisce quindi il motivo per cui, come si è visto discutendo della lunghezza ottimale per lo scambio termico nella sezione "3.1 CALCOLI PRELIMINARI", è necessario che il flusso termico sia sempre maggiore di un certo valore minimo, identificato come 30 W. Infatti man mano che il flusso termico diminuisce, cioè a basse portate e bassi titoli, si ha che l'accordo fra i due bilanci termici lato acqua e lato refrigerante diventa in proporzione via via sempre più importante, aumentando in questo modo l'incertezza sui risultati ottenuti. Se si considera la Tabella 3 è possibile infatti notare come la differenza fra il flusso termico lato acqua e R513A, identificato col parametro $\Delta q = |q_{w,sez} - q_{ref,sez}|$, rimanga circa costante e compresa fra 3 W e 4 W al variare delle portate specifiche G : però man mano che G diminuisce, come suddetto, il flusso termico diminuisce e quindi la differenza fra i due bilanci termici diventa in proporzione più importante.

G [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	400	500	600	700	800	900	1000
$q_{w,sez}$ [W]	13.45	16.92	22.14	27.11	31.89	38.09	44.96
$q_{ref,sez}$ [W]	16.69	20.57	25.95	31.26	35.55	42.29	49.75
Δq [W]	3.24	3.65	3.82	4.15	3.66	4.20	4.79

Tabella 3: Differenza fra il flusso termico lato refrigerante e quello lato acqua per diverse portate specifiche

Successivamente, a partire dalle misurazioni ottenute in monofase, si è calcolato il coefficiente di scambio termico α per l'R5134A sottoraffreddato a diverse portate specifiche con la seguente formula:

$$\alpha_L = \frac{q_{w,sez}}{(\bar{t}_{ref,sez} - \bar{t}_{par}) \cdot A_i} \quad (3.23)$$

- $\bar{t}_{ref,sez}$ è il valore medio fra la temperatura di ingresso e di uscita del refrigerante
- \bar{t}_{par} è la temperatura media di parete, ottenuta come media fra le sei termocoppie montate sulla parete del tubo liscio

In questo caso al numeratore si è posto il flusso termico lato acqua, ma il risultato sarebbe cambiato poco se si avesse considerato il flusso termico lato R513A (Tabella 3).

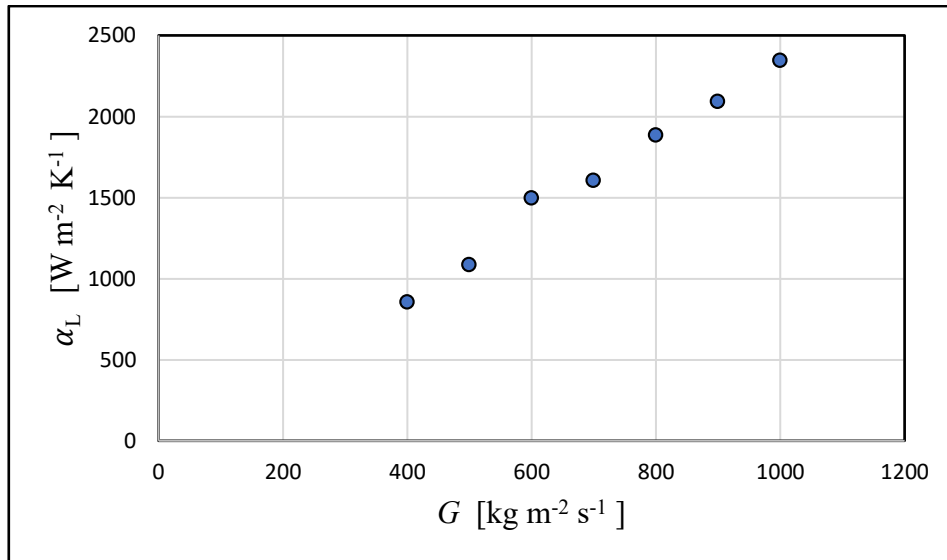


Figura 23: Coefficiente di scambio termico monofase per R513A sottoraffreddato al variare della portata specifica

I valori sperimentali del coefficiente di scambio termico appena calcolati possono essere comparati con quelli che si ottengono a partire da delle correlazioni analitiche presenti in letteratura valide per fluidi monofase: in particolare in questo caso si è scelto di compararli con quelli che si ottengono a partire dalla correlazione di Dittus-Boelter [17] e da quella di Gnielinski [18] che sono due usuali correlazioni nel caso di fluido monofase. Questo processo si costituisce come una validazione della sezione sperimentale perché consente di verificare che le termocoppie di parete siano attaccate bene al tubo.

MODELLO DI DITTUS-BOELTER [17]

Per un fluido in raffreddamento come l'R513A durante le prove sperimentali monofase si ha che:

$$\text{Nu} = 0.026 \text{Re}_L^{0.8} \cdot \text{Pr}_L^{0.3} \quad (3.24)$$

$$\alpha_L = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_L}{D} \quad (3.25)$$

Valida se:

- $2500 < \text{Re}_L < 125000$
- $0.7 < \text{Pr}_L < 120$
- $\frac{L}{D} > 60$

Considerando la lunghezza per lo scambio termico $L=0.242$ m e un diametro $D=2.5$ mm, è facilmente osservabile come tutte e tre le condizioni siano sempre rispettate e che quindi è possibile utilizzare la correlazione di Dittus-Boelter per il calcolo del coefficiente di scambio termico in monofase. Le proprietà del fluido sono state ottenute a partire da REFPROP 10 considerando la pressione e la temperatura media a cui è stato soggetto il fluido durante le prove.

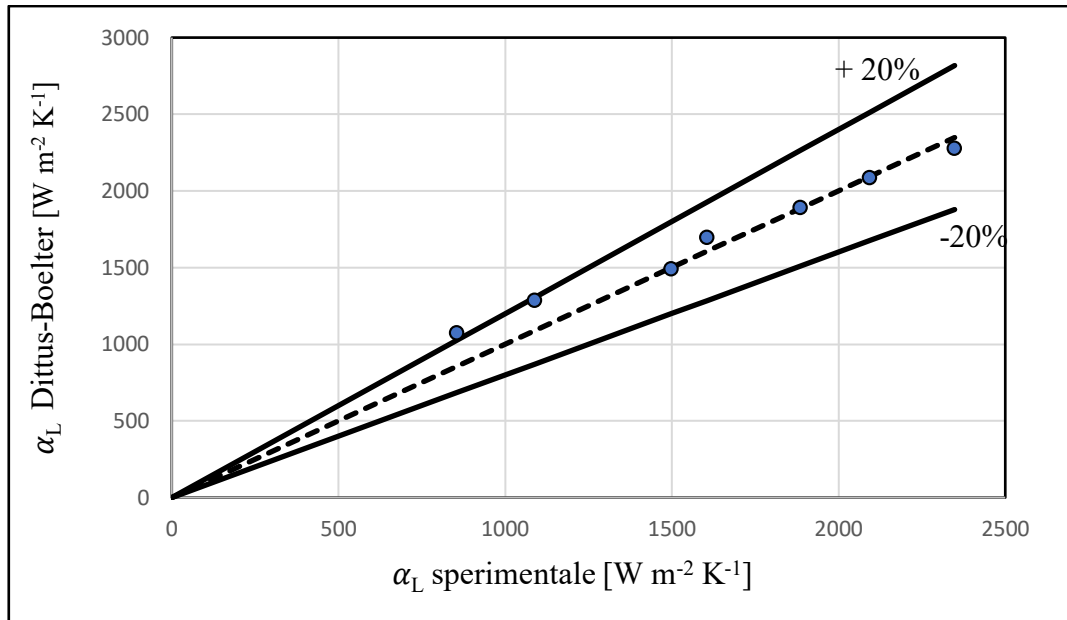


Figura 24: Comparazione fra il coefficiente di scambio sperimentale e quello calcolato con la correlazione di Dittus-Boelter [17]

Dalla Figura 24 si può notare come ci sia un sostanziale accordo fra i risultati sperimentali e quelli teorici poiché questi ultimi rientrano in una banda d'errore del 20% e per questo è possibile affermare che è presente una compatibilità fra i coefficienti di scambio termico misurati sperimentalmente e quelli teorici stimati dal modello di Dittus-Boelter.

MODELLO DI GNIELINSKI [18]

Il modello di Gnielinski è particolarmente utile perché consente di coprire tutti i possibili numeri di Reynolds.

Moto turbolento $Re_L > 10000$

$$Nu_{turb} = \frac{\left(\frac{\xi}{8}\right) \cdot Re_L \cdot Pr_L}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{\xi}{8}\right)^{0.5} \cdot (Pr_L^{\frac{2}{3}} - 1)} \cdot \left(1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right) \quad (3.26)$$

$$\xi = (1.82 \cdot \log_{10} Re_L - 1.64)^{-2} \quad (3.27)$$

Moto laminare a flusso termico specifico costante $Re_L < 2300$

$$Nu_{LAM} = \left(Nu_{q,1}^3 + 0.6^3 + (Nu_{q,2} - 0.6)^3 + Nu_{q,3}^3\right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.28)$$

$$Nu_{q,1} = 4.364 \quad (3.29)$$

$$Nu_{q,2} = 1.953 \cdot \left(Re_L \cdot Pr_L \cdot \frac{D}{L}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.30)$$

$$\text{Nu}_{q,3} = 0.924 \cdot \text{Pr}_L^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\text{Re}_L \cdot \frac{D}{L} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.31)$$

Moto di transizione laminare-turbolento $2300 < \text{Re}_L < 10000$

$$\text{Nu} = (1 - \gamma) \cdot \text{Nu}_{\text{LAM},2300} + \gamma \cdot \text{Nu}_{\text{TURB},10000} \quad (3.32)$$

$$\gamma = \frac{\text{Re}_L - 2300}{10^4 - 2300} \quad 0 \leq \gamma \leq 1 \quad (3.33)$$

$$\text{Nu} = \text{Nu} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_L}{\text{Pr}_{L,W}} \right)^{0.11} \quad \text{per liquidi} \quad (3.34)$$

Quindi applicando le equazioni da (3.26) a (3.34), utilizzando le proprietà dell'R513A ricavabili da REFPROP 10, è possibile trovare il coefficiente di scambio termico teorico in monofase del refrigerante e compararlo con quello ottenuto sperimentalmente

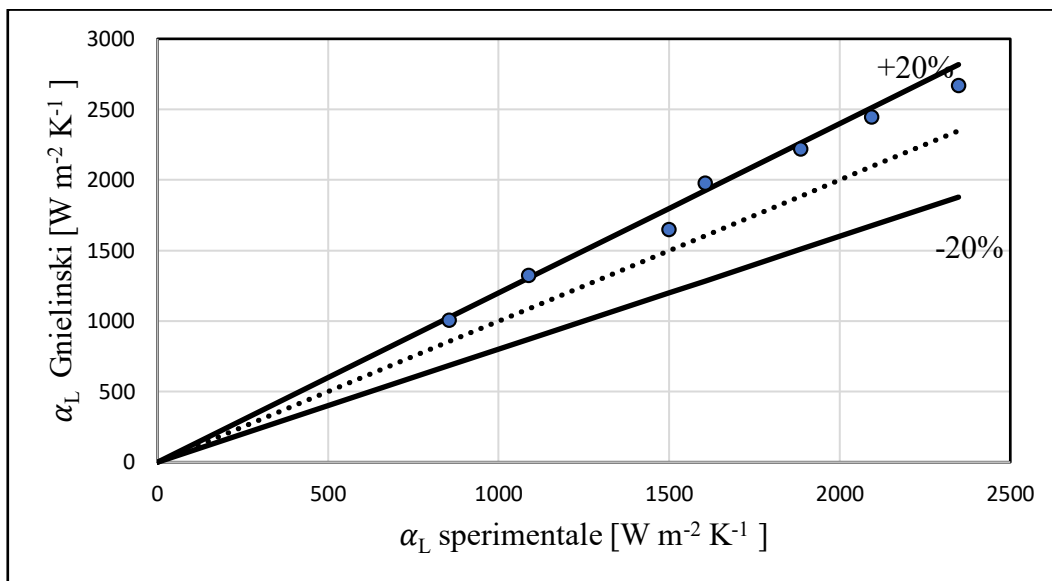


Figura 25: Comparazione fra il coefficiente di scambio termico sperimentale e quello ottenuto con le correlazioni di Gnielinski [18]

I risultati teorici, come nel caso delle relazioni di Dittus-Boelter si trovano all'interno di una banda di errore del 20% e di conseguenza la sezione sperimentale col tubo liscio può essere considerata validata ed è lecito attendersi che le termocoppie di parete siano collegate in modo adeguato.

CAPITOLO 4

PROCEDURA SPERIMENTALE ED ELABORAZIONE DEI DATI

4.1 PROCEDURA SPERIMENTALE

Indipendentemente dal fatto che nell'impianto ci fosse la sezione sperimentale col tubo liscio o col tubo microaletato, la procedura che è stata seguita durante le prove in condensazione dell'R513A è la seguente:

- Le prove vengono condotte prima ad una temperatura di saturazione di 30 °C e poi ad una di 40 °C: questa temperatura può essere modificata tramite il regolatore di pressione presente nell'impianto il quale, facendo variare la pressione di saturazione all'interno della sezione sperimentale, determina anche una variazione della temperatura di saturazione
- Per ognuna delle due temperature di saturazione si acquisiscono dati a diverse portate specifiche, in particolare si ha che la portata specifica assume i seguenti valori nominali $G = 200; 300; 400; 600; 800; 1000 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$: la portata viene regolata variando la velocità di rotazione della pompa presente nell'impianto tramite un inverter
- Per ogni portata specifica il titolo in ingresso alla sezione sperimentale viene fatto variare fra i seguenti valori nominali: $x = 0.2; 0.3; 0.4; 0.5; 0.6; 0.7; 0.8; 0.9; 0.95$. Infatti è noto che durante la condensazione in tubo il coefficiente di scambio termico dipende strettamente dal titolo del refrigerante e di conseguenza con questo tipo di procedura è sempre possibile correlare il coefficiente di scambio termico col relativo titolo in modo appropriato. Quest'ultimo viene fatto variare variando la temperatura dell'acqua al pre-condensatore tramite l'apposito chiller a cui esso è connesso poiché in questo modo si aumenta o diminuisce la quantità di refrigerante che condensa nel pre-condensatore: diminuendo la temperatura dell'acqua il titolo di ingresso dell'R513A alla sezione sperimentale diminuirà
- Per ogni titolo si acquisiscono dati per 100 secondi attraverso il programma LabVIEW

Inoltre durante le prove è importante controllare che il flusso termico che si instaura nella sezione sperimentale non scenda sotto un valore minimo, circa 30-40 W, perché nel caso in cui ciò avvenisse, come è stato discusso nel Capitolo 3, la differenza fra i due bilanci termico lato acqua e lato refrigerante diventerebbe in proporzione molto elevata, andando in questo modo ad inficiare sulla veridicità del risultato finale. Questo è un problema tipico nel caso di prove a basse portate e bassi titoli.

D'altronde è bene anche controllare che il flusso termico non diventi troppo elevato perché determinerebbe delle variazioni di titolo Δx nella sezione sperimentale troppo elevate, e questo avviene tipicamente ad alti titoli. Infatti è noto che:

$$\Delta x = \frac{q_{ref,sez}}{\dot{m}_{ref} \cdot r} \quad (4.1)$$

con r il calore latente dell'R513A alla pressione di saturazione operativa. Dalla (4.1) è chiaro che se il flusso termico alla sezione è troppo elevato, la variazione di titolo a cui è soggetto il refrigerante diventa troppo elevata e di conseguenza il coefficiente di scambio termico che verrà

misurato durante la prova non sarà più associabile ad un particolare titolo. Di solito durante le prove si cerca di limitare il Δx ad un valore di circa 0.1.

In entrambi i casi suddetti è possibile variare il flusso termico nella sezione sperimentale variando la portata dell'acqua di raffreddamento e la sua temperatura nel bagno termostatico, che comunque in genere non può essere mai minore di 5 °C per evitare che si possa formare ghiaccio.

4.2 ELABORAZIONE DEI DATI SPERIMENTALI

A partire dai vari misuratori presenti nell'impianto e già descritti nel Capitolo 2 si ottengono i seguenti parametri come output delle prove, sia nel caso in cui si utilizzi il tubo liscio, sia nel caso in cui si utilizzi il tubo microalettato:

- $t_{w,pre\ in} - t_{w,pre\ out}$: rispettivamente la temperatura di uscita e di ingresso dell'acqua al pre-condensatore
- $\dot{m}_{w,pre}$: la portata di acqua al pre-condensatore
- $t_{ref,ev\ out} - P_{ref,ev\ out}$: rispettivamente la temperatura e la pressione dell'R513A in uscita dall'evaporatore
- \dot{m}_{ref} : la portata di refrigerante
- $P_{ref,sez\ in} - \Delta P_{ref,sez}$: rispettivamente la pressione del refrigerante all'ingresso della sezione sperimentale e la sua variazione nella sezione stessa
- $t_{w,sez\ in} - t_{w,sez\ out}$: rispettivamente la temperatura di ingresso e di uscita dell'acqua della sezione
- $\dot{m}_{w,sez}$: portata dell'acqua nella sezione sperimentale
- $t_{par,i}$: le temperature di parete del tubo

A partire da LabVIEW i dati misurati sono implementati in un foglio Excel dove è possibile ottenere il gradiente di pressione per attrito nella sezione e il coefficiente di scambio termico lato refrigerante con la seguente procedura. Al pre-condensatore si ha che:

$$q_{pre} = \dot{m}_{w,pre} \cdot c_w \cdot (t_{w,pre\ out} - t_{w,pre\ in}) \quad (4.2)$$

in questo modo il flusso termico del pre-condensatore è noto. Inoltre il refrigerante all'uscita dall'evaporatore si presenta come vapore surriscaldato e quindi, nota la sua pressione $P_{ref,ev\ out}$ e la sua temperatura $t_{ref,ev\ out}$, attraverso REFPROP 10 è possibile trovare la sua entalpia $h_{ref,ev\ out}$. Di conseguenza è possibile trovare l'entalpia dell'R513A all'uscita del precondensatore:

$$h_{ref,pre\ out} = h_{ref,ev\ out} - \frac{q_{pre}}{\dot{m}_{ref}} \quad (4.3)$$

Conoscendo l'entalpia e la pressione all'ingresso della sezione sperimentale si è determinato il titolo del refrigerante $x_{ref,sez\ in}$ in quel punto con REFPROP 10 come:

$$x_{ref,sez\ in} = \frac{h_{ref,pre\ out} - h_L}{h_G - h_L} \quad (4.4)$$

con h_G e h_L rispettivamente l'entalpia del vapore e del liquido saturo alla pressione di ingresso della sezione sperimentale.

Inoltre si è calcolato il flusso termico della sezione conoscendo le temperature di ingresso e di uscita dell'acqua e la sua portata.

$$q_{sez} = \dot{m}_{w,sez} \cdot c_W \cdot (t_{w,sez out} - t_{w,sez in}) \quad (4.5)$$

Quindi il titolo del refrigerante in uscita dalla sezione è calcolabile come:

$$x_{sez,out} = x_{sez,in} - \frac{q_{sez}}{\dot{m}_{ref} \cdot r} \quad (4.6)$$

con il calore latente r che è noto attraverso REFPROP 10 conoscendo la pressione di saturazione dell'R513A nella sezione sperimentale.

Nota il titolo di ingresso e di uscita è possibile calcolare il titolo medio del refrigerante nella fase di condensazione all'interno della sezione:

$$\bar{x}_{sez} = \frac{x_{sez,in} + x_{sez,out}}{2} \quad (4.7)$$

Conoscendo la pressione di saturazione del refrigerante all'ingresso e all'uscita della sezione sperimentale è possibile determinare con REFPROP 10 anche la temperatura di saturazione dello stesso in quei due punti. La temperatura media del refrigerante all'interno della sezione sarà quindi uguale a:

$$\bar{t}_{ref,sez} = \frac{t_{ref,sez in} + t_{ref,sez out}}{2} \quad (4.8)$$

E' bene ricordare che la variazione di temperatura all'interno della sezione dipende esclusivamente dalle perdite di carico che avvengono nella stessa.

Successivamente si è calcolato la temperatura media di parete \bar{t}_{par} facendo la media delle temperature di parete misurate dalle varie termocoppie installate sul tubo e in questo modo si è potuto calcolare il coefficiente di scambio termico che si realizza durante la condensazione dell'R513A:

$$\alpha_{ref} = \frac{q_{sez}}{A_i \cdot (\bar{t}_{ref,sez} - \bar{t}_{par})} \quad (4.9)$$

Il gradiente di pressione per attrito è invece calcolabile conoscendo la differenza di pressione misurata dal misuratore di pressione differenziale e dividendola per la distanza fra le prese di pressione, che è pari ad 0.395 m nel tubo liscio e 0.28 m nel microalettato.

$$\frac{DP}{dL} = \frac{\Delta P_{ref,sez}}{L} \quad (4.10)$$

E' bene ricordare che la caduta di pressione misurata sperimentalmente tiene conto sia della diminuzione di pressione causata dagli attriti, sia del recupero di pressione determinato dalla variazione di densità del fluido durante la condensazione (non si tiene conto del termine gravitazionale poiché le prove sono state condotte in tubo orizzontale). Di conseguenza per il calcolo del gradiente di pressione sperimentale per attriti è necessario aggiungere al termine che si ottiene in (4.10) quello relativo alla variazione della quantità di moto durante la condensazione: in quest'ultima infatti la densità del fluido aumenta, la sua velocità si riduce e quindi si realizza un aumento di pressione. Di conseguenza la reale perdita di carico per attrito sarà maggiore di quella valutata in (4.10) poiché essa è per l'appunto attenuata da questo recupero di pressione.

La variazione della pressione dovuta alla variazione della densità ΔP_m può essere calcolata con la seguente formula:

$$\Delta P_m = G^2 \cdot \left(\left(\frac{x^2}{\rho_v \cdot \varepsilon} + \frac{(1-x)^2}{\rho_L \cdot (1-\varepsilon)} \right)_{out} - \left(\frac{x^2}{\rho_v \cdot \varepsilon} + \frac{(1-x)^2}{\rho_L \cdot (1-\varepsilon)} \right)_{in} \right) \quad (4.11)$$

ε è il grado di vuoto e può essere calcolato come suggerito da Rouhani e Axelsson [19]:

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_G} \cdot \left((1 + 0.12 \cdot (1-x)) \cdot \left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \right) + \frac{1.18 \cdot (1-x) \cdot (g \cdot \sigma \cdot (\rho_L - \rho_G))^{0.25}}{G \cdot \rho_L^{0.5}} \right)^{-1} \quad (4.12)$$

Si ha quindi che il gradiente di pressione per attriti sperimentale è pari alla somma dei valori assoluti della perdita di carico misurata (4.10) a cui è sommato la variazione di pressione dovuta alla variazione della quantità di moto determinata con la formula (4.11), seguendo quindi l'equazione:

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_m \quad (4.13)$$

CAPITOLO 5

MODELLI TEORICI

La procedura esposta nel Capitolo 4, insieme alle equazioni dalla (4.2) alla (4.12), si riferisce alla elaborazione dei dati ottenuti durante le prove in condensazione e di conseguenza il coefficiente di scambio termico calcolato con la (4.9) e il gradiente di pressione per attrito calcolato con la (4.13) sono da considerarsi come risultati sperimentali. Di conseguenza questi dovranno essere confrontati con quelli ottenibili a partire dalle correlazioni teoriche presenti in letteratura in modo da verificarne la correttezza fisica: in questa sezione quindi verranno trattati i tipici modelli teorici applicabili per il calcolo dello scambio termico in condensazione e del gradiente di pressione per attrito per fluido bifase, sia nel caso del tubo liscio e sia nel caso del tubo microalettato.

5.1 TUBO MICROALETTATO

COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO

CAVALLINI ET AL. [12]

Nel Capitolo 3 si è già detto che è possibile calcolare il coefficiente di scambio termico di un refrigerante che condensa in un tubo liscio considerando semplicemente due possibili regimi di deflusso, come è stato proposto da Cavallini et al. [14]: uno indipendente dal ΔT e legato ad un moto anulare in cui prevalgono le forze tangenziali e uno dipendente dal ΔT in cui prevalgono le forze gravitazionali ed è tipico del regime stratificato. Questo concetto può essere considerato vero anche nel caso della condensazione in tubi microalettati, però è importante notare che in quest'ultimo caso il regime anulare è favorito dalla ritenzione di liquido fra le alette e di conseguenza la curva di transizione stratificato-anulare deve essere abbassata rispetto alla posizione che assume nel tubo liscio [12] (Figura 26).

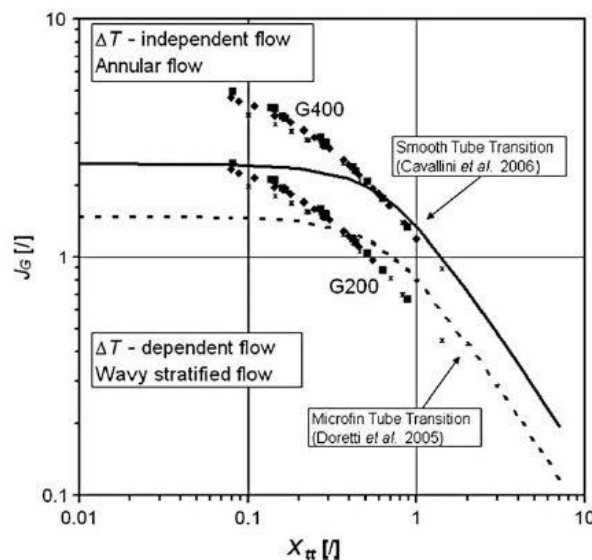


Figura 26: Curva di transizione per tubi lisci e per tubi microalettati [12]

Nel caso di tubi lisci si ha infatti che la curva di transizione per la velocità adimensionale del gas risulta essere [14]:

$$J_G^T = \left(\left(\frac{7.5}{4.3 X_{tt}^{1.111} + 1} \right)^{-3} + 2.6^{-3} \right)^{-\frac{1}{3}} \quad (5.1)$$

mentre nel caso di tubo microalettato si ha che la linea di transizione è [20]:

$$J_G^* = 0.6 \cdot \left(\left(\frac{7.5}{4.3 X_{tt}^{1.111} + 1} \right)^{-3} + 2.5^{-3} \right)^{-\frac{1}{3}} \quad (5.2)$$

che risulta quindi essere minore di quella calcolata nel caso del tubo liscio.

Cavallini et al. [12] forniscono delle correlazioni per il calcolo del coefficiente di scambio termico per la condensazione in tubo microalettato: il coefficiente di scambio termico è calcolato come combinazione del coefficiente di scambio α_A per la zona indipendente dal ΔT e il coefficiente di scambio α_D per la zona dipendente dal ΔT :

$$\alpha = (\alpha_A^3 + \alpha_D^3)^{0.333} \quad (5.3)$$

$$\alpha_A = \alpha_{AS} \cdot A \cdot C \quad (5.4)$$

Con α_{AS} che è il coefficiente di scambio termico nel caso di tubo liscio (si veda (3.3)), A è un termine che tiene conto della geometria mentre C diminuisce il coefficiente di scambio quando il numero di alette è maggiore di quello ottimale per quel diametro (con un numero maggiore di alette il liquido fra le alette si addensa e in questo modo il coefficiente di scambio ne risente).

$$\alpha_{AS} = \alpha_{LO} \left(1 + 1.128x^{0.8170} \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.3685} \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.2363} \cdot \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{2.144} \cdot Pr_L^{-0.1} \right) \quad (5.5)$$

$$\alpha_{LO} = 0.023 Re_{LO}^{0.8} Pr_L^{0.4} \frac{\lambda_L}{D_n} \quad (5.6)$$

$$A = 1 + 1.119 \cdot Fr^{-0.3821} \cdot (Rx - 1)^{0.3586} \quad (5.7)$$

$$Fr = \frac{G^2}{g \cdot D_n \cdot (\rho_L - \rho_G)^2} \quad (5.8)$$

$$Rx = \left(\frac{2h \cdot n_g \cdot \left(1 - \sin\left(\frac{\gamma}{2}\right) \right)}{\pi \cdot D_n \cdot \cos\left(\frac{\gamma}{2}\right)} + 1 \right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta)} \quad (5.9)$$

$$C = 1 \quad \text{se} \quad \left(\frac{n_{opt}}{n_g} \right) \geq 0.8 \quad (5.10)$$

$$C = \left(\frac{n_{opt}}{n_g} \right)^{1.904} \quad \text{se} \quad \left(\frac{n_{opt}}{n_g} \right) < 0.8$$

$$n_{opt} = 4064.4 \cdot D_n + 23.257 \quad D_n[\text{m}]$$

Rx è un coefficiente che tiene conto della geometria del tubo microalettato, in particolare esso è funzione del rapporto fra l'area interna del tubo microalettato rispetto all'area di un tubo liscio avente lo stesso diametro ad apice aletta.

Il coefficiente di scambio α_D , dipendente dal ΔT , è dato dal fattore C , da Rx e dal coefficiente $\alpha_{D,S}$, che è il coefficiente di scambio termico dipendente dal ΔT nel caso di un tubo liscio. Se la velocità adimensionale del gas J_G è minore di quella di transizione J_G^* , allora il coefficiente di scambio termico è ridotto dal termine C_1

$$\alpha_D = C \cdot (2.4 x^{0.1206} \cdot (Rx - 1)^{1.4666} \cdot C_1^{0.6875} + 1) \cdot \alpha_{D,S} + C \cdot (1 - x^{0.087}) \cdot Rx \cdot \alpha_{LO} \quad (5.11)$$

$$\alpha_{D,S} = \frac{0.725}{1 + 0.741 \cdot \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.3321}} \cdot \left(\frac{\lambda_L^3 \cdot \rho_L \cdot (\rho_L - \rho_G) \cdot g \cdot r}{\mu_L \cdot D_n \cdot \Delta T}\right)^{0.25} \quad (5.12)$$

$$C_1 = 1 \quad \text{se } J_G \geq J_G^* \\ C_1 = \frac{J_G}{J_G^*} \quad \text{se } J_G < J_G^* \quad (5.13)$$

Quindi prendendo le proprietà dell'R513A da REFPROP 10 in relazione alla pressione di saturazione alla quale vengono condotte le prove è possibile calcolare il coefficiente di scambio teorico α che può essere poi comparato con quello che si ottiene sperimentalmente tramite le equazioni da (4.2) a (4.9). Si noti che durante lo scambio termico, sia nel tubo liscio che nel tubo microalettato, si viene a formare un profilo di temperatura fra la temperatura di saturazione del refrigerante e quella della parete che dovrà essere minore di quest'ultima per garantire per l'appunto lo scambio termico tra i due fluidi. Inoltre è noto che molte proprietà dei fluidi dipendano strettamente dalla temperatura, e ciò è vero in particolar modo per la viscosità, e di conseguenza è possibile che ci sia una significativa variazione di tali proprietà lungo il film di condensato a causa proprio di tale profilo di temperatura. Quindi per poter tenere conto di ciò le proprietà che dovranno essere inserite da (5.1) a (5.13) verranno definite tramite REFPROP 10 con i seguenti criteri [21]

- h_L, h_G e ρ_G sono valutate alla temperatura di saturazione
- λ_L e ρ_L sono valutate considerando la media aritmetica fra i valori alla temperatura di parete e alla temperatura di saturazione
- μ_L è invece valutato come: $\mu_L = \frac{3u_p + \mu_{sat}}{4}$, con u_p la viscosità valutata alla temperatura di parete e u_{sat} la viscosità determinata alla temperatura di saturazione del refrigerante

Questo criterio, il cui obiettivo è la corretta valutazione delle proprietà del refrigerante durante la condensazione, verrà adottato in tutti i modelli teorici considerati in questa tesi, sia quelli per il calcolo del coefficiente di scambio termico che quelli per il calcolo del gradiente di pressione per attrito, sia nel caso del tubo liscio che per quello microalettato.

DIANI ET AL. [22]

Dopo aver confrontato i coefficienti di scambio termico misurati sperimentalmente durante la condensazione dell'R513A nel tubo microalettato con quelli teorici previsti dal modello di Cavallini et al. [12] si è scelto di confrontarli anche con quelli previsti dal modello di Diani et al. [22], il quale fu originariamente proposto per lo studio della vaporizzazione dei refrigeranti in tubo. Come è noto lo scambio termico che si realizza durante l'evaporazione di un fluido in un tubo è dato dalla somma di due contributi: uno legato all'ebollizione nucleata, che dipende dal flusso termico specifico, e uno dato dalla evaporazione convettiva, che dipende dalla portata specifica. Tutto ciò è riassunto dalla seguente formula:

$$\alpha_{ev} = \alpha_{nb} + \alpha_c \quad (5.14)$$

con:

- α_{ev} è il coefficiente di scambio termico complessivo durante l'evaporazione
- α_{nb} è il coefficiente di scambio termico legato all'ebollizione nucleata
- α_c è il coefficiente di scambio termico legato all'evaporazione convettiva

Il modello di Diani et al. [22] fornisce delle correlazioni per il calcolo del coefficiente di scambio termico dovuto all'ebollizione nucleata e per quello dovuto all'evaporazione convettiva.

E' intuitivo pensare che durante la condensazione lo scambio termico sia invece dato solo dalla componente convettiva, mentre quella legata all'ebollizione nucleata è nulla. Per questo motivo si può calcolare il coefficiente di scambio termico che si realizza durante la condensazione dell'R513A considerando unicamente le correlazioni proposte da Diani et al. [22] per il calcolo di α_c , legato alla componente convettiva della trasmissione di calore, tralasciando quelle legate all'ebollizione nucleata.

Si ha quindi che:

$$\alpha_c = 1.465 \cdot \alpha_{LO} \cdot \left(1 + 1.128 x^{0.8170} \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.3685} \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.2363} \cdot \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{2.144} \cdot \text{Pr}_L^{-0.1} \right) \cdot R x^{2.14} \cdot (\text{Bo} \cdot Fr)^{-0.15} \cdot \left(\frac{G_0}{G} \right)^{0.36} \quad (5.15)$$

con $G_0 = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e α_{LO} il coefficiente di scambio termico che si realizza ipotizzando che il fluido sia solo in fase liquida.

$$\alpha_{LO} = 0.023 \cdot \frac{\lambda_L}{D_n} \cdot \text{Re}_{LO}^{0.8} \cdot \text{Pr}_L^{0.333} \quad (5.16)$$

$$Rx = \left(2 \cdot h \cdot n_g \cdot \frac{1 - \sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)}{\pi \cdot D_n \cdot \cos\left(\frac{\gamma}{2}\right)} + 1 \right) \cdot \frac{1}{\cos\beta} \quad (5.17)$$

$$Re_{LO} = \frac{G \cdot D_n}{\mu_L} \quad (5.18)$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_G^2 \cdot g \cdot D_n} \quad (5.19)$$

$$Bo = \frac{g \cdot \rho_L \cdot h \cdot \pi \cdot D_n}{8 \sigma \cdot n_g} \quad (5.20)$$

Attraverso queste relazioni è quindi possibile calcolare il coefficiente di scambio termico che si realizza durante la condensazione dell'R513A per compararlo con quello che si è ottenuto sperimentalmente.

GRADIENTE DI PRESSIONE PER ATTRITO

DIANI ET AL. [22]

Oltre a modelli teorici per il calcolo del coefficiente di scambio termico è necessario considerare anche dei modelli per il calcolo dei gradienti di pressione per attrito che dovranno essere comparati con le perdite di carico per attrito determinate sperimentalmente. Diani et al.[22] forniscono delle correlazioni che possono essere impiegate per il calcolo del gradiente di pressione per attriti nel caso di tubo microaletato.

$$\left(\frac{DP}{dz}\right)_f = \Phi_{LO}^2 \cdot \left(\frac{dP}{dz}\right)_{f,LO} = \Phi_{LO}^2 \cdot 2 f_{LO} \cdot \frac{G^2}{D_n \cdot \rho_L} \quad (5.21)$$

Quindi il gradiente di pressione per attrito è dato dalla perdita di carico calcolata come se ci fosse solo fase liquida all'interno del tubo, che può essere determinata usando differenti correlazioni presenti in letteratura, moltiplicata per un fattore moltiplicativo Φ_{LO}^2 che tiene conto del fatto che il refrigerante in realtà si trova in condizioni bifase.

$$\Phi_{LO}^2 = Z + 3.595 \cdot F \cdot H \cdot (1 - E)^W \quad (5.22)$$

$$Z = (1 - x)^2 + x^2 \cdot \frac{\rho_L}{\rho_G} \cdot \left(\frac{\mu_G}{\mu_L}\right)^{0.2} \quad (5.23)$$

$$1 - E = -0.331 \cdot \ln\left(\frac{\mu_L \cdot G \cdot x}{\rho_G \cdot \sigma}\right) - 0.0919$$

$$\begin{aligned} &\text{Con i limiti che} \\ &\text{se } E > 0.95, \quad E = 0.95 \\ &\text{se } E < 0, \quad E = 0 \end{aligned} \quad (5.24)$$

$$W = 1.398 \cdot p_r \quad (5.25)$$

$$F = x^{0.9525} \cdot (1 - x)^{0.414} \quad (5.26)$$

$$H = \left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{1.132} \cdot \left(\frac{\mu_G}{\mu_L}\right)^{0.44} \cdot \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L}\right)^{3.542} \quad (5.27)$$

f_{LO} può essere calcolato considerando delle classiche correlazioni presenti in letteratura per il calcolo del gradiente di pressione per attrito in liquido monofase, considerando come rugosità relativa quella proposta da Cavallini et al. [23]:

$$\frac{e}{D} = \frac{0.18 \cdot \left(\frac{h}{D_n}\right)}{0.1 + \cos(\beta)} \quad (5.28)$$

Per il calcolo di f_{LO} si sono considerate le seguenti correlazioni, proposte da Cavallini et al. [24]

$$f_{LO} = \max(f_{LO1}, f_{LO2}) \quad (5.29)$$

$$f_{LO1} = 0.079 \cdot \left(\frac{G \cdot D_n}{\mu_L}\right)^{-0.25} \text{ in caso di moto turbolento} \quad (5.30)$$

$$f_{LO1} = \frac{16}{\frac{G \cdot D_n}{\mu_L}} \text{ in caso di moto laminare} \quad (5.31)$$

$$(4 \cdot f_{LO2})^{-0.5} = 1.74 - 2 \log\left(2 \frac{e}{D_n}\right) \quad (5.32)$$

Il fluido sarà caratterizzato da un moto turbolento in tutte le condizioni durante le prove sperimentali, sia a bassi titoli che a basse portate specifiche, e quindi si è deciso di considerare il seguente criterio per capire se il fluido si muove in moto laminare o turbolento:

- Moto laminare se $Re_{LO} < 2000$
- Moto turbolento se $Re_{LO} \geq 2000$

Dai risultati si può vedere che effettivamente in tutte le condizioni, anche per quelle più critiche a bassi titoli e basse portate, si ricade nelle condizioni di moto turbolento.

WU ET AL. [25]

Un altro modello teorico utilizzabile per determinare il gradiente di pressione per attrito per un fluido bifase in un tubo microaletato è fornito dalle correlazioni di Wu et al. [25]. Si ha infatti che:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \frac{2 f_{tp} G^2}{d_i \rho_{tp}} \quad (5.33)$$

con d_i il diametro del tubo a base aletta.

$$\rho_{tp} = \left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L}\right)^{-1} \quad (5.34)$$

$$\mu_{tp} = \mu_L - 2.5 \mu_L \left(\frac{x \rho_L}{x \rho_L + (1-x) \rho_G}\right)^2 + \frac{x \rho_L (1.5 \mu_L + \mu_G)}{x \rho_L + (1-x) \rho_G} \quad (5.35)$$

$$\text{Re}_{tp} = \frac{G d_i}{\mu_{tp}} \quad (5.36)$$

$$f_{tp} = 2 \left(\left(\frac{8}{\text{Re}_{tp}}\right)^{12} + \frac{1}{(a+b)^{\frac{3}{2}}} \right)^{\frac{1}{12}} \quad (5.37)$$

$$a = \left(2.457 \cdot \ln \frac{1}{\left(\frac{7}{\text{Re}_{tp}}\right)^{0.9} + (0.27 R x_f)} \right)^{16} \quad (5.38)$$

$$b = \left(\frac{37530}{\text{Re}_{tp}} \right)^{16} \quad (5.39)$$

$R x_f$ è una rugosità relativa:

$$R x_f = \frac{0.18 \left(\frac{e}{d_i}\right)}{0.1 + \cos \beta} \quad (5.40)$$

Attraverso tali equazioni si calcoleranno i gradienti di pressione per attrito che saranno poi comparati con quelli ottenibili dalle prove sperimentali per la condensazione dell'R513A nel tubo microaletato.

5.2 TUBO LISCIO

COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO

CAVALLINI ET AL. [14]

Similmente a quanto fatto nel tubo microalettato, anche per il tubo liscio è necessario trattare dei modelli teorici in modo da comparare i risultati sperimentali con quelli previsti dai modelli in letteratura. Inoltre, in modo analogo a quanto detto in precedenza, anche in questo caso le proprietà del refrigerante da immettere nei modelli teorici saranno prese da REFPROP 10 per l'R513A considerando la temperatura di saturazione e la temperatura di parete e utilizzando il criterio suaccennato [21].

Come è già stato accennato nel Capitolo 3, Cavallini et al. [14] suggeriscono delle correlazioni per il calcolo del coefficiente di scambio termico nel caso di condensazione entro tubo liscio che si basano sulla distinzione di due possibili regimi di deflusso: uno stratificato in cui α dipende dal ΔT fra la temperatura di parete e la temperatura del refrigerante e uno anulare in cui α non dipende dal ΔT (Figura 27).

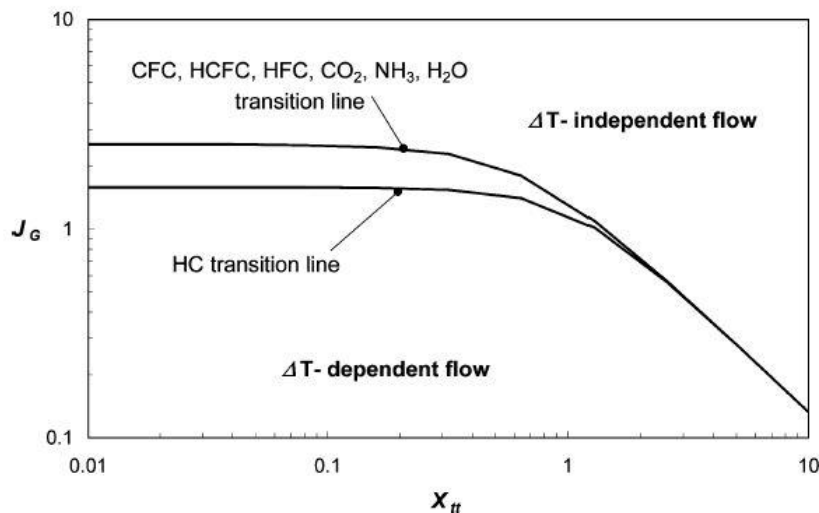


Figura 27: Regimi di deflusso in condensazione in tubo liscio. La zona superiore è quella relativa ad un deflusso anulare mentre quella inferiore è relativa ad un moto stratificato [14]

Ad alti titoli e ad alte portate domina il deflusso anulare in cui il meccanismo di scambio termico è associato dallo sforzo tangenziale di attrito mentre al diminuire del titolo la velocità del fluido si riduce e quindi l'effetto della forza di gravità tenderà ad assumere maggiore importanza.

La curva di transizione è caratterizzata dalla seguente formula:

$$J_G^T = \left(\left(\frac{7.5}{4.3 X_{tt}^{1.111} + 1} \right)^{-3} + 2.6^{-3} \right)^{-\frac{1}{3}} \quad (5.41)$$

La correlazione di Cavallini et al. [14] fornisce un coefficiente di scambio termico per il deflusso stratificato e uno per il deflusso in regime anulare:

Regime di deflusso indipendente dal ΔT ($J_G > J_G^T$):

$$\alpha_A = \alpha_{LO} \left(1 + 1.128x^{0.8170} \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.3685} \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.2363} \cdot \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{2.144} \cdot \text{Pr}_L^{-0.1} \right) \quad (5.42)$$

$$\alpha_{LO} = 0.023 \text{Re}_{LO}^{0.8} \text{Pr}_L^{0.4} \frac{\lambda_L}{D} \quad (5.43)$$

Regime di deflusso dipendente dal ΔT ($J_G \leq J_G^T$):

$$\alpha_D = \left(\alpha_A \cdot \left(\frac{J_G^T}{J_G} \right)^{0.8} - \alpha_{strat} \right) \cdot \left(\frac{J_G}{J_G^T} \right) + \alpha_{strat} \quad (5.44)$$

$$\alpha_{LO} = 0.023 \text{Re}_{LO}^{0.8} \text{Pr}_L^{0.4} \frac{\lambda_L}{D} \quad (5.45)$$

$$\alpha_{strat} = 0.725 \cdot \left(1 + 0.741 \cdot \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.3321} \right)^{-1} \cdot \left(\frac{\lambda_L \cdot \rho_L \cdot (\rho_L - \rho_G) \cdot g \cdot r}{\mu_L \cdot D \cdot \Delta T} \right)^{0.025} + (1-x)^{0.087} \cdot \alpha_{LO} \quad (5.46)$$

Quindi attraverso queste correlazioni è possibile calcolare un coefficiente di scambio termico teorico che sarà poi comparato con quelli ottenuti per via sperimentale.

CAPITOLO 6

ANALISI DELL'INCERTEZZA

Nel capitolo precedente si è discusso di come elaborare i dati ottenuti dalle prove sperimentali di condensazione per calcolare il coefficiente di scambio termico e le perdite di carico per attrito al variare della temperatura di saturazione, del titolo e della portata. E' chiaro che i risultati ottenuti da quella procedura sono caratterizzata da un certo grado di incertezza che è sempre presente quando si effettuano delle prove sperimentali e che può essere calcolata attraverso la formula di Kline-McClintock [26] a partire dalle incertezze strumentali che caratterizzano i vari misuratori presenti nell'impianto, come termocoppie, misuratori di portata o di pressione.

Si consideri infatti una certa grandezza diretta x , caratterizzata da una incertezza i_x nota, e si voglia calcolare l'incertezza di una grandezza indiretta y tale che:

$$y = f(x) \quad (6.1)$$

La formula di Kline-McClintock, la quale si basa sulla derivata della funzione $f(x)$, consente di calcolare l'incertezza del parametro y a partire dalla conoscenza dell'incertezza del parametro x :

$$i_y = \left(\frac{dy}{dx} \right)_x \cdot i_x \quad (6.2)$$

Nel caso in cui la grandezza indiretta sia funzione di più variabili, ossia si abbia:

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (6.3)$$

si ha che la formula (6.2) è riscrivibile come:

$$i_y = \sqrt{\sum_{k=1}^n (\theta_k \cdot i_{x_k})^2} \quad (6.4)$$

con:

- i_{x_k} l'incertezza del parametro generico x_k
- θ_k la derivata parziale di y rispetto al parametro x_k , ossia $\theta_k = \left(\frac{dy}{dx_k} \right)_x$

Durante le prove in condensazione dell'R513A, sia sul tubo liscio che su quello alettato, le incertezze sono state le seguenti:

- L'incertezza sulle temperature misurate dalle termocoppie è pari a 0.05 °C, come si è visto nel Capitolo 3
- L'incertezza sui misuratori di pressione è ± 1950 Pa
- L'incertezza sul misuratore di portata per l'acqua al pre-condensatore è uguale al 0.25% del valore di lettura
- L'incertezza sul misuratore di portata per l'acqua nella sezione sperimentale è pari al 0.5% del valore di lettura
- L'incertezza sulla portata massica misurata al misuratore ad effetto di Coriolis è il 0.1% del valore di lettura

- Le incertezze dei parametri dell'R513A determinati da REFPROP 10 sono supposte pari a 1%
- Le incertezze dei parametri dell'acqua al pre-condensatore e alla sezione sperimentale determinati da REFPROP 10 sono supposti essere uguali a 1%
- L'incertezza sull'area di scambio è pari a 1%

Facendo riferimento alla procedura già descritta nel Capitolo 4 si ha che il flusso termico al pre-condensatore è pari a:

$$q_{pre} = \dot{m}_{w,pre} \cdot c_w \cdot \Delta T_{w,pre} \quad (6.5)$$

Di conseguenza utilizzando la formula di Kline-McClintock si ha che l'incertezza su q_{pre} è pari a:

$$i_{q_{pre}} = \sqrt{(c_w \cdot \Delta T_{w,pre} \cdot i_{m_w})^2 + (\dot{m}_{w,pre} \cdot c_w \cdot i_{\Delta T_w})^2 + (\dot{m}_{w,pre} \cdot \Delta T_{w,pre} \cdot i_{c_w})^2} \quad (6.6)$$

con:

- i_{m_w} l'incertezza sulla portata d'acqua al pre-condensatore (0.25% del valore di lettura)
- i_{c_w} l'incertezza del calore specifico dell'acqua preso da REFPROP 10, pari all'1%
- $i_{\Delta T_w}$ l'incertezza della variazione di temperatura dell'acqua al pre-condensatore, pari a $\sqrt{0.05^2 + 0.05^2} = 0.07$ °C

L'entalpia dell'R513A in uscita dal pre-condensatore è pari a:

$$h_{ref,pre out} = h_{ref,ev out} - \frac{q_{pre}}{\dot{m}_{ref}} \quad (6.7)$$

e quindi la sua incertezza è:

$$i_{h_{ref,pre out}} = \sqrt{(i_{h_{ref,ev out}})^2 + \left(\frac{i_{q_{pre}}}{\dot{m}_{ref}}\right)^2 + \left(\frac{q_{pre}}{\dot{m}_{ref}^2} \cdot i_{m_{ref}}\right)^2} \quad (6.8)$$

con

- $i_{h_{ref,ev out}}$ è l'incertezza dell'entalpia dell'R513A all'uscita dell'evaporatore, e quindi all'ingresso del pre-condensatore, determinata attraverso REFPROP 10 e quindi è pari 1%
- $i_{m_{ref}}$ è l'incertezza sulla portata di refrigerante, pari al 0.1% del valore di lettura

L'incertezza del titolo di ingresso alla sezione può essere calcolata applicando la formula di Kline-McClintock alla seguente espressione:

$$x_{sez,in} = \frac{h_{ref,pre out} - h_L}{h_G - h_L} \quad (6.9)$$

con h_L e h_G rispettivamente la entalpia del liquido saturo e del vapore saturo alla pressione presente all'ingresso della sezione. Quindi l'incertezza sarà pari a:

$$i_{x_{sez,in}} = \sqrt{\left(\frac{i_{h_{ref,pre out}}}{h_G - h_L}\right)^2 + \left(\frac{h_{ref,pre out} - h_G}{(h_G - h_L)^2} \cdot i_{h_L}\right)^2 + \left(\frac{h_L - h_{ref,pre out}}{(h_G - h_L)^2} \cdot i_{h_G}\right)^2} \quad (6.10)$$

dove:

- i_{h_L} è l'incertezza dell'entalpia del liquido saturo determinato da REFPROP 10, pari all'1%
- i_{h_G} è l'incertezza dell'entalpia del vapore saturo determinato da REFPROP 10, pari all'1%

Il flusso termico scambiato alla sezione è calcolabile come:

$$q_{sez} = \dot{m}_{w,sez} \cdot c_W \cdot \Delta T_{w,sez} \quad (6.11)$$

quindi con la formula di Kline-McClintock si può trovare che la sua incertezza è pari a:

$$i_{q_{sez}} = \sqrt{(c_W \cdot \Delta T_w \cdot i_{m_w})^2 + (\dot{m}_{w,sez} \cdot \Delta T_w \cdot i_{c_w})^2 + (\dot{m}_{w,sez} \cdot c_W \cdot i_{\Delta T_w})^2} \quad (6.12)$$

dove:

- i_{m_w} è l'incertezza sulla portata di acqua nella sezione sperimentale, che è pari al 0.5% del valore di lettura
- i_{c_w} è l'incertezza del calore specifico dell'acqua determinato da REFPROP 10, pari all'1%
- $i_{\Delta T_w}$ è l'incertezza della variazione di temperatura dell'acqua alla sezione e come visto in precedenza è pari a 0.07 °C

La variazione del titolo dell'R513A durante la condensazione nella sezione si trova con:

$$\Delta_x = \frac{q_{sez}}{\dot{m}_{ref} \cdot r} \quad (6.13)$$

e quindi l'incertezza sulla variazione del titolo di vapore è:

$$i_{\Delta_x} = \sqrt{\left(\frac{i_{q_{sez}}}{\dot{m}_{ref} \cdot r}\right)^2 + \left(\frac{q_{sez}}{r \cdot \dot{m}_{ref}^2} \cdot i_{m_{ref}}\right)^2 + \left(\frac{q_{sez}}{\dot{m}_{ref} \cdot r^2} \cdot i_r\right)^2} \quad (6.14)$$

con:

- i_r è l'incertezza del calore latente dell'R513A alla temperatura di saturazione

Il calore latente è la differenza fra l'entalpia del vapore saturo e l'entalpia del liquido saturo alla stessa pressione di saturazione:

$$r = h_G - h_L \quad (6.15)$$

Misurata la pressione media a cui avviene la condensazione del refrigerante è possibile trovare l'entalpia del liquido saturo e del vapore saturo tramite REFPROP 10 e di conseguenza quest'ultime sono caratterizzate da un'incertezza pari all'1%, coerentemente a quanto è stato fatto fino a questo momento. Quindi l'incertezza del calore latente è pari ad:

$$i_r = \sqrt{i_{h_L}^2 + i_{h_G}^2} \quad (6.16)$$

Nota la variazione di titolo del refrigerante nella sezione sperimentale e il suo titolo all'ingresso è possibile ovviamente calcolare il titolo di vapore all'uscita della stessa e di conseguenza è noto anche il titolo medio durante la condensazione:

$$\bar{x}_{sez} = \frac{x_{sez,in} + x_{sez,out}}{2} \quad (6.17)$$

quindi l'incertezza sul titolo medio è pari a:

$$i_{\bar{x}_{sez}} = \sqrt{(0.5 \cdot i_{x_{sez,in}})^2 + (0.5 \cdot i_{x_{sez,out}})^2} \quad (6.18)$$

con:

- $i_{x_{sez,in}}$ valutata con la formula (6.10)
- $i_{x_{sez,out}} = \sqrt{(i_{x_{sez,in}})^2 + (i_{\Delta x})^2}$ è l'incertezza del titolo di vapore all'uscita della sezione

Per calcolare il coefficiente di scambio termico è necessario conoscere la temperatura di saturazione del refrigerante che è determinata con REFPROP 10 a partire dalla pressione di saturazione dello stesso, la quale è misurata con una incertezza pari a ± 1950 Pa. Di conseguenza si è valutato in REFPROP 10 quanto cambia la temperatura di saturazione se la pressione di saturazione aumenta o diminuisce di un valore pari a 1950 Pa. Facendo ciò si è appurato che, considerando una pressione di saturazione media fra i 40 °C e i 30 °C, l'incertezza sulla temperatura di saturazione è pari a ± 0.09 °C.

Il coefficiente di scambio termico si calcola come:

$$\alpha_{ref} = \frac{q_{sez}}{A_i \cdot (\Delta T)} \quad (6.19)$$

con $\Delta T = \bar{t}_{ref,sez} - \bar{t}_{par}$, pari alla differenza fra la temperatura media di saturazione del refrigerante e la temperatura media di parete, data dalla media delle temperature rivelate dalle termocoppie di parete. L'incertezza di questa differenza di temperatura è pari a:

$$i_{\Delta T} = \sqrt{(i_{\bar{t}_{ref,sez}})^2 + (i_{\bar{t}_{par}})^2} \quad (6.20)$$

dove:

- $i_{\bar{t}_{ref,sez}}$ è l'incertezza della temperatura media del refrigerante, pari a 0.09 °C come appena visto
- $i_{\bar{t}_{par}}$ è l'incertezza della temperatura media di parete, che è uguale a 0.05 °C

e quindi l'incertezza del coefficiente di scambio termico calcolato con la formula di Kline-McClintock è pari a:

$$i_{\alpha} = \sqrt{\left(\frac{i_{q_{sez}}}{A \cdot \Delta T}\right)^2 + \left(\frac{q_{sez}}{A^2 \cdot \Delta T} \cdot i_A\right)^2 + \left(\frac{q_{sez}}{A \cdot \Delta T^2} \cdot i_{\Delta T}\right)^2} \quad (6.21)$$

dove i_A è l'incertezza dell'area di scambio che come è già stato detto è pari all'1%.

Attraverso questa procedura è quindi possibile calcolare l'incertezza del titolo medio di vapore e del coefficiente di scambio termico: tali risultati sono mostrati nella Tabella 4 e nella Tabella 5.

	$i_{\bar{x}_{sez}}$ MEDIO	$i_{\bar{x}_{sez}}$ MASSIMO	$i_{\bar{x}_{sez}}$ MINIMO
TUBO LISCIO 30°C	0.029	0.041	0.025
TUBO LISCIO 40 °C	0.032	0.044	0.026
TUBO MICROALETTATO 30 °C	0.031	0.044	0.024
TUBO MICROALETTATO 40 °C	0.033	0.068	0.026

Tabella 4: Incertezze sul titolo medio durante la condensazione dell'R513A nei due diversi tubi e nelle due temperature di saturazione

	i_{α} [%] MEDIO	i_{α} [%] MASSIMO	i_{α} [%] MINIMO
TUBO LISCIO 30°C	3.8	6.6	2.3
TUBO LISCIO 40 °C	3.7	8.6	2.2
TUBO MICROALETTATO 30 °C	3.6	6.2	2.8
TUBO MICROALETTATO 40 °C	4.2	9.0	2.6

Tabella 5: Incertezze sul coefficiente di scambio termico durante la condensazione dell'R513A nei due diversi tubi e nelle due temperature di saturazione

CAPITOLO 7

RISULTATI SPERIMENTALI

Si riportano di seguito i risultati sperimentali ottenuti con il tubo microalettato e il tubo liscio seguendo la procedura già descritta nel Capitolo 4 (equazioni da (4.2) a (4.12)) in termini di coefficiente di scambio termico e caduta di pressione per attrito. Si ricorda che le prove sono state condotte con una temperatura di saturazione di 30 °C e una temperatura di saturazione di 40 °C. Inizialmente saranno presentati i risultati per il tubo microalettato alle due diverse temperature mentre in seguito verranno descritti quelli relativi al tubo liscio. Alla fine si confronteranno i coefficienti di scambio termico ottenuti per il tubo liscio e il tubo microalettato nelle varie condizioni che hanno caratterizzato le prove.

7.1 TUBO MICROALETTATO

TEMPERATURA DI SATURAZIONE DI 30 °C

Nei capitoli precedenti si è già visto che per la condensazione di un refrigerante all'interno di un tubo liscio è possibile individuare due regimi di deflusso seguendo quanto detto da Cavallini et al. [14]: uno stratificato in cui lo scambio termico è dipendente dal ΔT , differenza fra la temperatura di parete e la temperatura del refrigerante, e uno anulare in cui lo scambio termico è indipendente da questo ΔT . Questi due regimi possono essere individuati nella mappa adimensionale di Cavallini et al. [14] che vale solo in caso di condensazione in tubo liscio. Se invece il refrigerante condensa in un tubo microalettato ci si deve avvalere della mappa di Doretti et al. [20] in cui la linea di transizione fra la zona anulare e la zona stratificata è traslata in basso rispetto a quella del tubo liscio ed è determinata dalla formula:

$$J_G^* = 0.6 \cdot \left(\left(\frac{7.5}{4.3 \cdot X_{tt}^{1.111} + 1} \right)^{-3} + 2.5^{-3} \right)^{-0.3333} \quad (7.1)$$

Il confronto fra la linea di transizione del tubo liscio e quella del tubo microalettato è già stata mostrata nella Figura 26 in cui è possibile vedere come passando da un tubo liscio ad uno microalettato il moto anulare è favorito e ciò è dovuto alla turbolenza e alle forze centrifughe che sono indotte dall'azione delle alette, che tendono a rendere dominanti le forze tangenziali rispetto a quelle gravitazionali.

In Figura 28 si riportano i regimi di deflusso incontrati durante la condensazione dell'R513A nel tubo microalettato ad una temperatura di 30 °C nella mappa di Doretti et al. [20]. Da questi è possibile notare come in tutte le condizioni di portata e di titolo il fluido sia sostanzialmente in regime anulare, e ciò è dovuto in gran parte al piccolo diametro del tubo e alla alettatura che come detto in precedenza favoriscono questo tipo di moto.

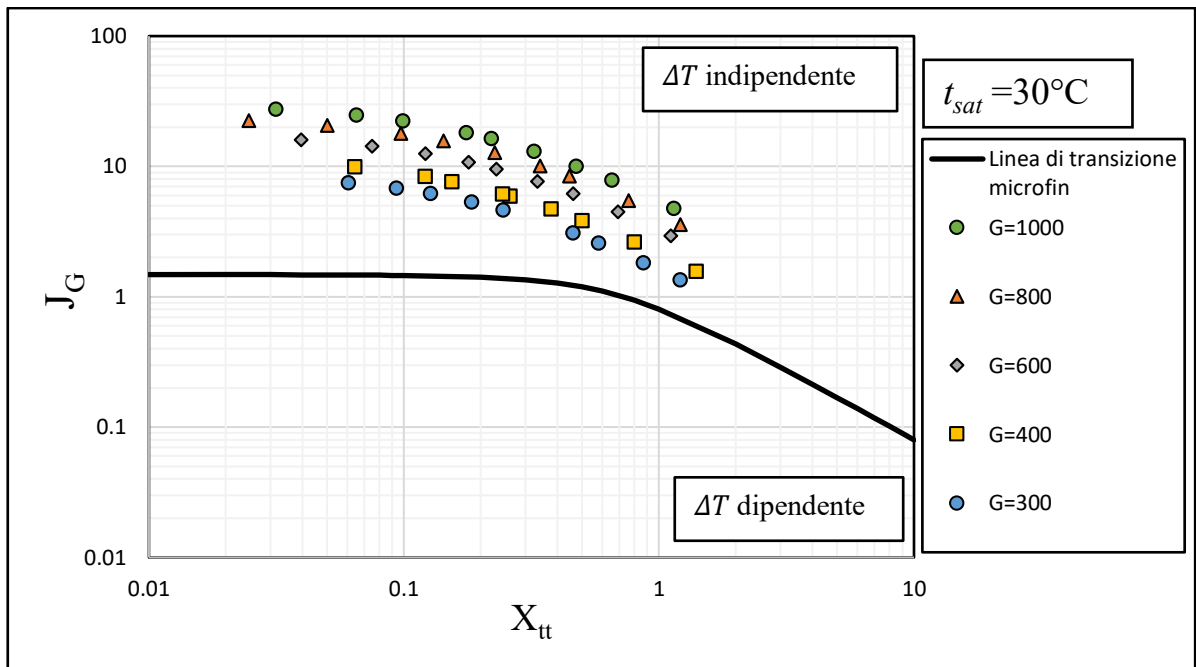


Figura 28: Regimi di deflusso per la condensazione dell'R513A in un tubo microaletato ad una temperatura di saturazione di 30 °C nella mappa di Doretti et al. [20]

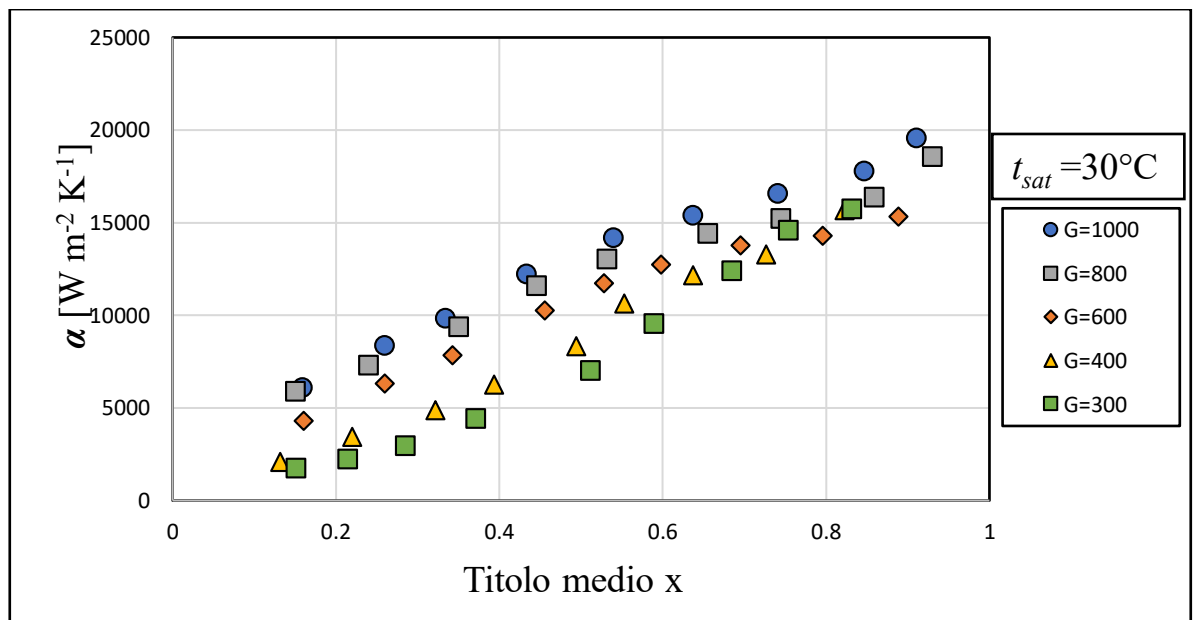


Figura 29: Coefficiente di scambio termico dell'R513A in condensazione in un tubo microaletato ad una temperatura di saturazione di 30 °C

Dalla Figura 29 è possibile osservare l'andamento del coefficiente di scambio termico durante la condensazione dell'R513A al variare del titolo con una temperatura di saturazione di 30 °C. Fissato il titolo è possibile osservare che se la portata specifica G aumenta, anche il coefficiente di scambio termico α aumenterà: all'aumentare di G infatti la velocità del fluido tenderà ad aumentare e di conseguenza lo sforzo tangenziale fra la fase liquida e vapore sarà incrementato promuovendo così la turbolenza e la velocità del film di liquido. Inoltre se la velocità del vapore

aumenta il film di liquido tenderà ad assottigliarsi perché parte di quest'ultimo verrà strappata via dal vapore stesso e ciò determinerà un maggior coefficiente di scambio termico. Infatti è noto che durante la condensazione la resistenza termica è concentrata nel film di liquido e di conseguenza minimizzare lo spessore di quest'ultimo consente di diminuire che la resistenza termica ad esso associato promuovendo in questo modo elevati coefficienti di scambio termico.

Inoltre fissata una certa portata specifica G all'aumentare del titolo il coefficiente di scambio termico aumenta: infatti maggiore è il titolo minore sarà lo spessore del film di liquido e quindi minore sarà la resistenza termica associata allo stesso, oltre al fatto che la velocità media del refrigerante aumenta all'aumentare del titolo e di conseguenza la parte convettiva dello scambio termico sarà incrementata.

Infine si può notare come ad alti titoli e alte portate si ha che la pendenza del coefficiente di scambio termico tende a diminuire e infatti quest'ultimo assume valori simili a quelli presenti per portate specifiche più basse. Per poter spiegare ciò si possono considerare fondamentalmente due ragioni:

- Ad alte portate si ha che il fluido scorre così velocemente che non riesce a seguire l'angolo di elica dell'alettatura determinando in questo modo un degrado del coefficiente di scambio termico
- Ad alte portate e alti titoli la scanalatura fra le varie alette è riempita di liquido e ciò determina un peggioramento del flusso termico

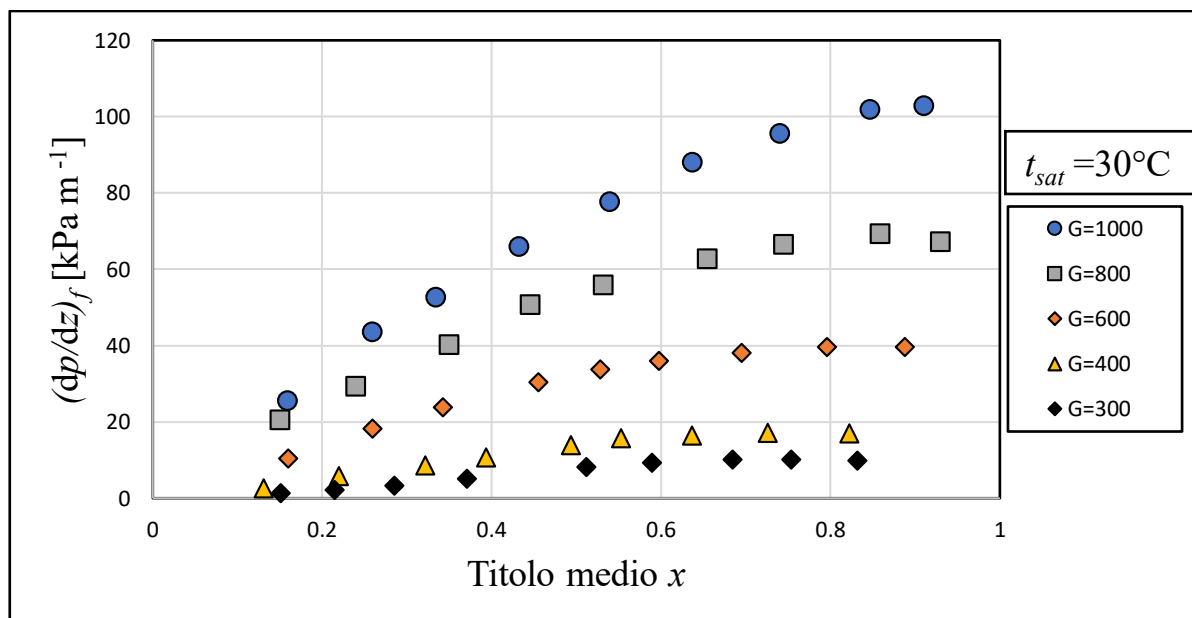


Figura 30: Gradiente di pressione per attrito dell'R513A durante la condensazione in un tubo microalettato ad una temperatura di saturazione di 30 °C e

In Figura 30 sono invece presentati i gradienti di pressione per attrito sperimentali al variare del titolo e delle portate specifiche ad una temperatura di saturazione di 30 °C. E' possibile notare come, fissato un titolo, all'aumentare della portata specifica G il gradiente di pressione aumenti e ciò è facilmente spiegabile pensando al fatto che all'aumentare di G la velocità media del fluido aumenta e di conseguenza anche le perdite di carico per attrito.

Inoltre, fissato G , all'aumentare del titolo il gradiente di pressione aumenta: all'aumentare del titolo infatti la densità media della miscela bifase diminuisce e di conseguenza la sua velocità

aumenta promuovendo in questo modo valori maggiori delle perdite di carico. In realtà ciò è vero fino ad un titolo pari a circa 0.9, punto in cui le perdite di carico sono massimizzate, mentre successivamente c'è un leggero decremento di quest'ultime. Ciò è stato spiegato da Cavallini et al. [16]: ad alti titoli si ha che il regime è tendenzialmente anulare e di conseguenza è dominato dalla forza tangenziale fra il vapore e il film di liquido che, come detto in precedenza, tende a diminuire lo spessore di quest'ultimo strappandone una parte che verrà poi trasportata sotto forma di gocce nel vapore stesso (*entrainment*). Ciò determina quindi un aumento della densità media della fase di vapore e quindi una diminuzione della sua velocità che implica anche una diminuzione delle perdite di carico stesse.

Infine man mano che il titolo aumenta l'influenza della portata specifica sul valore del gradiente di pressione tende ad aumentare, di conseguenza si ha che a alti titoli la differenza fra i gradienti di pressioni a diverse portate è molto più elevata di quella che si registra a bassi titoli.

TEMPERATURA DI SATURAZIONE DI 40 °C

In maniera analoga a quanto fatto per la temperatura di saturazione di 30 °C, si presentano ora i risultati delle prove in condensazione svolte ad una temperatura di saturazione di 40 °C.

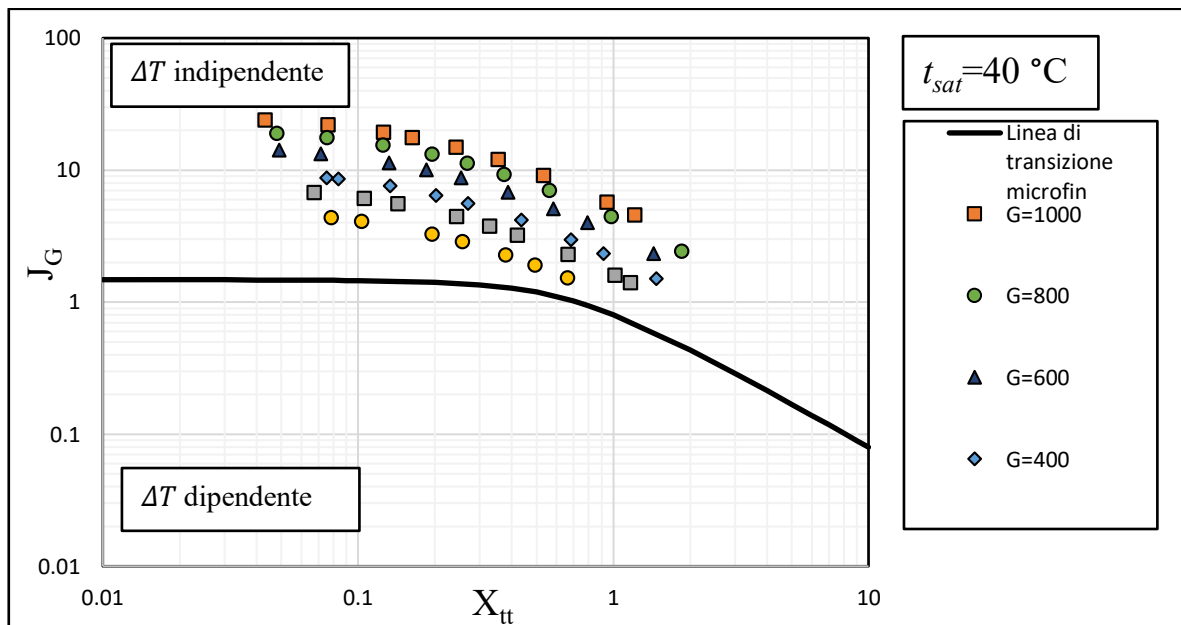


Figura 31: Regimi di deflusso per la condensazione dell'R513A in un tubo microaletato ad una temperatura di saturazione di 40 °C nella mappa di Doretti et al. [20]

Nella Figura 31 sono mostrati i regimi di deflusso che si sono incontrati durante la condensazione dell'R513A nel tubo microaletato ad una temperatura di saturazione di 40 °C. In modo simile a quanto visto nel caso della temperatura di saturazione di 30 °C il refrigerante si muove in moto anulare in tutte le condizioni, pure a bassi titoli e basse portate: infatti si può notare che pure a $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ il fluido si trova completamente sopra la linea di transizione. Come si vedrà in seguito ciò non avviene nel caso della condensazione dell'R513A nel tubo liscio di diametro interno di 2.5 mm (Figura 38) poiché in quest'ultimo a $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ il refrigerante a bassi titoli si trova sotto la linea di transizione e quindi il

regime di deflusso è stratificato. Si vede quindi che grazie all'azione delle alette si promuove il moto anulare all'interno del tubo, come detto in precedenza.

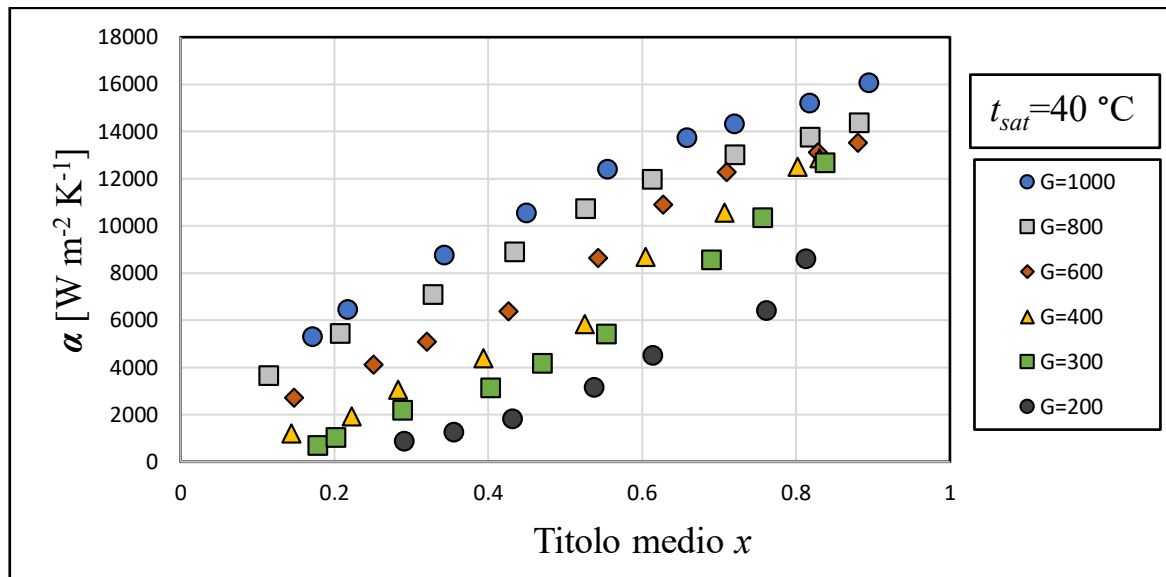


Figura 32: Coefficiente di scambio termico dell'R513A in condensazione in tubo microaletato ad una temperatura di saturazione di 40 °C a diverse portate specifiche

Considerando la Figura 32 è possibile fare dei ragionamenti analoghi a quelli già espressi per i risultati ad una temperatura di saturazione di 30 °C con riferimento alla Figura 29: infatti ancora si ha che all'aumentare della portata specifica G il coefficiente di scambio aumenta poiché la velocità del refrigerante aumenta e di conseguenza è promossa la parte convettiva dello scambio termico. Allo stesso modo se la velocità aumenta lo sforzo tangenziale sul film di liquido è incrementato determinando una riduzione dello spessore dello stesso e una maggior turbolenza che incrementano il coefficiente di scambio stesso.

All'aumentare del titolo invece il coefficiente di scambio termico aumenta poiché lo spessore del film di liquido diminuisce, riducendo in questo modo la resistenza termica ad esso associato, oltre al fatto che come si è già detto aumentando il titolo di vapore anche la velocità media del refrigerante aumenta e così la parte convettiva dello scambio termico è promossa.

In Figura 33 invece è presentato il gradiente di pressione per attrito ottenuto dalle prove in condensazione al variare del titolo del refrigerante: all'aumentare della portata si manifesta una maggior perdita di carico poiché la velocità media del fluido aumenta e tale effetto è più evidente ad alti titoli. In modo analogo all'aumentare del titolo la densità media dell'R513A diminuisce, di conseguenza la sua velocità aumenta e così anche le perdite di carico. Inoltre è possibile evidenziare ancora una volta la presenza di un massimo nell'andamento del gradiente di pressione, ad un titolo circa pari a 0.9 (questo valore comunque dipende dalla portata specifica), a causa dell'*entrainment*, il quale come è già stato detto consiste nel fatto che una porzione del film di liquido venga strappata dallo sforzo tangenziale esercitato dal vapore e continui a viaggiare sotto forma di gocce all'interno della fase a vapore. Di conseguenza la densità media di quest'ultima aumenterà determinando una diminuzione della velocità e quindi una diminuzione delle perdite di carico.

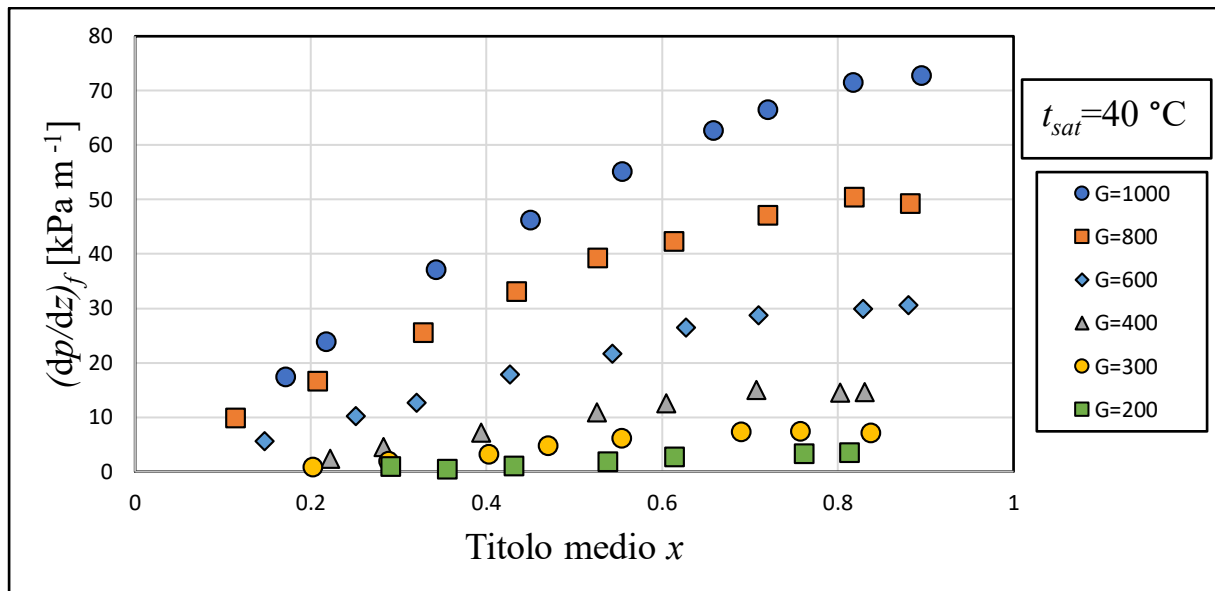


Figura 33: Gradiente di pressione per attrito dell'R513A durante la condensazione in tubo microaletato ad una temperatura di saturazione di 40 °C a diverse portate specifiche

CONFRONTO FRA LA TEMPERATURA DI 30 °C E 40 °C

Di seguito si confrontano i coefficienti di scambio termico e i gradienti di pressione per attrito che si sono realizzati durante la condensazione dell'R513A nel tubo microaletato di diametro ad apice aletta pari a 2.4 mm.

In Figura 34 sono presentati i coefficienti di scambio termico ottenuti durante le prove ad una temperatura di saturazione di 30 °C e ad una di 40 °C per la portata specifica di 800 kg m⁻² s⁻¹ e 400 kg m⁻² s⁻¹. E' possibile notare come passando da 40 °C a 30 °C, ossia diminuendo la temperatura di saturazione, si realizza un aumento del coefficiente di scambio termico: ciò avviene perché ad una temperatura di saturazione minore la densità media della fase vapore dell'R513A è minore (vedi Tabella 6) e di conseguenza la sua velocità maggiore determinando un maggior coefficiente di scambio termico. A tal proposito è interessante notare come ad alti titoli il fluido con $G = 400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ad una temperatura di 30 °C è caratterizzato da uno scambio termico maggiore rispetto a quello che si registra con $G = 800 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ a 40 °C, proprio per i motivi suddetti.

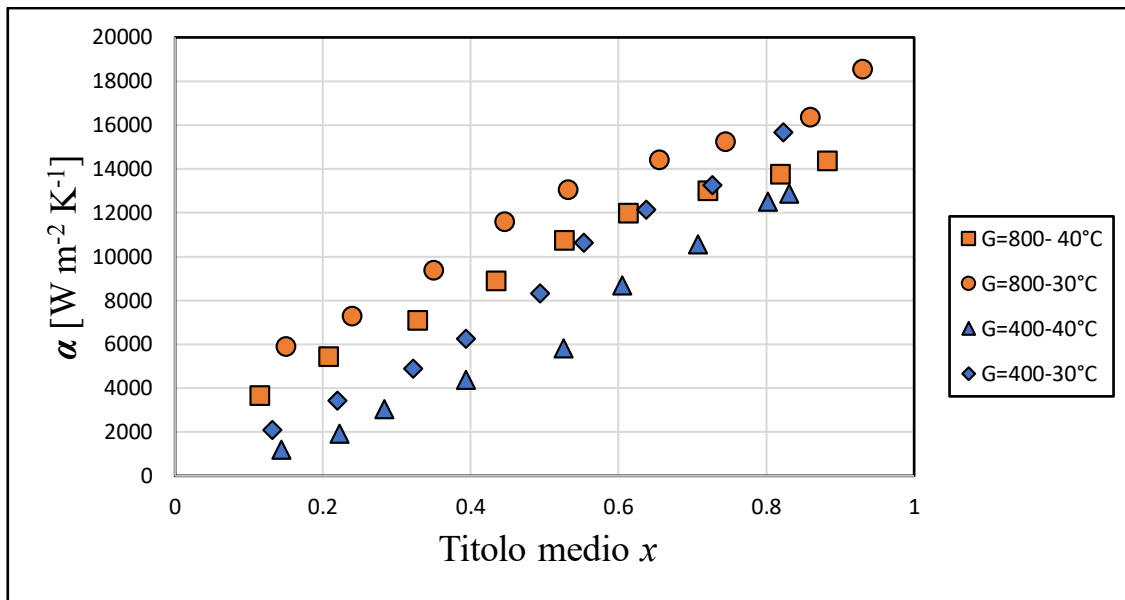


Figura 34: Coefficiente di scambio termico dell'R513A in condensazione in tubo microalettato alla temperatura di saturazione di 30 °C e di 40 °C

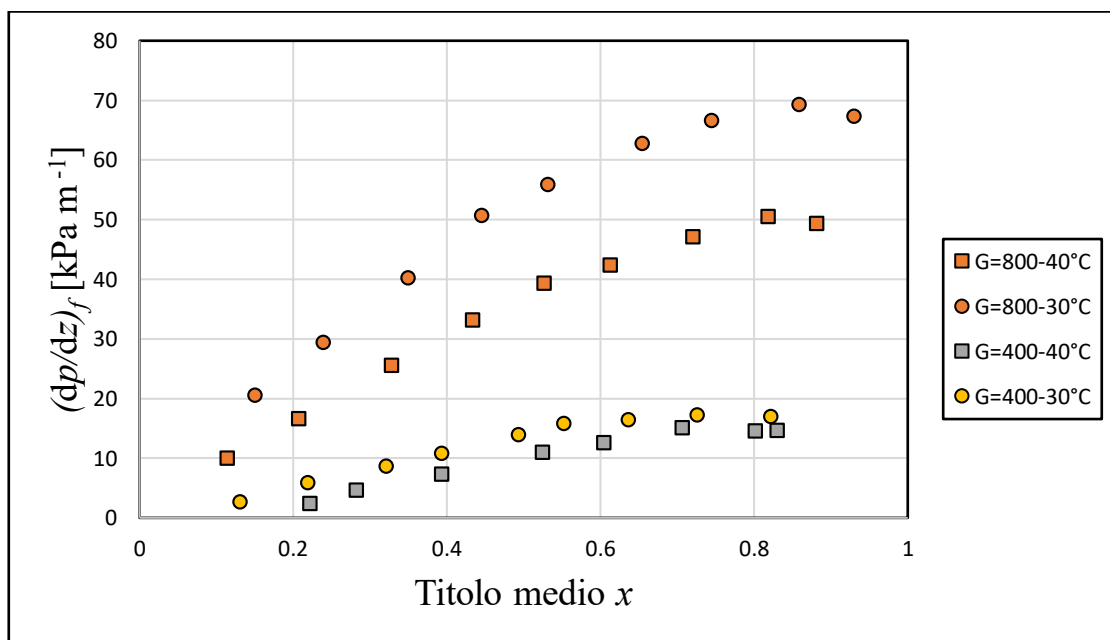


Figura 35: Gradiente di pressione per attrito dell'R513A in condensazione in tubo microalettato alla temperatura di saturazione di 30 °C e 40 °C

Analogamente a quanto fatto con il coefficiente di scambio termico è possibile confrontare i gradienti di pressione per attrito che si ottengono durante la condensazione dell'R513A in tubo microalettato a diverse temperature di saturazione (Figura 35). Si può notare che al diminuire della temperatura di saturazione, passando da 40 °C a 30 °C, il gradiente di pressione aumenta: se infatti la temperatura di saturazione diminuisce si ha che, come detto in precedenza, anche la densità media del refrigerante diminuisce e ciò determina un aumento della velocità media

del fluido la cui conseguenza non è unicamente un aumento del coefficiente di scambio termico, come visto prima, ma anche un aumento delle perdite di carico per attrito.

In conclusione la diminuzione della temperatura di saturazione determina:

- Un aumento del coefficiente di scambio termico
- Un aumento delle perdite di carico

Le proprietà dell'R513A alle due diverse temperature di 30 °C e 40 °C sono riassunte nella Tabella 6 dove è possibile notare che passando da una temperatura di 30 °C ad una di 40 °C la densità della fase a vapore aumenta del 32.6% determinando in questo modo una minore velocità di quest'ultima che è la causa delle minori perdite di carico e minori coefficienti di scambio termico.

Temperatura [°C]	30	40
Pressione [bar]	8.21	10.72
Densità della fase liquida [kg m ⁻³]	1114.8	1073.7
Densità della fase vapore [kg m ⁻³]	43.5	57.7
Conducibilità termica della fase liquida [mW m ⁻¹ K ⁻¹]	68.1	64.6
Conducibilità termica della fase vapore [mW m ⁻¹ K ⁻¹]	14.5	15.6
Viscosità della fase liquida [μPa s]	156.1	137.51
Viscosità della fase vapore [μPa s]	11.8	12.3

Tabella 6: Proprietà dell'R513A alle temperature di saturazione di 30 °C e 40 °C

7.2 TUBO LISCIO

TEMPERATURA DI SATURAZIONE DI 30 °C

Si è già detto nei capitoli precedenti che per la condensazione di un refrigerante all'interno di un tubo si possono individuare fondamentalmente due regimi di deflusso: il primo è stratificato e in questo caso il coefficiente di scambio termico è dipendente dal ΔT fra la temperatura di saturazione e la temperatura di parete mentre il secondo è anulare ed è caratterizzato dal fatto che il suo coefficiente di scambio termico è indipendente dal suddetto ΔT . Cavallini et al. [14] ha individuato questi due regimi di deflusso nella mappa di Figura 27 in funzione della velocità adimensionale del gas J_G e del parametro di Martinelli X_{tt} e li ha separati attraverso la curva di transizione J_G^T la cui equazione nel caso di tubo liscio e refrigerante tradizionale è:

$$J_G^T = \left(\left(\frac{7.5}{4.3 \cdot X_{tt}^{1.111} + 1} \right)^{-3} + 2.6^{-3} \right)^{-\frac{1}{3}} \quad (6.1)$$

Il tubo che è stato utilizzato per le prove in condensazione è caratterizzato da un diametro piccolo e per questo motivo è facile pensare che le forze tangenziali tenderanno ad essere preponderanti rispetto alle forze gravitazionali anche a bassi titoli e basse portate. In altre parole durante le prove è probabile che il refrigerante si muova in moto anulare e non stratificato. E' possibile avere conferma di ciò osservando la Figura 36 in cui si rappresentano i regimi di deflusso nella mappa di Cavallini et al. [14] che sono stati riscontrati durante le prove in condensazione a 30 °C nel tubo liscio. Si può notare come per tutti i titoli e per tutte le portate

il regime di deflusso che si viene a realizzare è di tipo anulare e il motivo è che, come è stato precedentemente detto, avendo dei diametri piccoli le forze tangenziali tenderanno ad essere preponderanti rispetto a quelle gravitazionali: solo per $G = 300 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ a bassi titoli si ha che il regime di deflusso si trova sulla linea di transizione, ma successivamente all'aumentare del titolo si entra pienamente nella regione a ΔT indipendente e il moto anulare diverrà preponderante. Più in generale è interessante porre l'attenzione sul fatto che, fissato il titolo del vapore, all'aumentare della portata specifica G il moto sarà più facilmente di tipo anulare poiché aumenterà la velocità del fluido e questo farà sì che il film di liquido venga distribuito lungo la parete del tubo in modo uniforme. Inoltre, fissata la portata specifica, si ha che all'aumentare del titolo il regime di deflusso sarà con maggior probabilità di tipo anulare grazie all'incremento della velocità determinato dalla diminuzione di densità, e ciò è confermato proprio dalla Figura 36 dove al diminuire del parametro di Martinelli X_{tt} , che coincide con l'aumento del titolo di vapore, si ha che le curve tendono a salire.

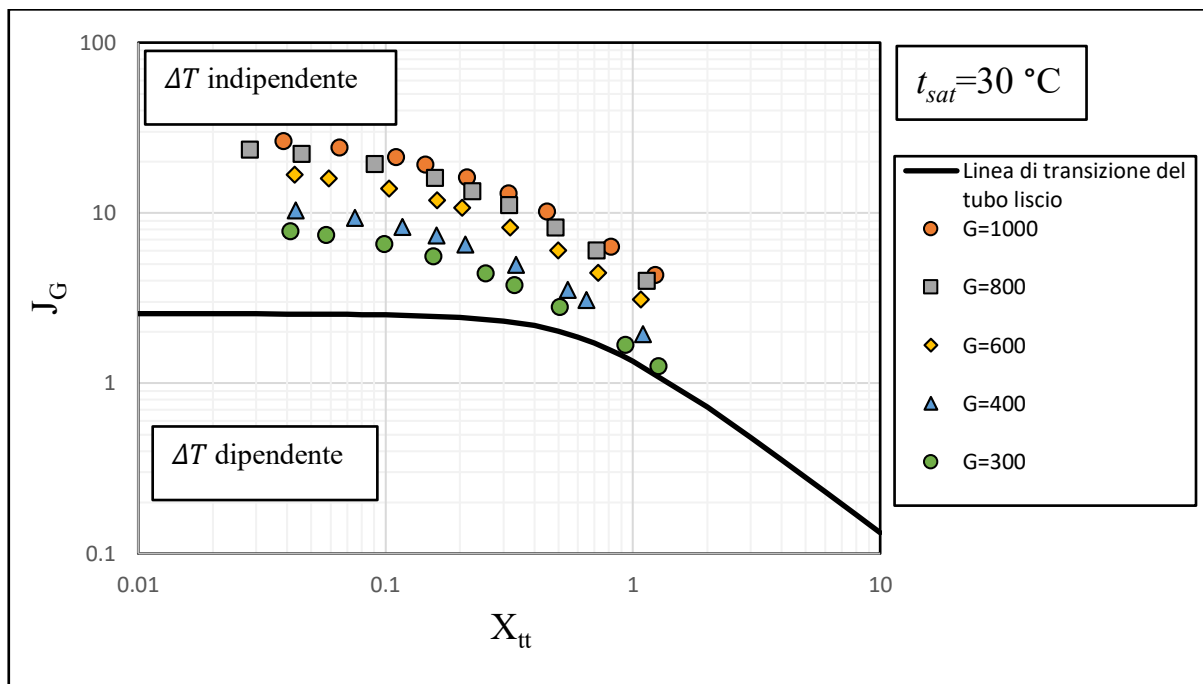


Figura 36: Mappa di Cavallini et al. [14] per la condensazione dell'R513A nel tubo liscio ad una temperatura di saturazione di 30 °C

Considerati i regimi di deflusso che si instaurano nel tubo liscio di diametro interno pari a 2.5 mm durante la condensazione dell'R513A, si vuole ora riportare l'andamento del coefficiente di scambio termico che si presenta durante questo stesso processo, in modo del tutto analogo a quanto già fatto con il tubo microaletato.

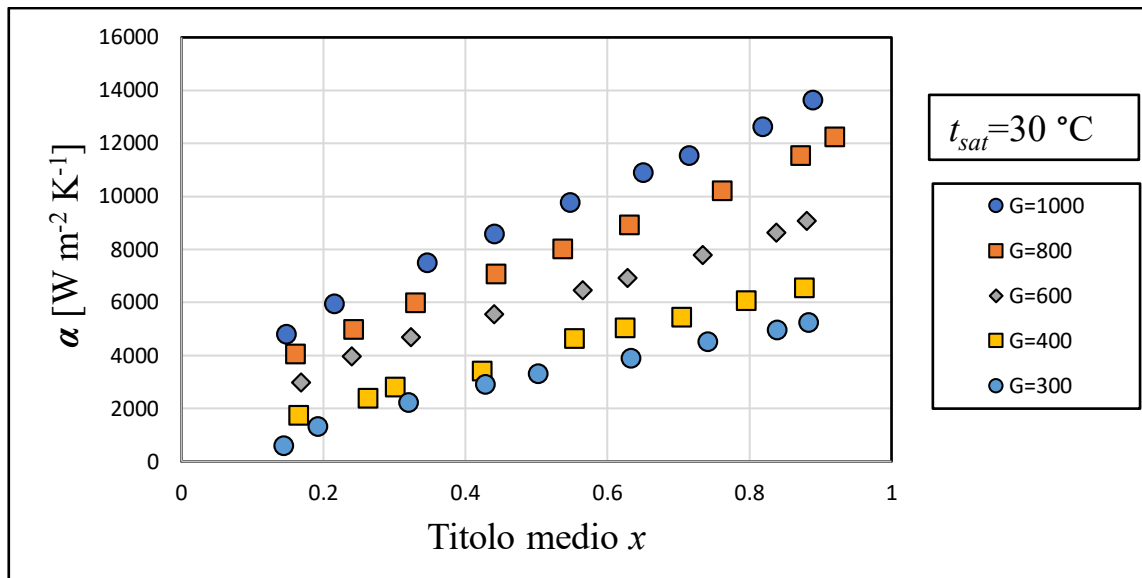


Figura 37: Coefficiente di scambio termico per la condensazione dell'R513A nel tubo liscio ad una temperatura di saturazione di 30 °C a diverse portate specifiche

In Figura 37 è presentato il coefficiente di scambio termico sperimentale ottenuto dalla condensazione dell'R513A nel tubo liscio di diametro interno di 2.5 mm ad una temperatura di saturazione di 30 °C per diverse portate specifiche G . Si può notare che l'andamento, in linea generale, è molto simile a quello registrato nel caso del tubo microalettato poiché, fissato un certo titolo, all'aumentare della portata si ha che il coefficiente di scambio termico tende ad aumentare. Il motivo per cui ciò avviene è già stato discusso nei capitoli precedenti e si basa sul fatto che con l'aumento di G la velocità del refrigerante aumenta determinando un aumento della parte convettiva dello scambio termico e della turbolenza del film di liquido la quale quindi tenderà a promuovere coefficienti di scambio più elevati. Inoltre in modo analogo, fissata una portata specifica, il coefficiente di scambio termico aumenta all'aumentare del titolo: infatti a titoli più elevati lo spessore del film di liquido è minore così come la resistenza termica ad esso associato e inoltre, poiché la velocità della fase a vapore sarà maggiore, lo sforzo tangenziale fra questa e il film di liquido sarà anch'esso incrementato determinando così una maggiore turbolenza del film di liquido stesso e un suo assottigliamento che, come detto in precedenza, promuoveranno lo scambio termico.

E' chiaro quindi che l'andamento del coefficiente di scambio termico in condensazione nel caso di tubo liscio è molto simile a quello che si registra col tubo microalettato. Tuttavia c'è una differenza sulla quale vale la pena porre l'attenzione: nel caso del tubo microalettato, come è già stato detto in precedenza, ad alti titoli e alte portate la pendenza del coefficiente di scambio tende a diminuire (Figura 29) mentre nel caso del tubo liscio tutte le varie curve, indipendentemente dalla loro portata specifica, tendono a mantenere la stessa pendenza e rimanere parallele al variare del titolo (Figura 37). Ciò può essere spiegato pensando che nel caso del tubo microalettato ad alti titoli il film di liquido tenda ad allagare la scanalatura fra le varie alette facendo sì che la resistenza termica aumenti e quindi il coefficiente di scambio ne risulti influenzato negativamente e ciò è maggiormente presente ad alte portate rispetto alle basse portate. Oltre a ciò, come si è già spiegato parlando del tubo microalettato, si ha che in quest'ultimo ad alte portate il film di liquido potrebbe non riuscire a seguire perfettamente l'angolo d'elica imposto dalla alettatura e ciò potrebbe determinare un deterioramento del coefficiente di scambio. Ovviamente questi due fenomeni nel tubo liscio non possono avvenire

e ciò spiegherebbe perché in quest'ultimo le pendenze dei coefficienti di scambio termico sarebbero maggiormente costanti al variare del titolo.

TEMPERATURA DI SATURAZIONE DI 40 °C

In modo analogo a quanto già fatto nel caso della temperatura di saturazione di 30 °C si vuole ora rappresentare i regimi di deflusso che si sono instaurati durante la condensazione dell'R513A nel tubo liscio con una temperatura di saturazione di 40 °C attraverso la già citata mappa di Cavallini et al. [14].

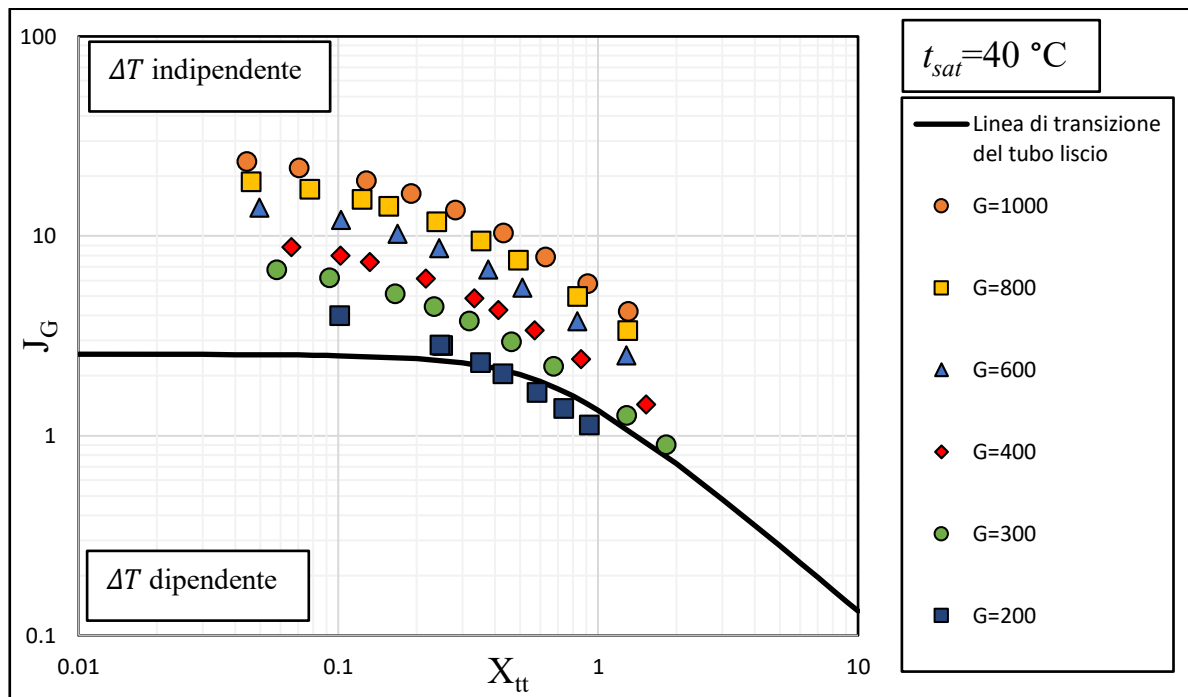


Figura 38: Mappa di Cavallini et al. [14] per il deflusso dell'R513A durante la condensazione a 40°C a diverse portate specifiche

Dalla Figura 38 si può notare che per tutte le portate eccetto che per $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ il regime di deflusso è completamente anulare e quindi il coefficiente di scambio termico è indipendente dal ΔT . Comunque è bene notare che già a $G = 300 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ a bassi titoli il moto tende ad avvicinarsi alle condizioni di moto stratificato.

Per quanto riguarda invece $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ si ha che a bassi titoli il refrigerante si trova nella zona della mappa a ΔT dipendente e quindi il regime di deflusso è di tipo stratificato mentre man mano che il titolo aumenta, e con esso quindi anche la velocità media dell'R513A, il fluido si sposta verso la zona della mappa a ΔT indipendente e quindi il regime di deflusso risultante sarà di tipo anulare.

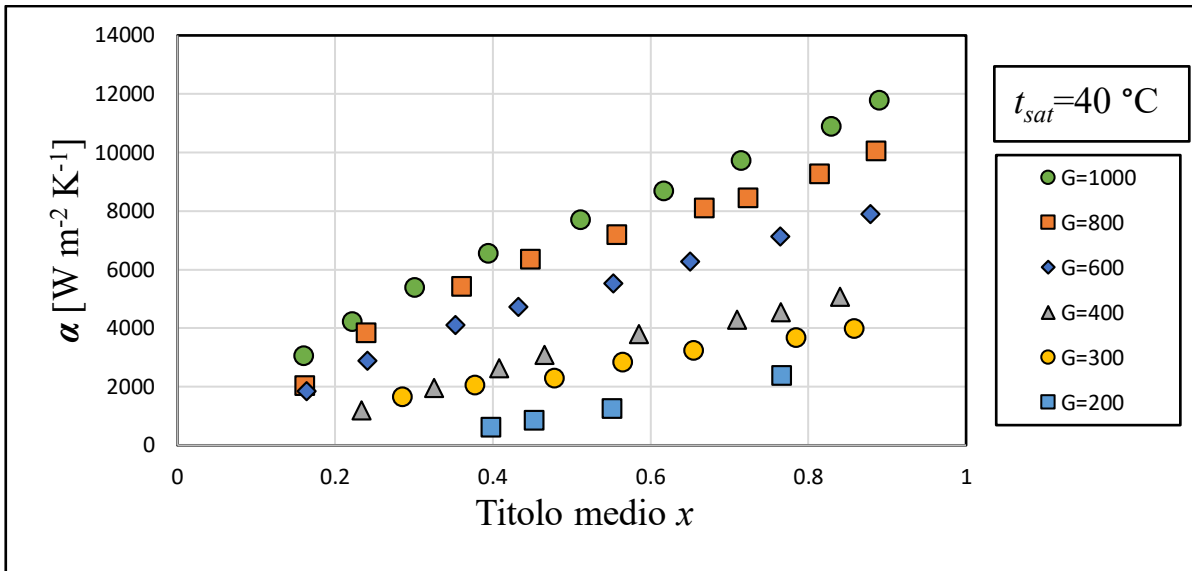


Figura 39: Coefficiente di scambio termico per la condensazione dell'R513A in tubo liscio ad una temperatura di saturazione di 40 °C

In Figura 39 sono riportati i valori del coefficiente di scambio per la condensazione dell'R513A in un tubo liscio ad una temperatura di saturazione di 40 °C: l'andamento è analogo a quello registrato per la temperatura di 30 °C che consiste in un aumento del coefficiente di scambio con l'aumento della portata specifica e del titolo di vapore, per le ragioni di cui si è già discusso in precedenza.

CONFRONTO FRA 30 °C E 40 °C

Di seguito si confrontano i coefficienti di scambio termico misurati sperimentalmente nel caso di condensazione in tubo liscio ad una temperatura di saturazione di 30 °C e ad una di 40 °C.

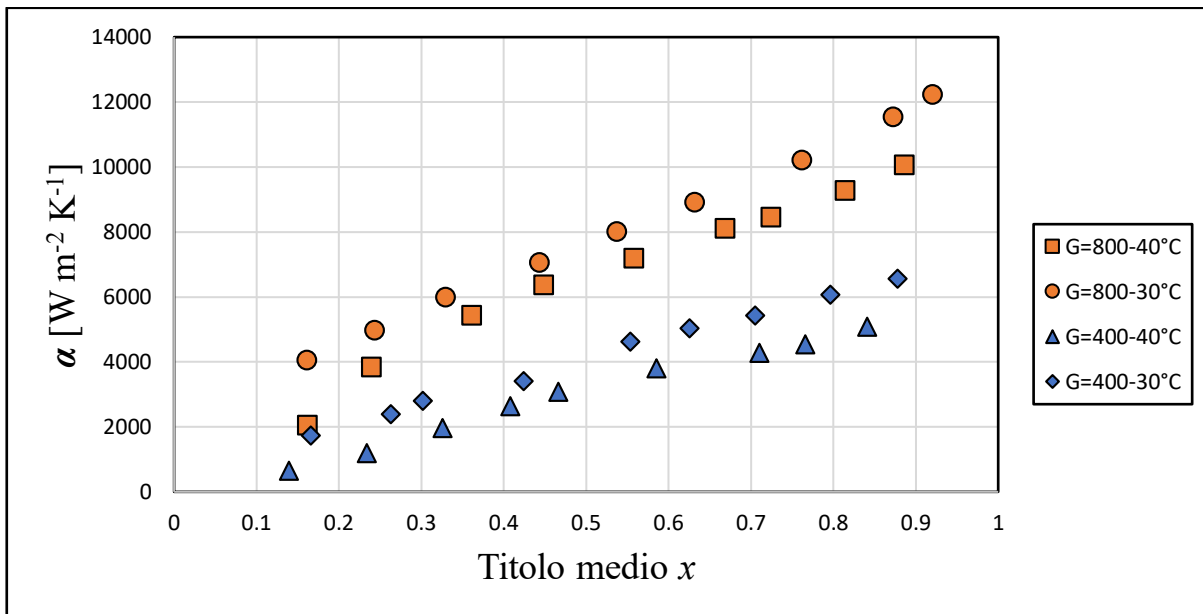


Figura 40: Coefficiente di scambio termico dell'R513A in condensazione in tubo liscio alla temperatura di saturazione di 30 °C e di 40°C

Dalla Figura 40 è possibile osservare che, in modo analogo a quanto già visto con il tubo microaletato, al diminuire della temperatura di saturazione il coefficiente di scambio termico

aumenta e ciò è facilmente spiegabile pensando che con la diminuzione della temperatura di saturazione anche la densità diminuisca, determinando in questo modo un aumento della velocità media del refrigerante e di conseguenza un aumento dello scambio termico stesso. Inoltre si è visto in precedenza che nel caso del tubo liscio le varie curve dei coefficienti di scambio termico non si avvicinano fra loro ad alti titoli, come invece avviene nel tubo microalettato, ma rimangono distanziate e ciò ha come conseguenza che il coefficiente di scambio termico a $G = 800 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$, a 40 °C , è maggiore di quello che si riscontra con $G = 400 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ a 30 °C anche ad alti titoli, diversamente da quanto avveniva col tubo microalettato.

7.3 CONFRONTO FRA TUBO LISCIO E MICROALETTATO

Di seguito si confrontano i coefficienti di scambio termico che si sono ottenuti per la condensazione dell'R513A ad una temperatura di saturazione di 30 °C e 40 °C nel tubo liscio e nel tubo microalettato. E' lecito aspettarsi che i coefficienti di scambio termico che si realizzano nel tubo microalettato siano più elevati rispetto a quelli che si riscontrano nel tubo liscio per due motivi:

- Nel tubo microalettato grazie alla presenza delle alette la superficie di scambio è incrementata
- La geometria delle alette promuove la turbolenza del film di liquido e il regime anulare

Ovviamente il raggiungimento di coefficienti di scambio termico più elevati nel tubo microalettato implica anche delle perdite di carico più elevate e infatti i costruttori cercano di realizzare tubi con superfici estese che massimizzino il coefficiente di scambio termico a fronte di un modesto aumento delle perdite di carico.

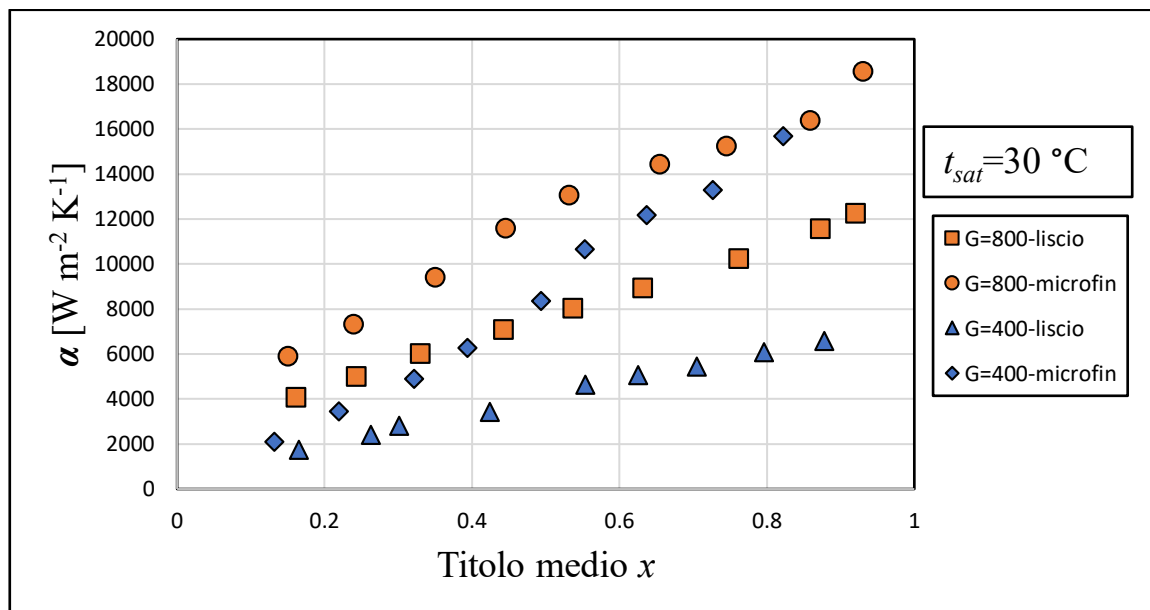


Figura 41: Confronto fra il coefficiente di scambio termico per la condensazione dell'R513A ad una temperatura di saturazione di 30 °C nel caso di tubo liscio e tubo microalettato

Osservando la Figura 41 si può confermare quanto detto in precedenza, ossia che passando da un tubo liscio ad un tubo microalettato il coefficiente di scambio termico aumenta per tutte le condizioni di portate e titoli per i due motivi suddetti. A tal proposito è possibile notare che per

titoli maggiori di 0.5 il coefficiente di scambio termico per il tubo microalettato a $G = 400 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ è maggiore di quello che si riscontra in un tubo liscio con $G = 800 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$, a conferma del fatto che il tubo microalettato garantisce aumenti importanti dello scambio termico. Inoltre è interessante soffermarsi sul fatto che i vantaggi che garantisce il tubo microalettato in termini di scambio termico sono più elevati a basse portate e alti titoli, e ciò può essere riscontrato già a livello qualitativo osservando la Figura 41: ciò può essere spiegato considerando quei due fenomeni di cui si è già parlato in precedenza:

- Ad alte portate il film di liquido potrebbe non riuscire più a seguire l'angolo d'elica della alettatura, diversamente da quanto avviene per le basse portate, e ciò determina un degrado del coefficiente di scambio termico che a bassi G non si manifesta.
- Ad alti titoli e alte portate il film di liquido tende ad annegare la scanalatura fra le alette influenzando in questo modo negativamente lo scambio termico.

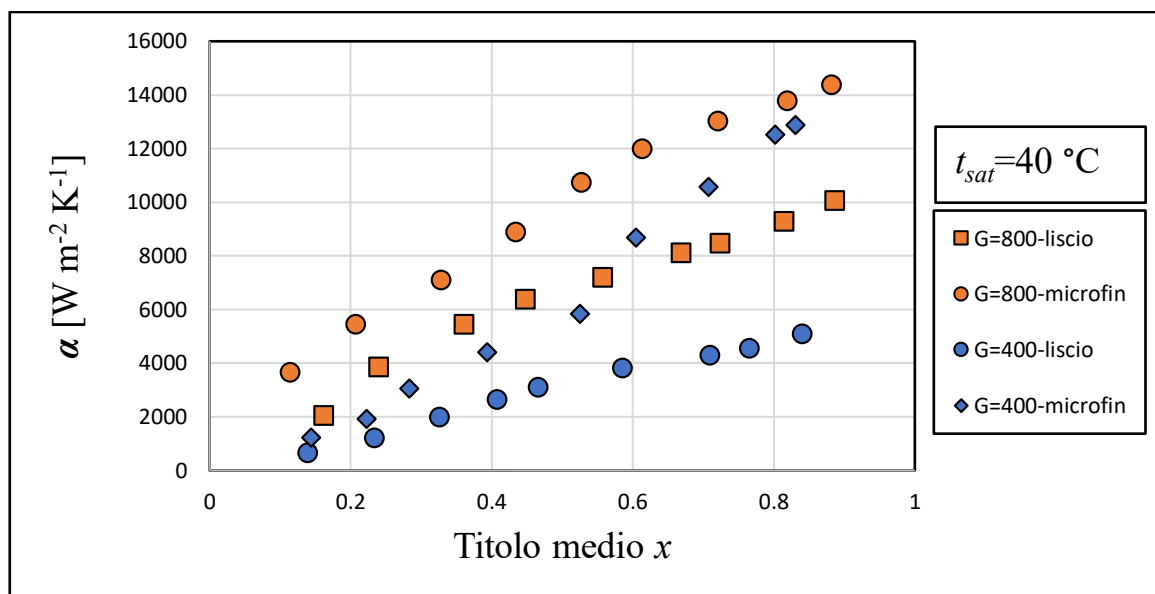


Figura 42: Confronto fra il coefficiente di scambio termico per la condensazione dell'R513A ad una temperatura di saturazione di $40 \text{ }^\circ\text{C}$ nel caso di tubo liscio e tubo microalettato

In Figura 42 si presenta il confronto fra i coefficienti di scambio termico che si ottengono nel tubo liscio e nel tubo alettato con una temperatura di saturazione di $40 \text{ }^\circ\text{C}$: l'andamento dei risultati è simile a quello che si riscontra ad una temperatura di $30 \text{ }^\circ\text{C}$ e di conseguenza valgono ancora le osservazioni fatte per la Figura 41.

Per definire il miglioramento che si ottiene sullo scambio termico passando da un tubo liscio ad un tubo microalettato è possibile definire l'*Enhancement factor* (EF) che è il rapporto fra il coefficiente di scambio termico fra un tubo microalettato e uno liscio di diametro interno pari a quello ad apice aletta del tubo microalettato operanti nelle stesse condizioni.

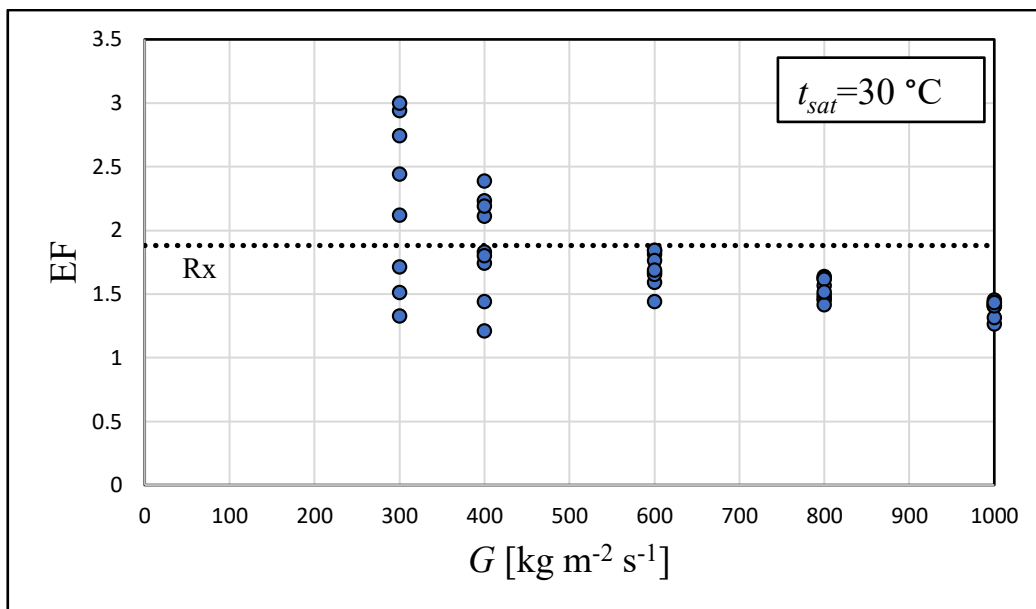


Figura 43: Rapporto fra il coefficiente di scambio termico del tubo microalettao rispetto a quello liscio per la condensazione dell'R513A ad una temperatura di saturazione di 30 °C al variare della portata specifica

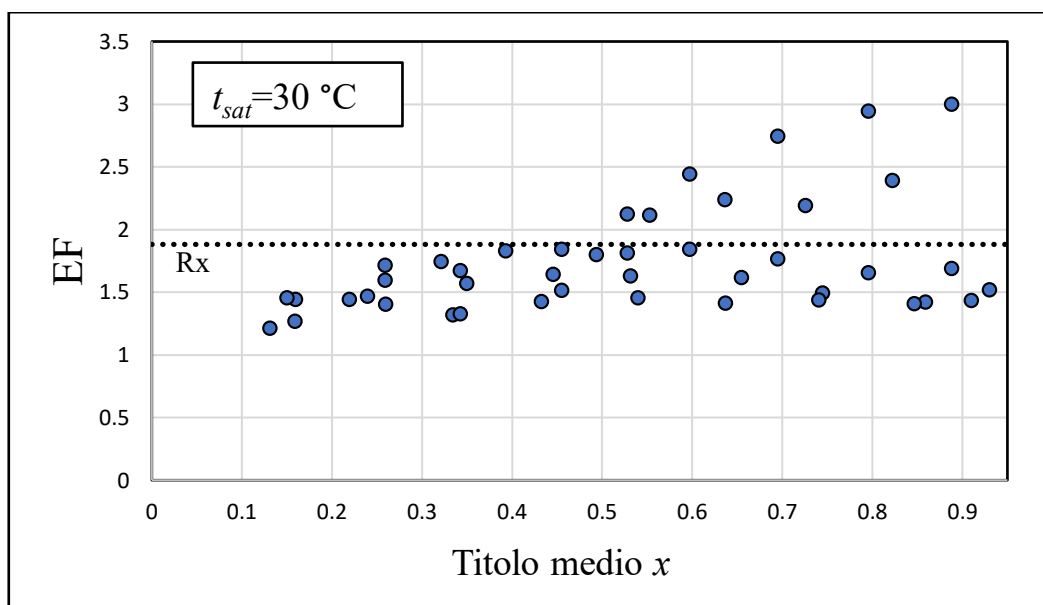


Figura 44: Rapporto fra il coefficiente di scambio termico del tubo microalettao rispetto a quello liscio per la condensazione dell'R513A ad una temperatura di saturazione di 30 °C al variare del titolo di vapore

Dalla Figura 43 e dalla Figura 44 si può trovare conferma di quanto detto in precedenza, ossia che i maggiori vantaggi nell'utilizzo del tubo microalettao si riscontrano a basse portate e alti titoli. In linea generale si può notare come tutti i punti ricadono sopra il valore limite di 1, il che significa che in tutte le condizioni operative il tubo microalettao garantisce dei migliori scambi termici rispetto a quelli che si riscontrano nel tubo liscio. Inoltre nelle due figure è rappresentata la retta Rx, che è il rapporto fra l'area interna del tubo microalettao e l'area interna del tubo liscio avente diametro pari a quello ad apice aletta nel tubo microalettao: si può notare che a basse portate e alti titoli EF è maggiore di Rx e ciò significa che in quelle condizioni operative i benefici che si possono ottenere dal tubo microalettao non derivano unicamente

dall'incremento dell'area a seguito della presenza delle alette, ma anche al fatto che quest'ultima promuove la turbolenza del film di liquido e il regime anulare che determina quindi scambi termici maggiori. In conclusione quindi si può dire che il coefficiente di scambio termico è maggiore col tubo microalettato rispetto a quello liscio in tutte le condizioni di portata e titolo ma i benefici maggiori si riscontrano a basse portate e alti titoli, dove quindi la convenienza ad utilizzare un tubo microalettato è maggiore.

Per completezza si riporta l'Enhancement Factor anche per le prove in condensazione ad una temperatura di saturazione di 40 °C nella Figura 45 e nella Figura 46, per le quali è possibile fare delle considerazioni simili a quelle già riportate per la temperatura di saturazione di 30 °C.

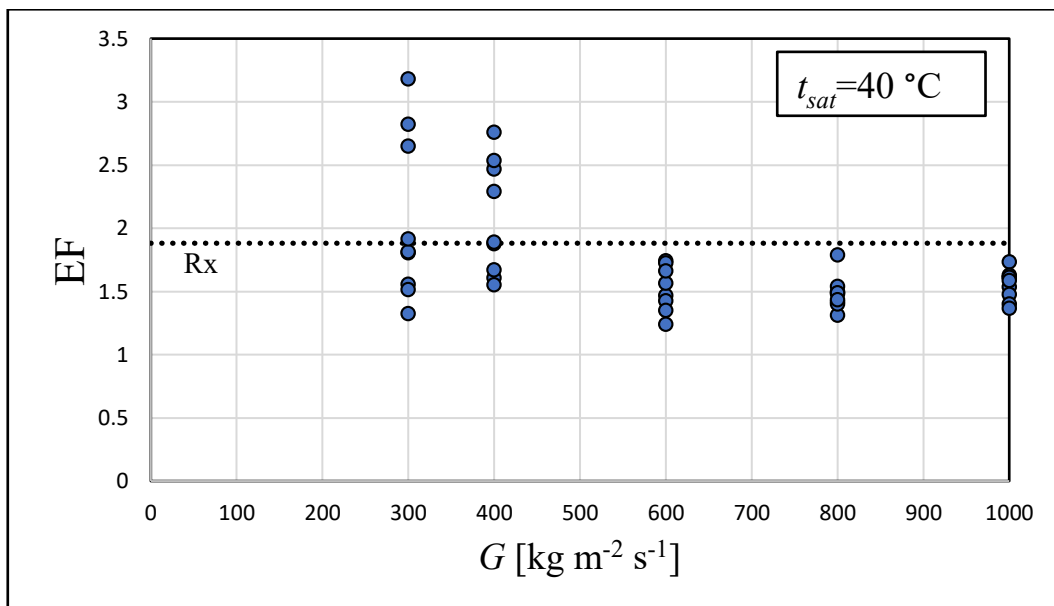


Figura 45: Rapporto fra il coefficiente di scambio termico del tubo microalettato rispetto a quello liscio per la condensazione dell'R513A ad una temperatura di saturazione di 40 °C al variare della portata specifica

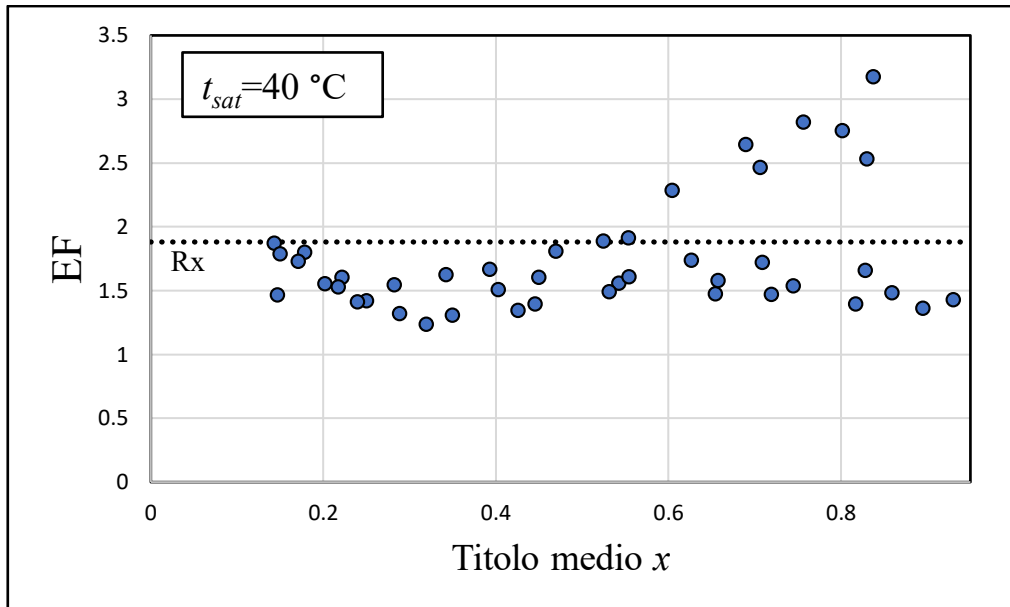


Figura 46: Rapporto fra il coefficiente di scambio termico del tubo microalettato rispetto a quello liscio per la condensazione dell'R513A ad una temperatura di saturazione di 40 °C al variare del titolo di vapore

Considerando tutte le prove sperimentali, sia quelle alla temperatura di saturazione di 30 °C, sia quelle alla temperatura di saturazione di 40 °C, il valore medio di EF è pari a 1.74.

CAPITOLO 8

CONFRONTO CON I MODELLI TEORICI

Finora sono stati presentati i risultati sperimentali ottenuti col tubo microalettato e col tubo liscio in termini di coefficiente di scambio termico e gradiente di pressione per attrito nel caso di condensazione dell'R513A ad una temperatura di saturazione di 30 °C e di 40 °C. In questo capitolo invece si vuole confrontare tali risultati sperimentali con quelli stimati attraverso dei modelli presenti in letteratura e già discussi nel Capitolo 5 per verificarne l'attendibilità.

8.1 TUBO MICROALETTATO

COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO

CAVALLINI ET AL. [12]

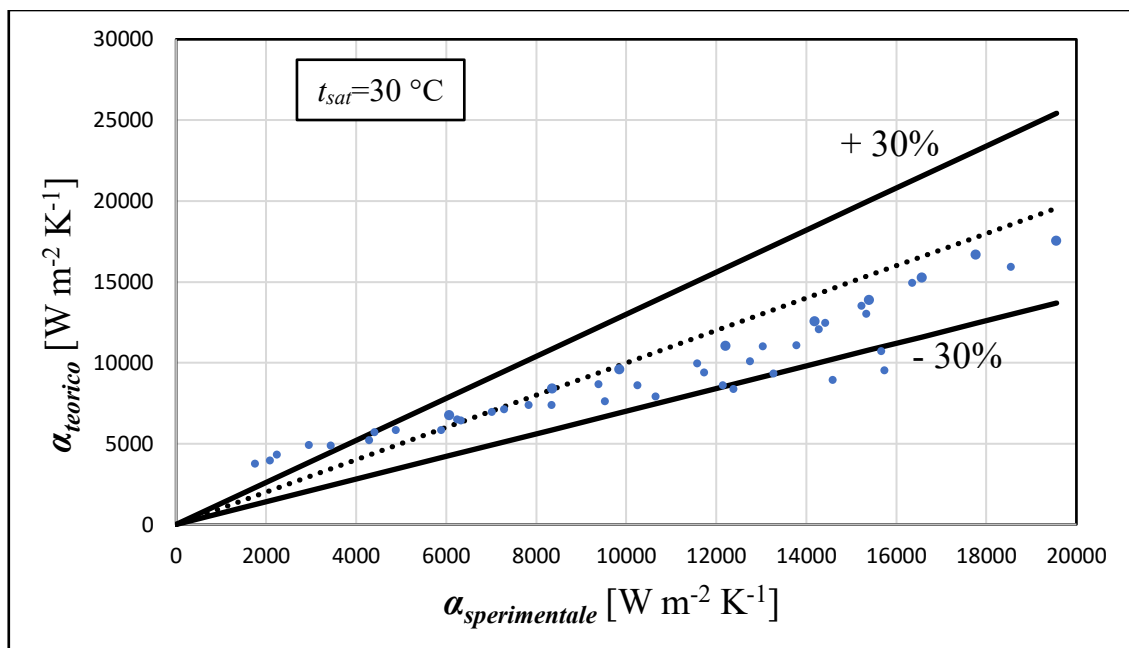


Figura 47: Comparazione fra i coefficienti di scambio termico determinati sperimentalmente a 30 °C con i coefficienti di scambio termico calcolati con il modello di Cavallini et al. [12]

In Figura 47 è presentata il confronto fra i coefficienti di scambio termico determinati sperimentalmente a 30 °C con quelli valutati teoricamente col modello di Cavallini et al. [12] di cui si è già discusso nel Capitolo 5 (equazioni da (5.3) a (5.13)). Si è scelto di utilizzare una banda di dispersione del 30% per verificare la compatibilità fra i dati sperimentali con quelli teorici: questa è una scelta tipica nel caso di deflussi bifase.

Si può notare come i coefficienti di scambio misurati sperimentalmente siano in buon accordo con quelli calcolati a partire dal modello di Cavallini et al. [12] poiché questi ultimi rientrano nella banda d'errore del 30% che era stata accennata in precedenza: in particolare i dati sono più attendibili man mano che aumentano la portata specifica e il titolo.

Ciò può essere confermato dalla Figura 48, nella quale è possibile notare che ad alte portate specifiche il rapporto fra il coefficiente di scambio termico teorico e quello sperimentale si

avvicina all'unità, mentre a basse G questo assume valori molto elevati, denotando quindi una maggior incertezza sui risultati ottenuti.

Considerazioni del tutto analoghe possono essere fatte osservando la Figura 49, in cui è mostrato il rapporto fra il coefficiente di scambio sperimentale e quello teorico al variare del titolo del refrigerante: si può notare che le massime oscillazioni rispetto all'unità si riscontrano a bassi titoli, confermando quindi quello che è appena stato detto.

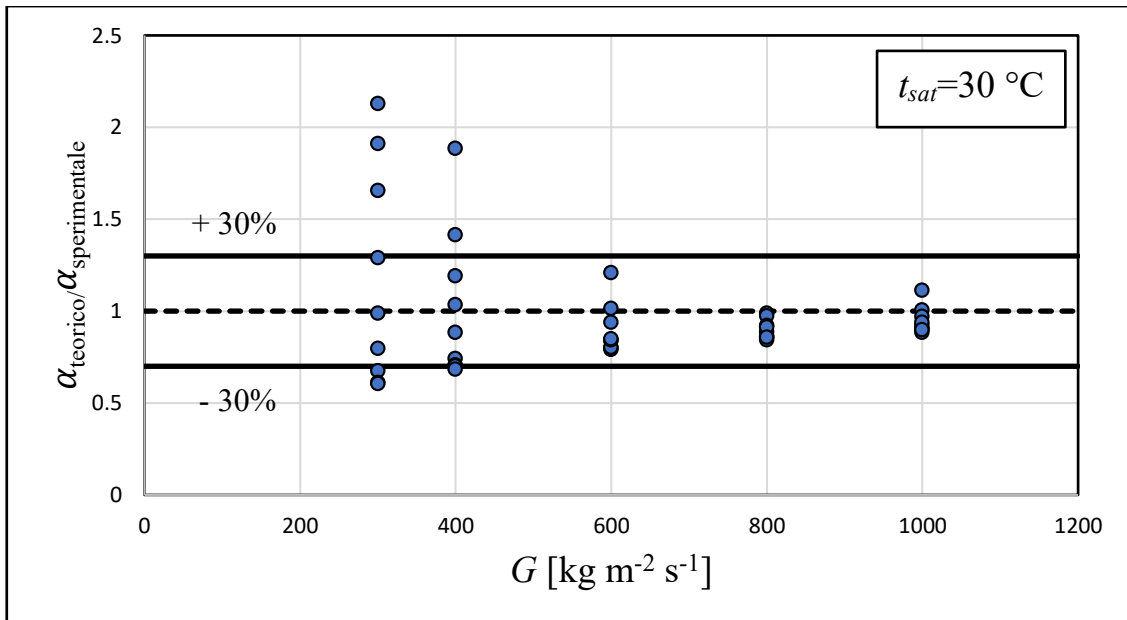


Figura 48: Rapporto fra il coefficiente di scambio termico teorico [12] rispetto a quello sperimentale per il tubo microaletato al variare della portata specifica G , ad una temperatura di saturazione di $30 \text{ }^\circ\text{C}$

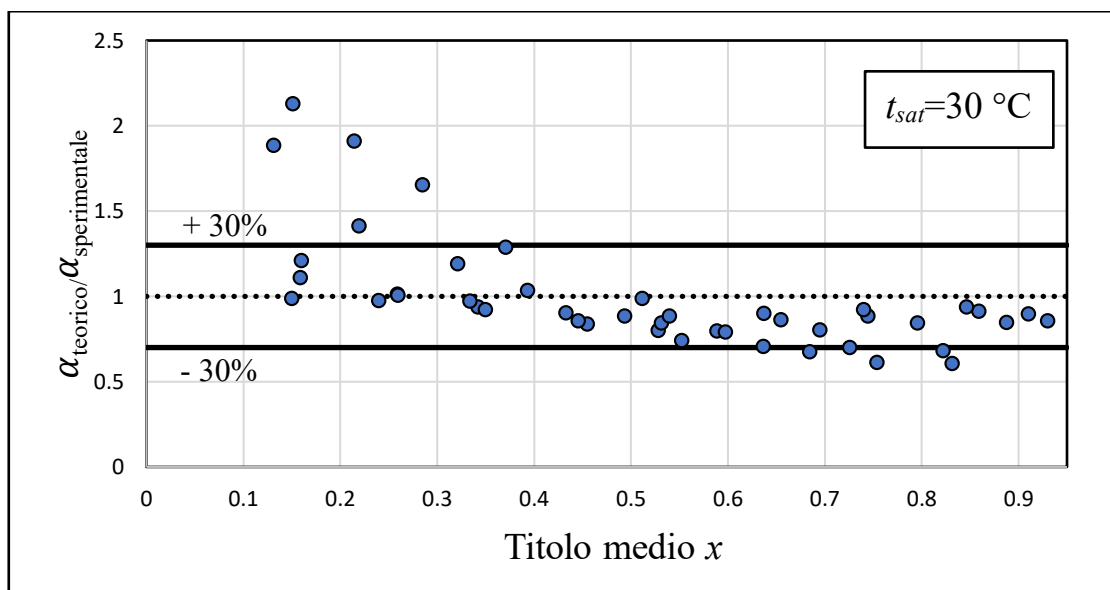


Figura 49: Rapporto fra il coefficiente di scambio termico teorico [12] rispetto a quello sperimentale per il tubo microaletato al variare del titolo x , ad una temperatura di saturazione di $30 \text{ }^\circ\text{C}$

In Figura 50 è presentato il confronto fra il coefficiente di scambio termico in un tubo microalettato misurato in laboratorio ad una temperatura di 40 °C con quello teorico previsto dal modello di Cavallini et al. [12]: in maniera analoga a quanto succedeva con le prove alla temperatura di saturazione di 30 °C anche in questo caso c'è un buon accordo fra i dati sperimentali e quelli teorici poiché quest'ultimi ricadono all'interno di una banda di dispersione del 30%. Come è già stato visto la coerenza fra i risultati è tanto maggiore quanto più elevata è la portata specifica e il titolo del refrigerante.

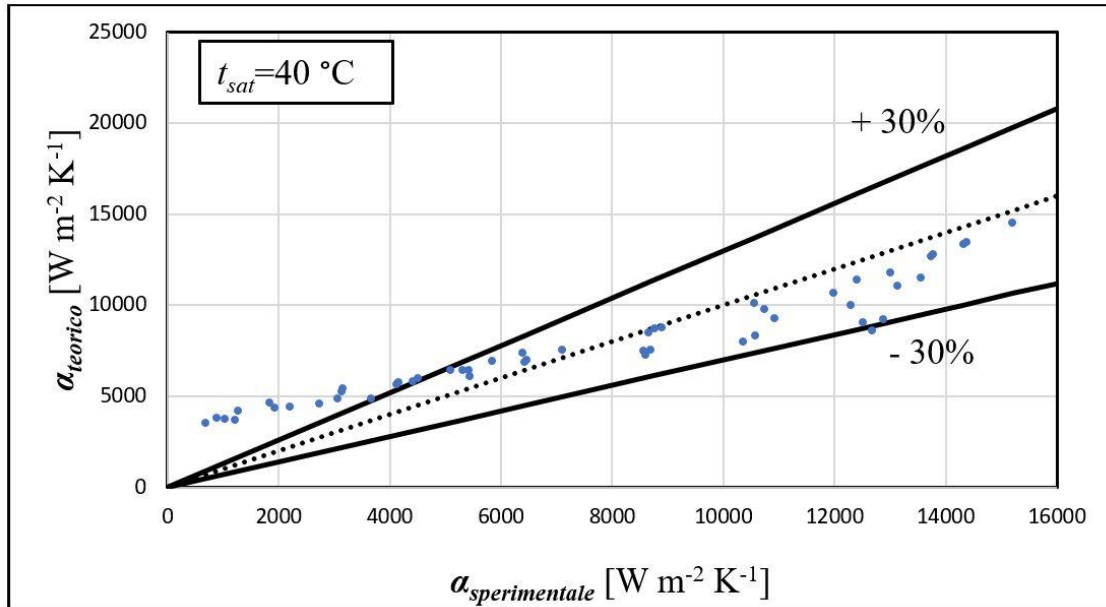


Figura 50: Confronto fra il coefficiente di scambio termico sperimentale e quello teorico previsto da Cavallini et al. [12] ad una temperatura di saturazione di 40 °C per la condensazione dell'R513A in un tubo microalettato

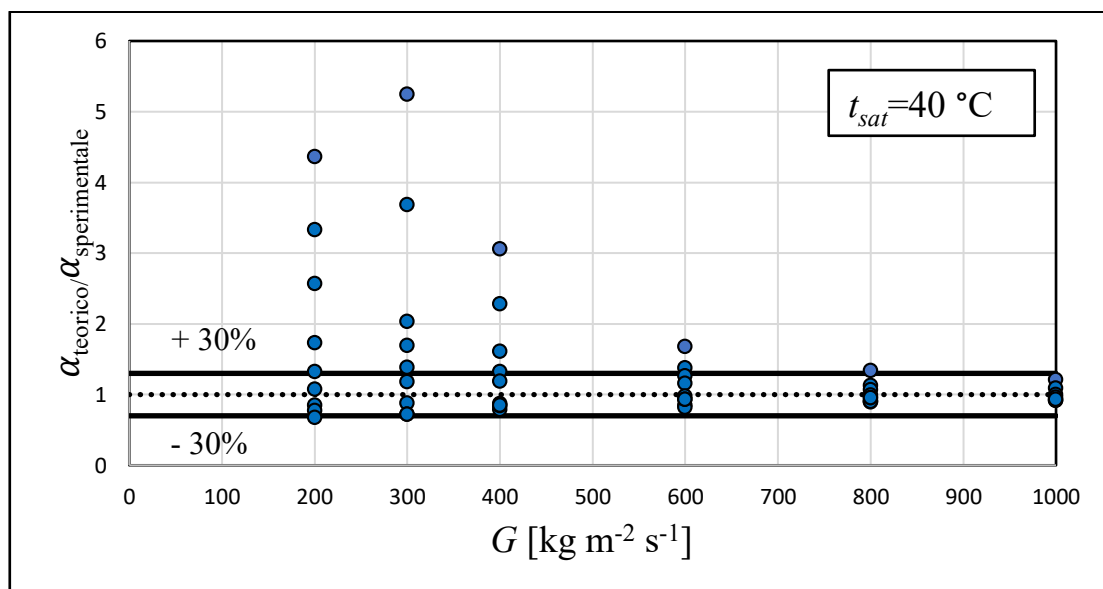


Figura 51: Rapporto fra il coefficiente di scambio termico teorico [12] rispetto a quello sperimentale per la condensazione dell'R513A alla temperatura di saturazione di 40 °C a diverse portate specifiche

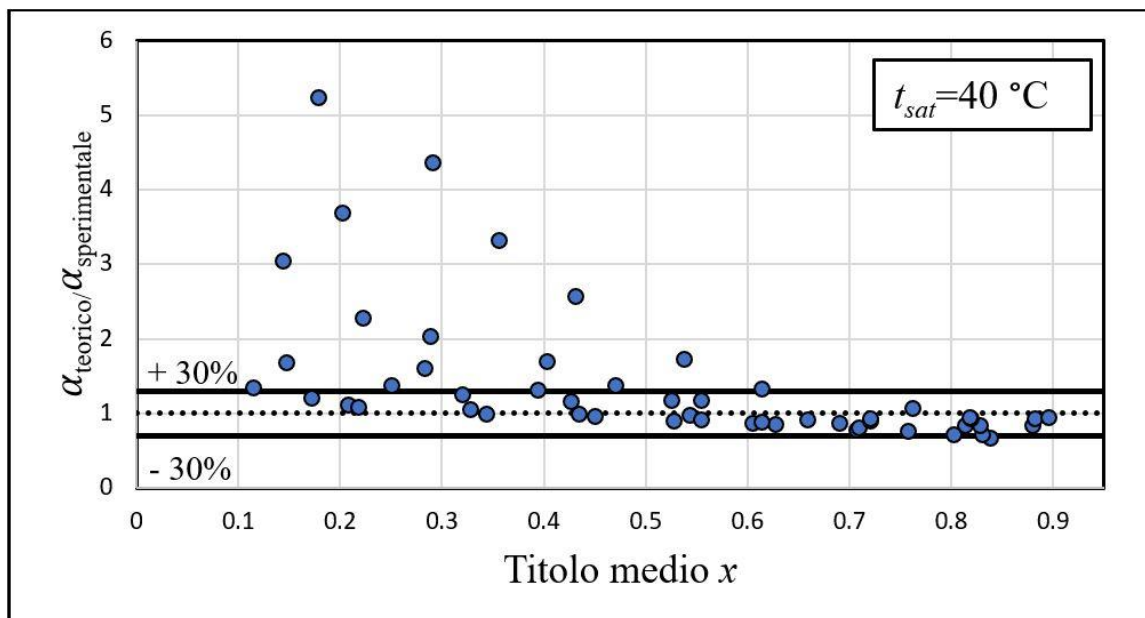


Figura 52: Rapporto fra il coefficiente di scambio termico teorico [12] rispetto a quello sperimentale per la condensazione dell'R513A alla temperatura di saturazione di 40 °C al variare del titolo di vapore

Dalla Figura 51 e dalla Figura 52 è possibile notare che, come riscontrato per la temperatura di 30 °C, maggiore è la portata specifica G e il titolo di vapore, migliore risulterà essere la compatibilità fra i risultati teorici e quelli sperimentali. Inoltre è interessante notare come le prove condotte con una temperatura di saturazione di 40 °C siano caratterizzate da un minor accordo fra i dati misurati e quelli teorici rispetto a quelle condotte con la temperatura di saturazione pari a 30 °C (Figura 48 e Figura 49). In quest'ultimo caso infatti la media dei rapporti fra il coefficiente di scambio teorico rispetto a quello sperimentale è pari a 0.99, valore molto vicino al caso ideale unitario, mentre a 40 °C la media risulta essere uguale a 1.41, maggiore rispetto ai 0.99 di prima e ciò chiaramente denota una minore compatibilità fra i dati sperimentali e quelli teorici. Ciò può essere facilmente spiegato considerando che nelle prove alla temperatura di saturazione di 40 °C, diversamente da quelle condotte alla temperatura di 30 °C, sono presenti anche i dati relativi a $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, che, come si è già detto, sono i più critici perché caratterizzati dalla più bassa portata specifica.

Senza considerare dunque la portata specifica $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ il modello di Cavallini et al. [12] presenta un errore relativo del 14.1%, un errore assoluto del 32.3% e una deviazione standard del 62.25%.

DIANI ET AL. [22]

Come si è già visto nei capitoli precedenti per stimare aprioristicamente il coefficiente di scambio termico durante la condensazione dell'R513A nel tubo microalettato è possibile utilizzare la correlazione fornita da Diani et al. [22] considerando solo il termine convettivo del coefficiente di scambio termico, che è l'unico che entra in gioco durante la condensazione, diversamente dal caso dell'evaporazione dove c'è anche una componente di ebollizione nucleata. Il confronto fra i risultati sperimentali e quelli teorici calcolati attraverso questo modello è presentato nelle prossime figure.

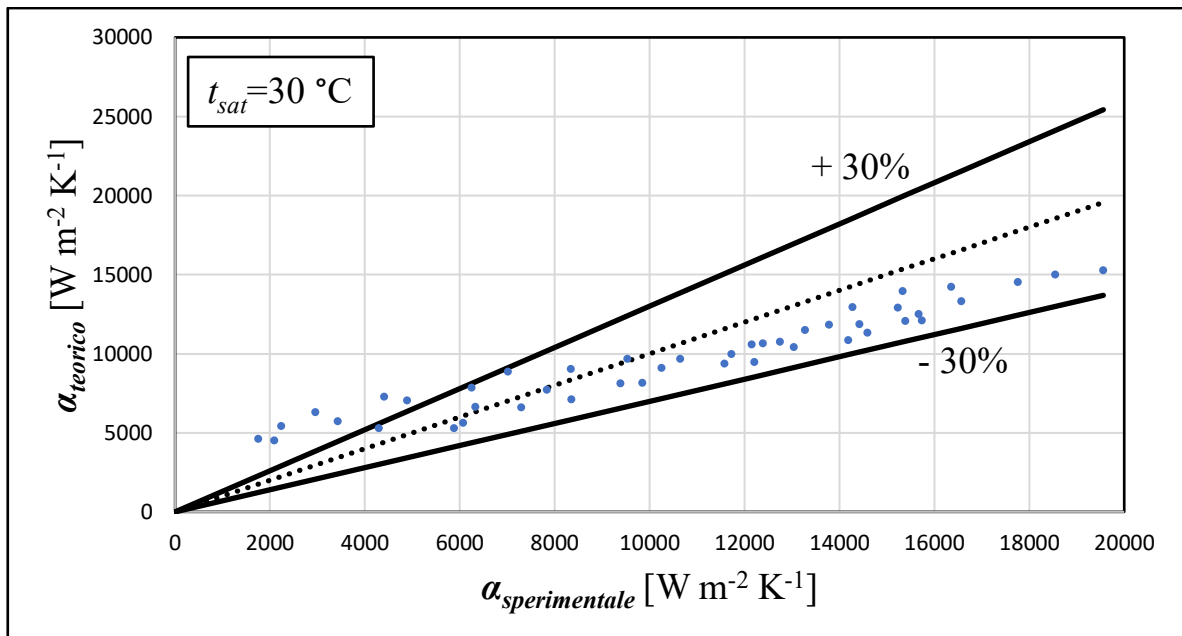


Figura 53: Confronto fra il coefficiente di scambio termico teorico [22] e quello misurato sperimentalmente ad una temperatura di saturazione di 30 °C

Dalla Figura 53 si può notare una buona compatibilità fra i coefficienti di scambio termico misurati sperimentalmente durante la condensazione dell'R513A nel tubo microaletato ad una temperatura di 30 °C con quelli stimati teoricamente dal modello di Diani et al. [22]. Come si è già visto man mano che la portata specifica e i titoli aumentano, l'accordo fra i dati sperimentali e quelli teorici migliora, come confermato dalla Figura 54 e dalla Figura 55.

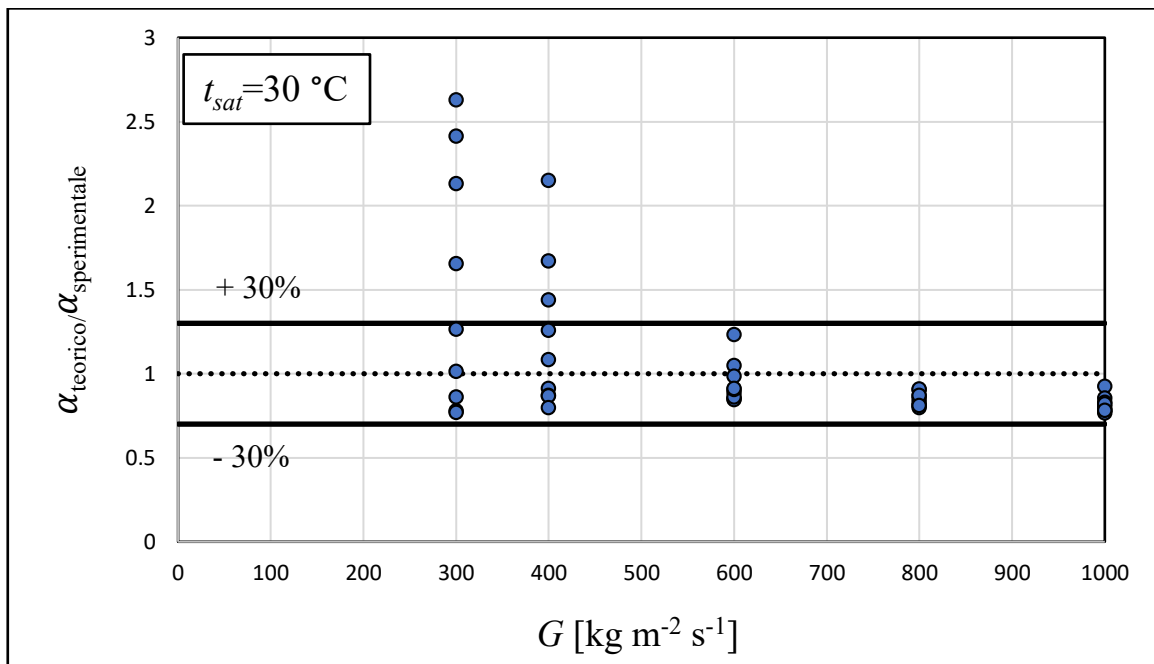


Figura 54: Rapporto fra il coefficiente di scambio termico valutato teoricamente [22] e quello sperimentale ad una temperatura di saturazione di 30 °C al variare della portata specifica

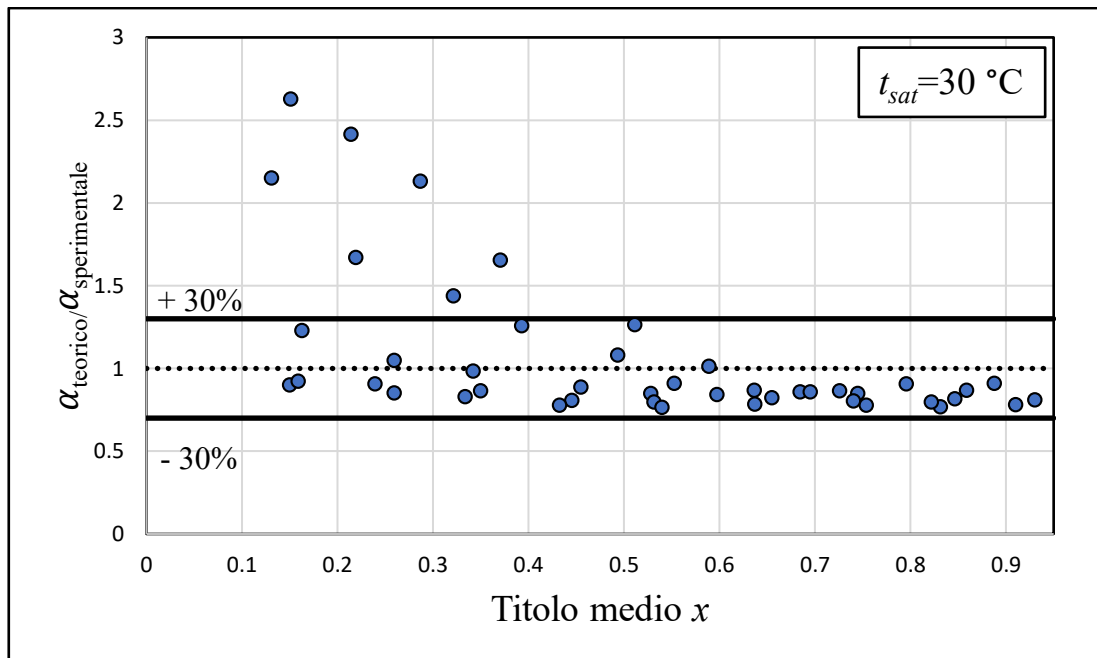


Figura 55: Rapporto fra il coefficiente di scambio termico valutato teoricamente [22] e quello sperimentale ad una temperatura di saturazione di 30 °C al variare del titolo medio

Similmente a quanto fatto per la temperatura di saturazione di 30 °C si riporta ora il confronto fra i coefficienti di scambio termico sperimentali e quelli stimati dal modello di Diani et al. [22] per la temperatura di saturazione di 40 °C.

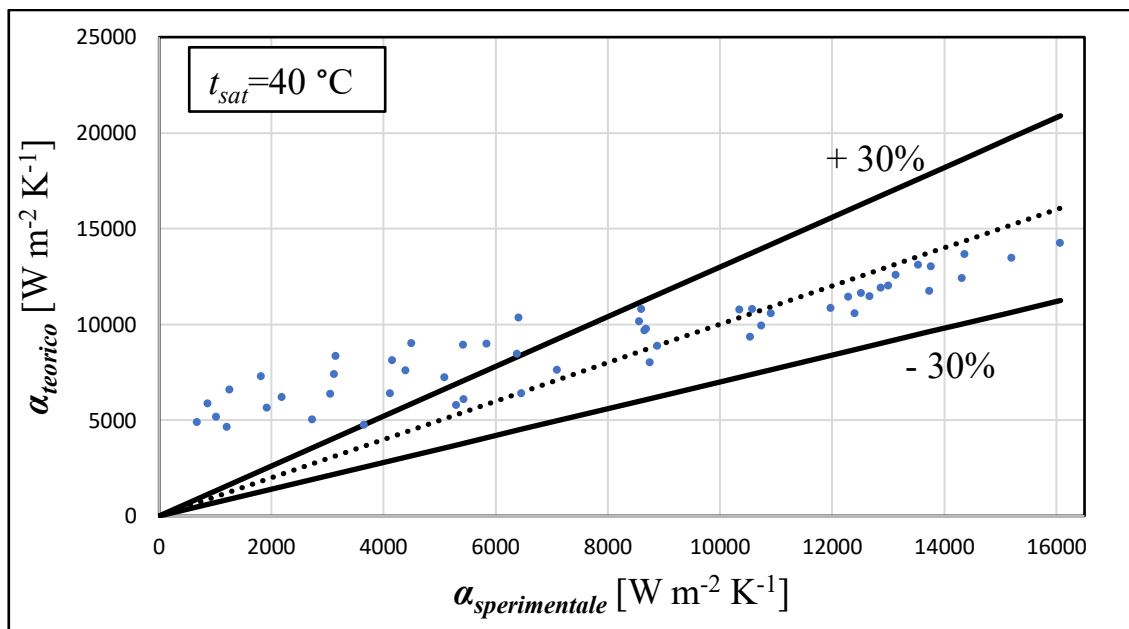


Figura 56: Confronto fra il coefficiente di scambio termico teorico [22] e quello misurato sperimentalmente ad una temperatura di saturazione di 40 °C

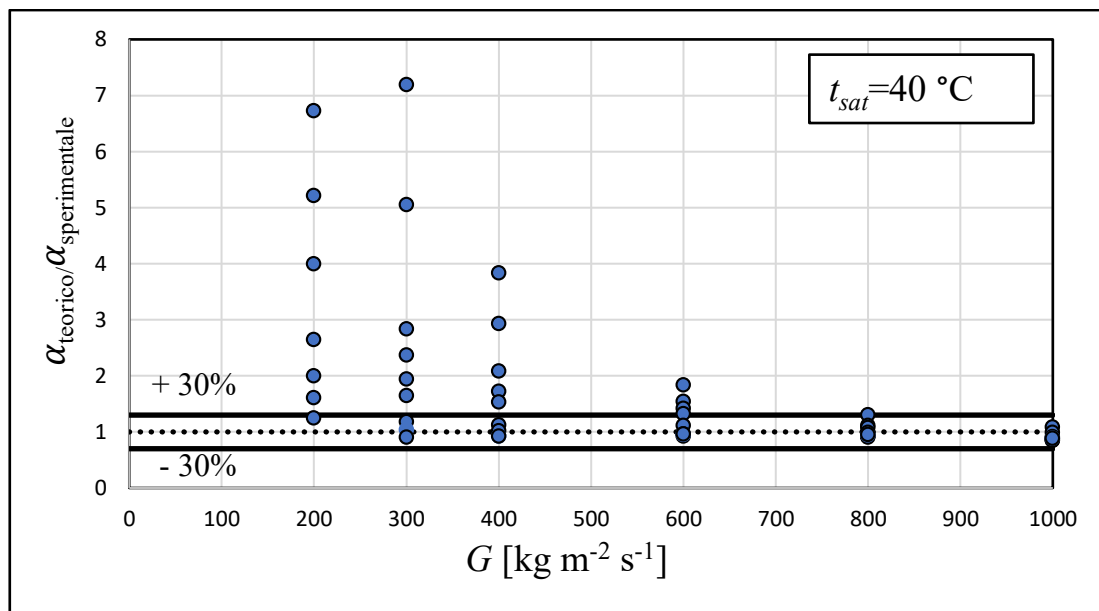


Figura 57: Rapporto fra il coefficiente di scambio termico valutato teoricamente [22] e quello sperimentale ad una temperatura di saturazione di 40 °C al variare della portata specifica

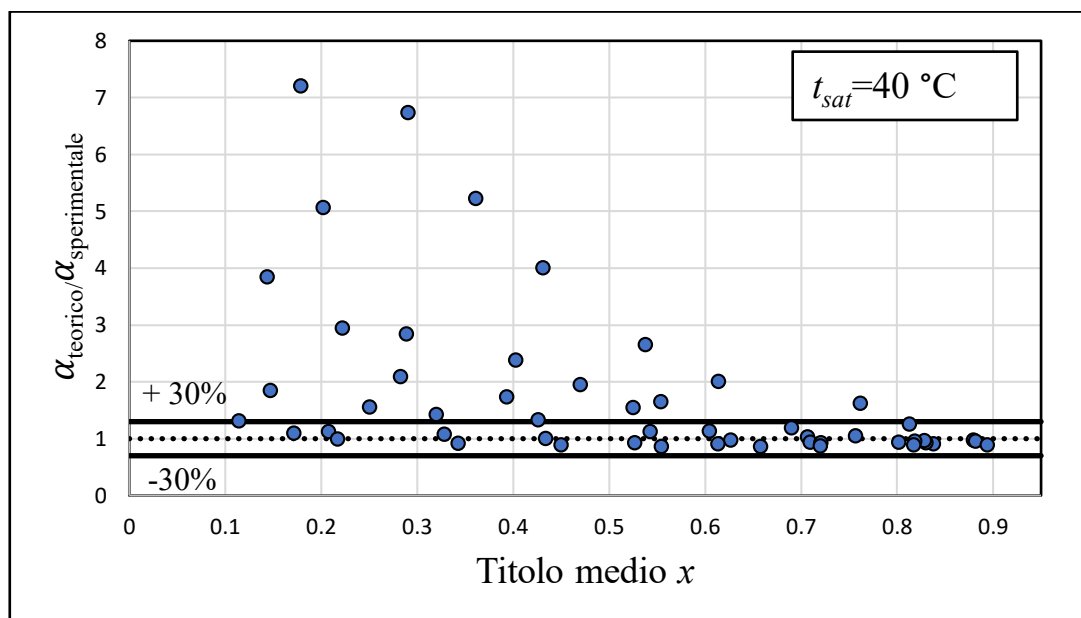


Figura 58: Rapporto fra il coefficiente di scambio termico valutato teoricamente [22] e quello sperimentale ad una temperatura di saturazione di 40 °C al variare del titolo medio

Senza considerare la portata più critica, ossia $G = 200$ kg m⁻²s⁻¹, che come si può vedere dalla Figura 57 offre il minor accordo fra i risultati sperimentali e quelli teorici, il modello di Diani et al. [22] per la determinazione del coefficiente di scambio termico nel tubo microaletato presenta un errore relativo del 29.81%, un errore assoluto del 44.40% e una deviazione standard pari a 93.79%. Di conseguenza le correlazioni offerte da questo modello presentano un minor accordo con i dati sperimentali rispetto a quelle di Cavallini et al. [12] che, come si è visto in

precedenza, sono caratterizzate da un minor errore relativo, minor errore assoluto e minore deviazione standard.

GRADIENTE DI PRESSIONE PER ATTRITO

DIANI ET AL. [22]

Oltre a comparare i coefficienti di scambio termici teorici con quelli sperimentali è necessario anche comparare i gradienti di pressione per attrito misurati sperimentalmente con quelli previsti dai modelli presenti in letteratura.

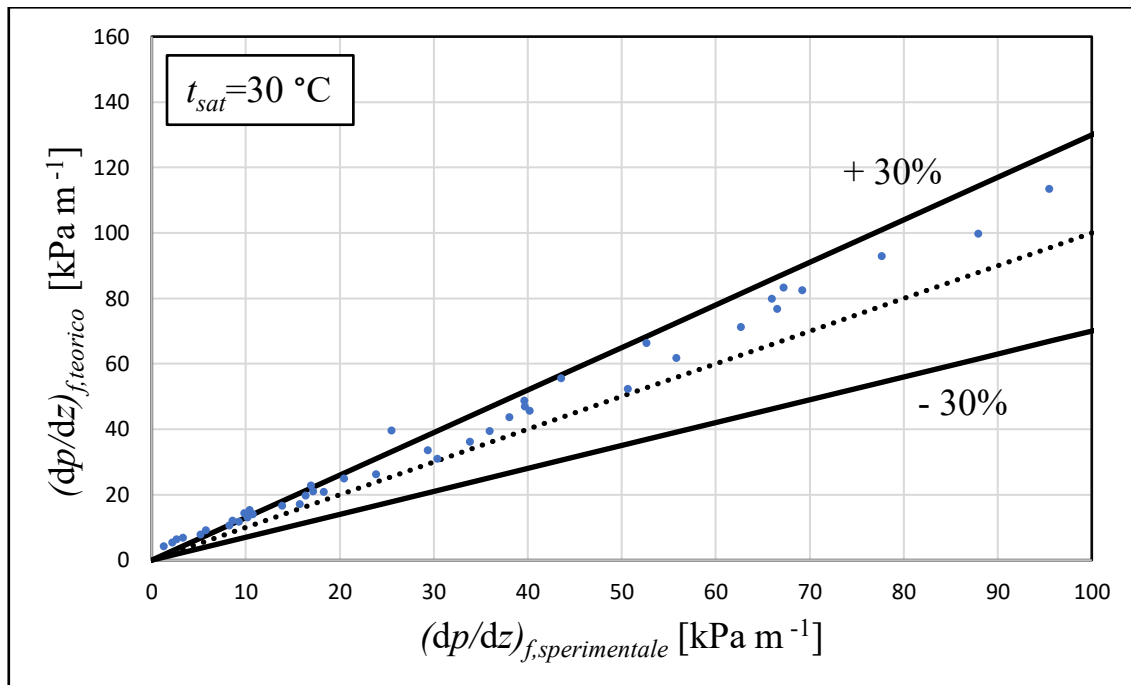


Figura 59: Confronto fra il gradiente di pressione per attrito misurato sperimentalmente ad una temperatura di saturazione di 30 °C con quello stimato teoricamente con la correlazione di Diani et al. [22]

In Figura 59 è presentato il confronto fra i gradienti di pressione per attrito sperimentali e quelli stimati per via teorica attraverso la correlazione di Diani et al. [22]: si può notare che anche in questo caso c'è una fondamentale concordanza fra questi poiché i risultati teorici rientrano in una banda di dispersione del 30% rispetto a quelli misurati in laboratorio durante le prove, anche se a livello qualitativo è possibile dire che in genere il modello teorico tende a sovrastimare i risultati rispetto a quelli che si ottengono sperimentalmente.

Analogamente a quanto è già stato detto riguardo il coefficiente di scambio termico, è possibile notare anche in questo caso che tanto più alto è il titolo e la portata specifica migliore risulta essere la compatibilità fra i gradienti di pressioni sperimentali e quelli previsti dai modelli e il motivo è sempre lo stesso: a minori titoli e minori portate le fonti di incertezza sono proporzionalmente più importanti e quindi la veridicità delle misure diminuisce. Ciò può essere confermato osservando la Figura 60 e la Figura 61, in cui è rappresentato il rapporto fra il gradiente di pressione teorico e quello sperimentale misurato in laboratorio rispettivamente al variare della portata specifica G e del titolo x . E' facile notare come man mano che queste due

grandezze aumentano tale rapporto tende ad avvicinarsi all'unità, denotando in questo modo una maggior coerenza fra i gradienti di pressione teorici e quelli misurati. Inoltre si vede anche come il modello teorico tenda a sovrastimare le perdite di carico per tutti i titoli e per tutte le portate poiché il rapporto fra i gradienti di pressione teorici e quelli misurati è sempre maggiore di 1.

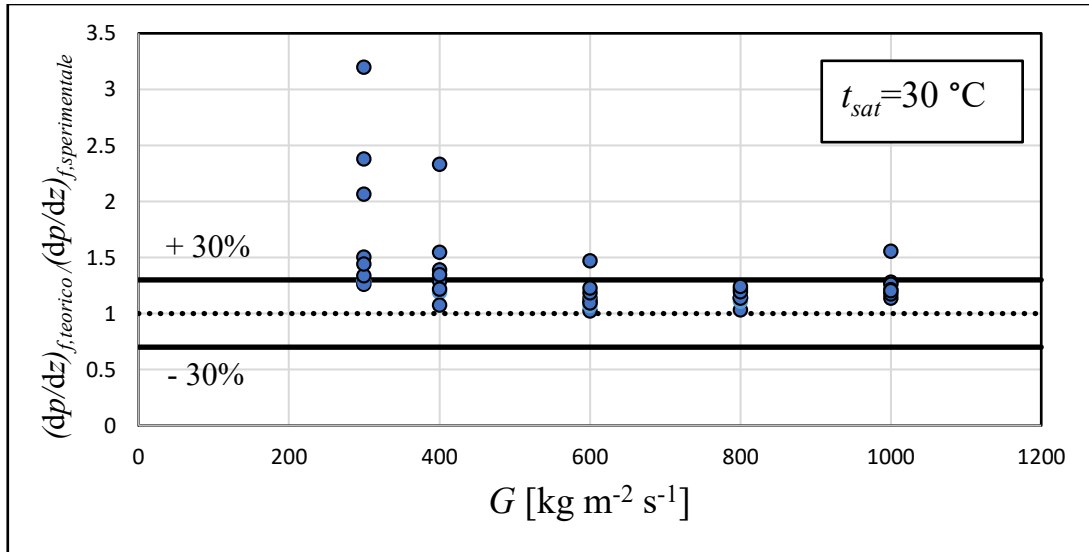


Figura 60: Rapporto fra il gradiente di pressione valutato teoricamente [22] rispetto a quello sperimentale ad una temperatura di saturazione di 30 °C a diverse portate specifiche G

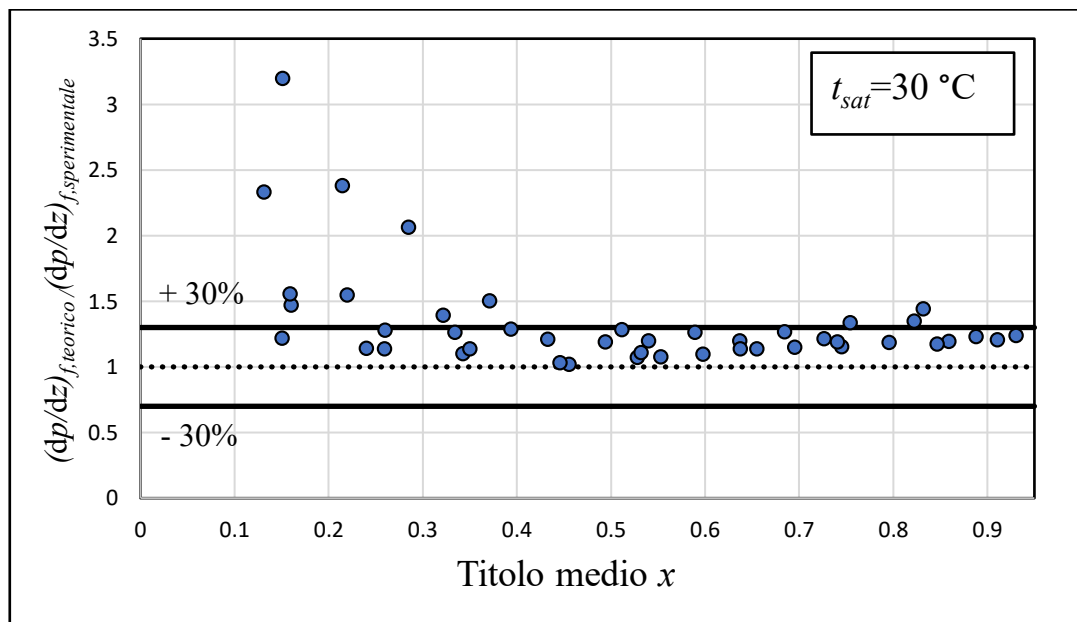


Figura 61: Rapporto fra il gradiente di pressione valutato teoricamente [22] rispetto a quello sperimentale ad una temperatura di saturazione di 30 °C al variare del titolo del fluido

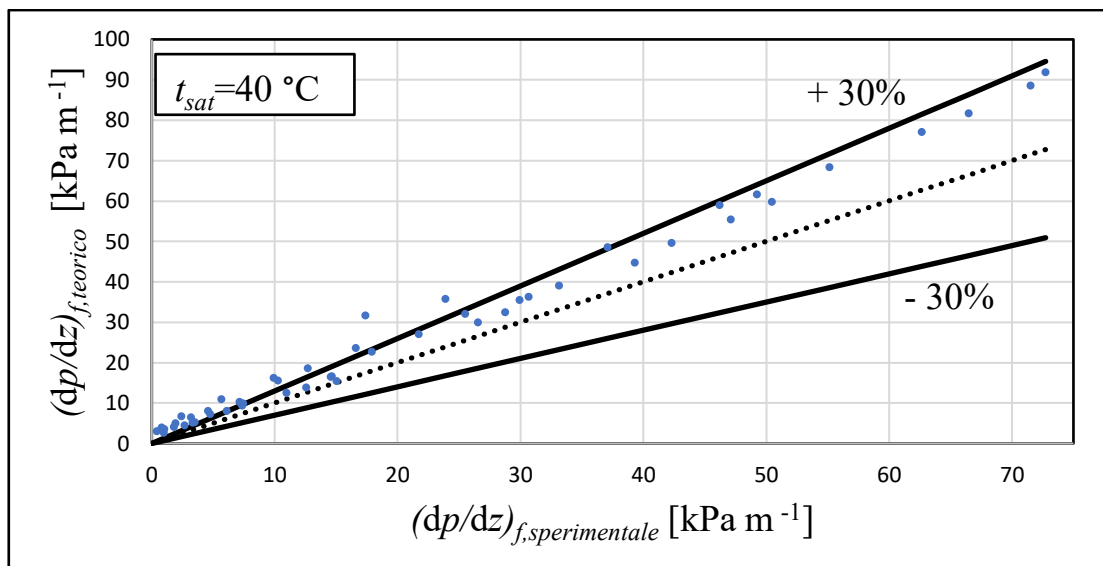


Figura 62: Confronto fra il gradiente di pressione per attrito misurato sperimentalmente ad una temperatura di saturazione di 40 °C con quello stimato teoricamente [22]

Osservando la Figura 62 si può osservare che anche in questo caso c'è un buon accordo fra i gradienti di pressione per attrito determinati sperimentalmente e quelli stimati teoricamente con la correlazione di Diani et al. [22] poiché la maggior parte dei punti ricade nella banda di dispersione del 30%. Inoltre, similmente a quanto avveniva per i gradienti di pressione delle prove a 30 °C, anche in questo caso il modello teorico tende a sovrastimare le perdite di carico per tutti i titoli e per tutte le portate.

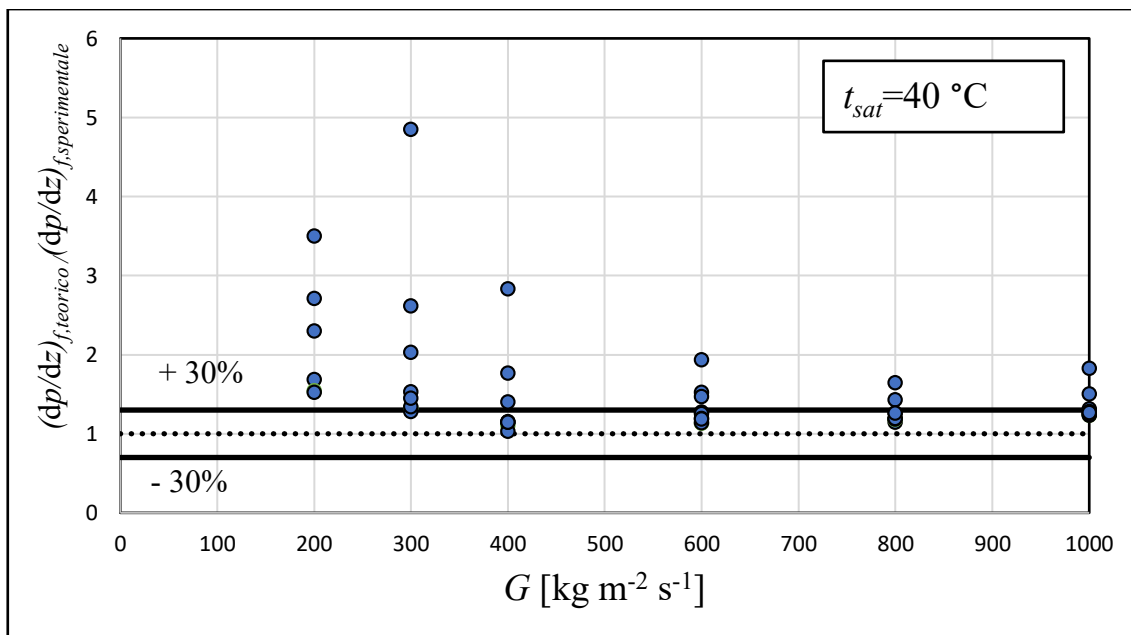


Figura 63: Rapporto fra il gradiente di pressione valutato teoricamente [22] rispetto a quello sperimentale ad una temperatura di saturazione di 40 °C a diverse portate specifiche G

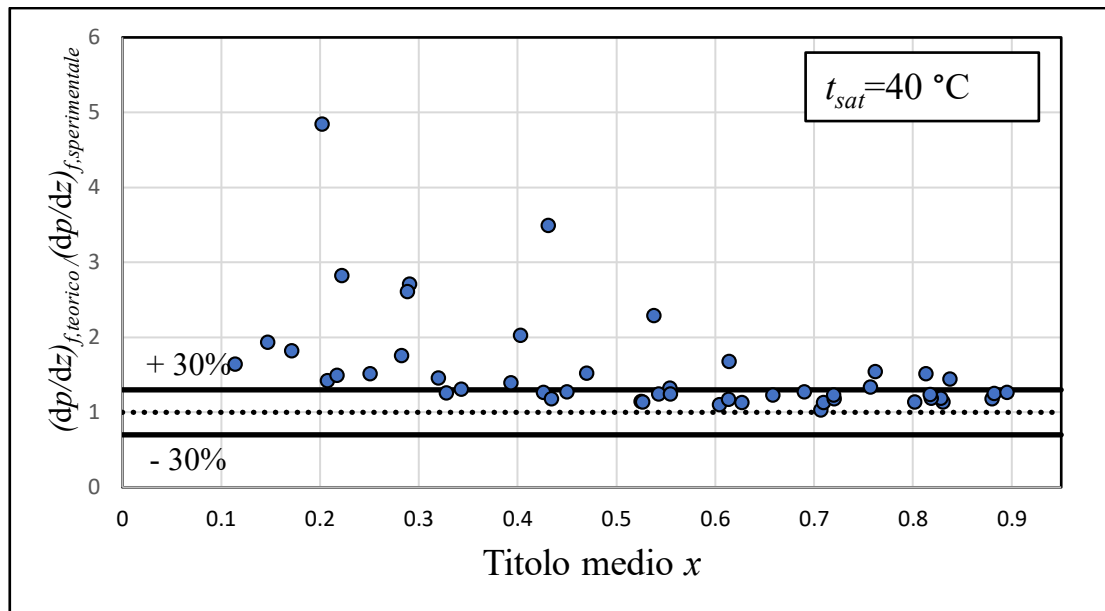


Figura 64: Rapporto fra il gradiente di pressione valutato teoricamente [22] rispetto a quello sperimentale ad una temperatura di saturazione di 40 °C al variare del titolo di vapore

Dalla Figura 63 e dalla Figura 64 è possibile osservare ancora una volta come il minor accordo fra i dati sperimentali e quelli teorici avvenga a basse portate e a bassi titoli. Inoltre, similmente a quanto avveniva con il coefficiente di scambio termico, la compatibilità fra i risultati teorici e quelli sperimentali è minore per le prove condotte a 40 °C rispetto a quelle condotte a 30 °C, e di nuovo il motivo è da ricercare nel fatto che a 40 °C sono presenti anche i risultati relativi a $G = 200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$. Per le prove a 30 °C infatti la media fra il gradiente di pressione per attrito teorico e quello misurato sperimentalmente è 1.33, mentre per le prove a 40 °C risulta essere 1.56 (entrambi i valori sono maggiori di 1, confermando così il fatto che in entrambe le prove il modello teorico tende a sovrastimare i gradienti di pressione).

Senza considerare la portata specifica $G = 200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ il modello di Diani et al. [22] presenta un errore relativo del 40.59%, un errore assoluto del 40.59% e una deviazione standard pari a 53.61%. Il fatto che l'errore relativo sia equivalente a quello assoluto denota che tutti i punti teorici sono maggiori rispetto ai rispettivi valori sperimentali.

WU ET AL. [25]

I gradienti di pressione per attrito sono stati confrontati anche con quelli previsti dal modello di Wu et al. [25], come è possibile vedere dalla Figura 65.

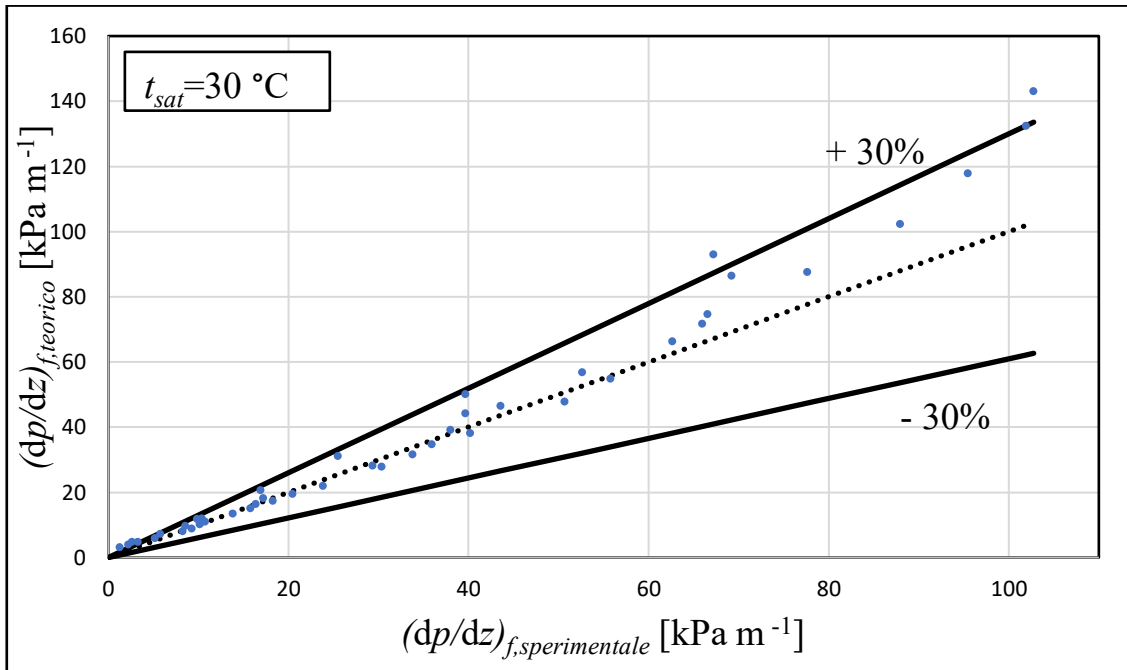


Figura 65: Confronto fra i gradienti di pressione per attrito misurati sperimentalmente e quelli teorici previsti dal modello di Wu et al. [25] ad una temperatura di saturazione di 30 °C

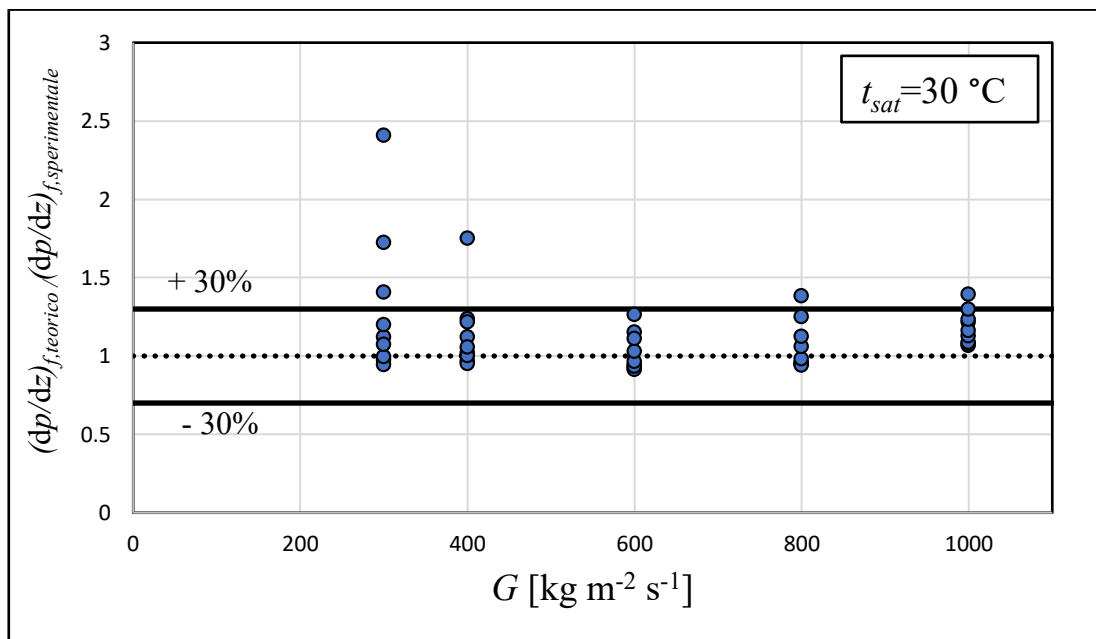


Figura 66: Rapporto fra il gradiente di pressione per attrito valutato teoricamente [25] rispetto a quello sperimentale alla temperatura di saturazione di 30 °C al variare della portata specifica

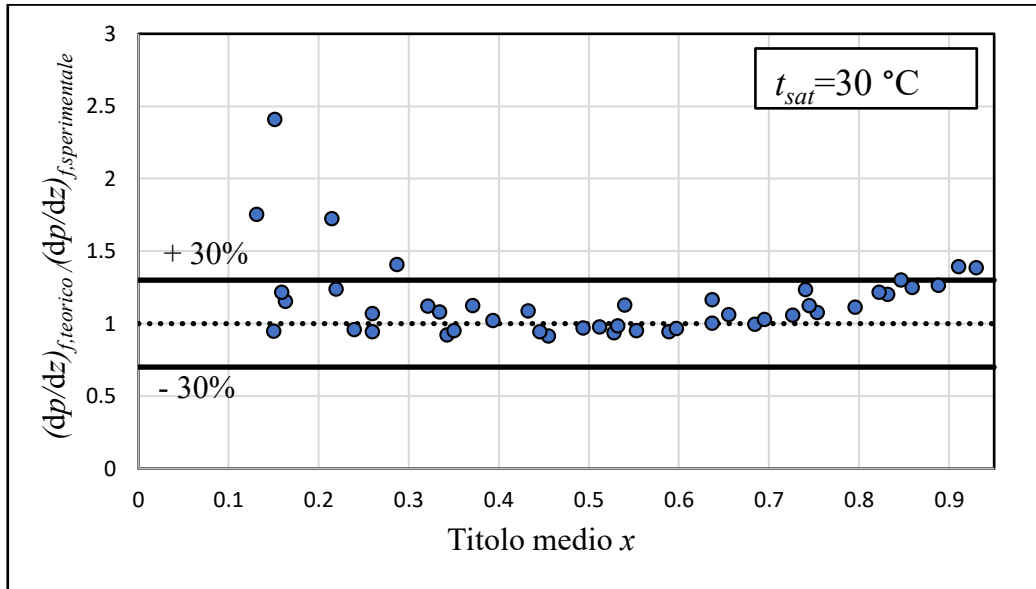


Figura 67: Rapporto fra il gradiente di pressione per attrito valutato teoricamente [25] rispetto a quello sperimentale alla temperatura di saturazione di 30 °C al variare del titolo medio

Nella Figura 66 e nella Figura 67 è presentato il rapporto fra il gradiente di pressione per attrito previsto dal modello di Wu et al. [25] e quello sperimentale alla temperatura di saturazione di 30 °C. Il valore medio di tali rapporti è pari a 1.14 che è minore del valor medio nel caso del modello di Diani et al. [22], pari a 1.33: ciò significa che in questo caso il modello di Wu et al. [25] è maggiormente in accordo con i dati sperimentali rispetto a quello di Diani et al. [22].

In maniera del tutto analoga a quanto fatto per la temperatura di saturazione di 30 °C, si riporta ora il confronto per la temperatura di saturazione di 40 °C.

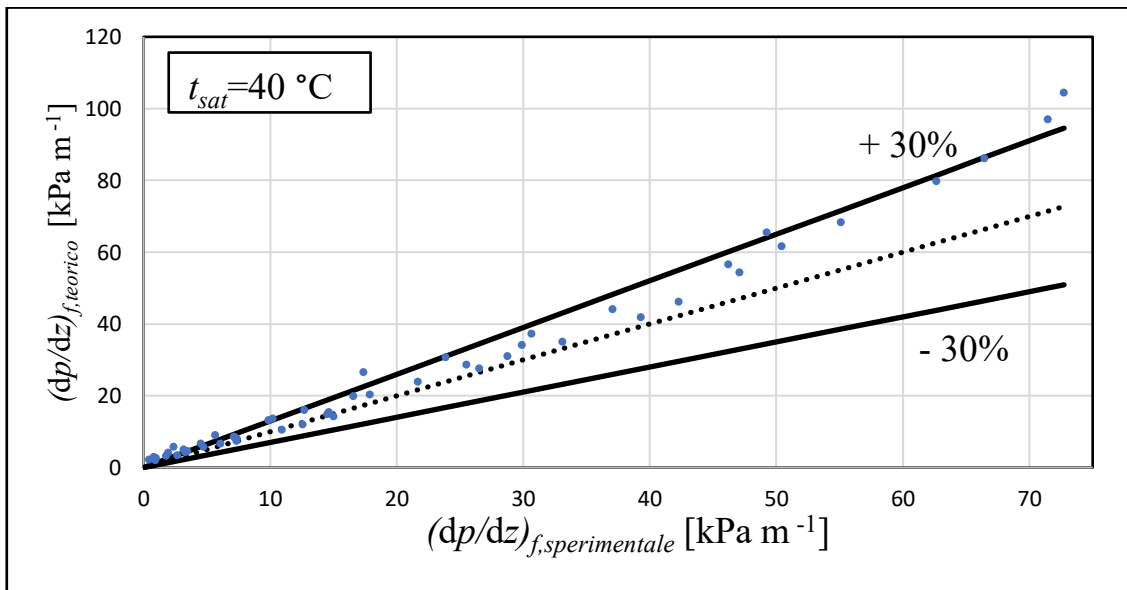


Figura 68: Confronto fra i gradienti di pressione per attrito misurati sperimentalmente e quelli teorici previsti dal modello di Wu et al. [25] ad una temperatura di saturazione di 40 °C

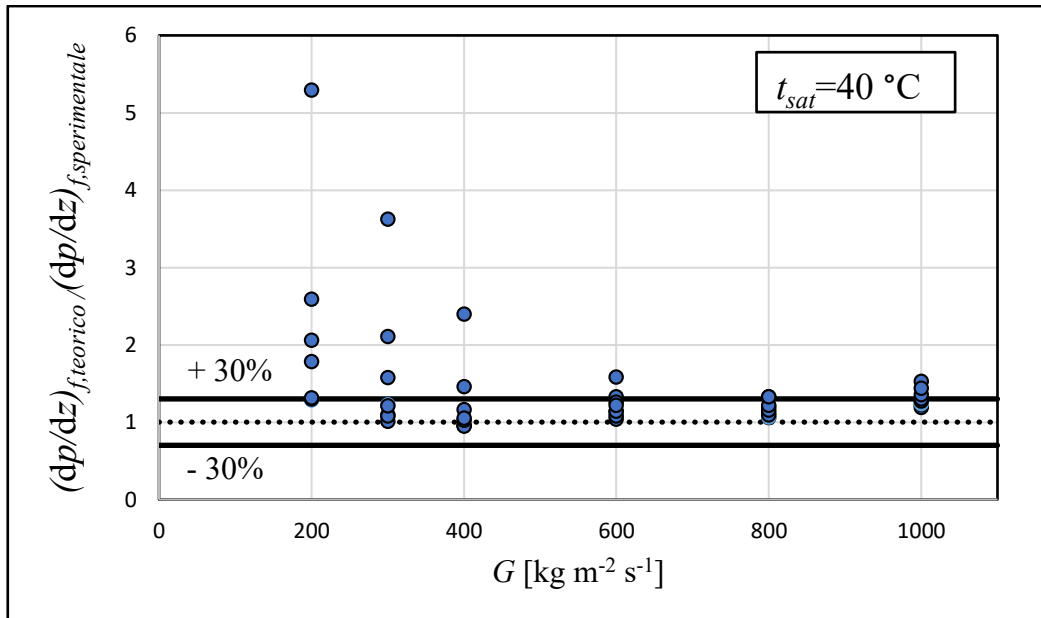


Figura 69: Rapporto fra il gradiente di pressione per attrito valutato teoricamente [25] rispetto a quello sperimentale alla temperatura di saturazione di 40 °C al variare della portata specifica

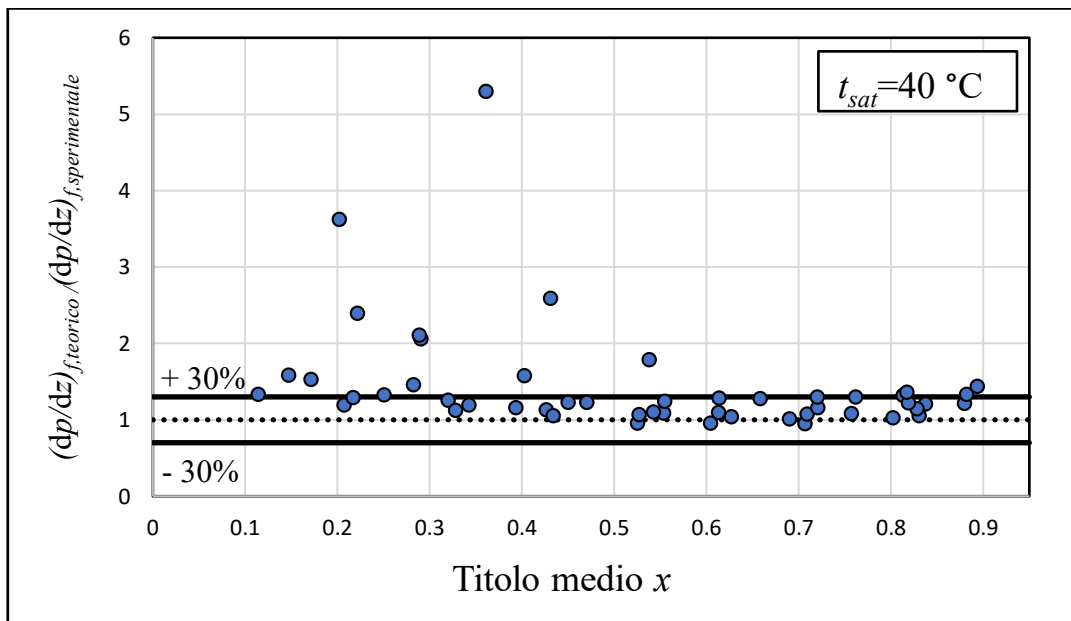


Figura 70: Rapporto fra il gradiente di pressione per attrito valutato teoricamente [25] rispetto a quello sperimentale alla temperatura di saturazione di 40 °C al variare del titolo medio

Dalle figure precedenti è possibile notare come ancora una volta ci sia una buona compatibilità fra i risultati sperimentali e quelli teorici previsti dal modello di Wu et al. [25] e, come si è già visto in precedenza, tale accordo migliora all'aumentare del titolo e della portata specifica. Alla temperatura di saturazione di 40 °C il valore medio del rapporto fra il gradiente di pressione per attrito calcolato col modello di Wu et al. [25] e quello sperimentale è pari a 1.43, che è maggiore rispetto al 1.56 che si otteneva col modello di Diani et al. [22] e ciò dimostra che anche per questa temperatura il modello di Wu et al. [25] è in miglior accordo con i dati sperimentali rispetto a quello di Diani et al. [22], come accadeva per la temperatura di saturazione di 30 °C.

Senza considerare i gradienti di pressione per attrito ottenuti con la portata $G = 200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ il modello stima i risultati sperimentali con un errore relativo del 22.44%, un errore assoluto del 24.43% e una deviazione standard pari a 37.83%.

8.2 TUBO LISCIO

COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO

CAVALLINI ET AL. [14]

Analogamente a quanto già fatto per il tubo microalettato, si sono confrontati i coefficienti di scambio termico ottenuti sperimentalmente per la condensazione dell'R513A nel tubo liscio con quelli previsti teoricamente attraverso la correlazione di Cavallini et al. [14], riguardo la quale si è già discusso.

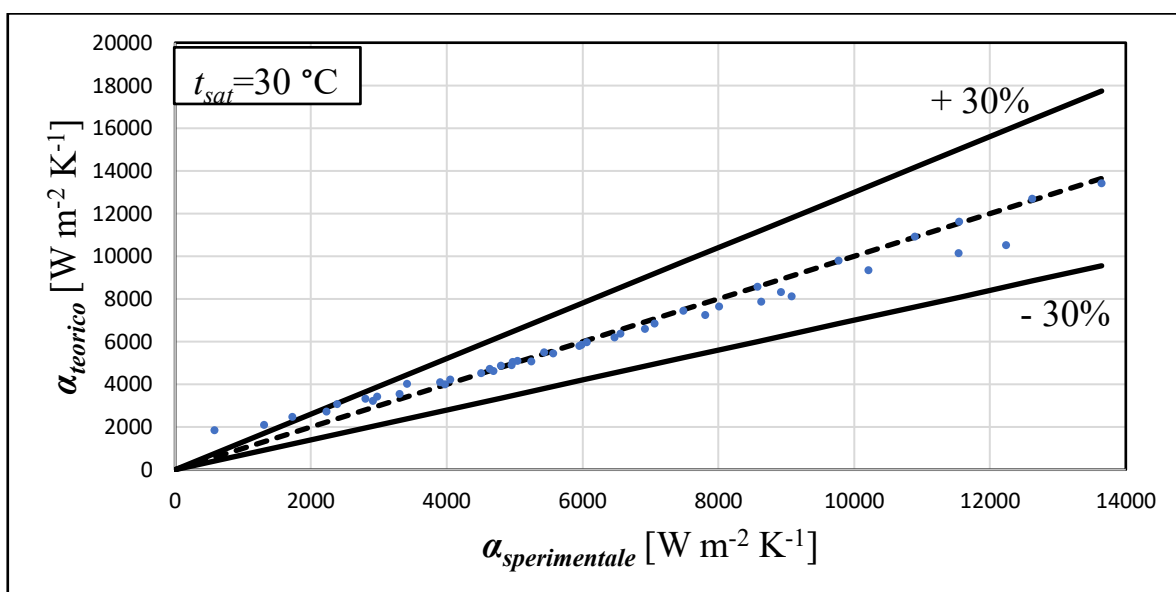


Figura 71: Confronto fra il coefficiente di scambio sperimentale e quello teorico stimato attraverso la correlazione di Cavallini et al. [14] per una temperatura di saturazione di 30 °C

Dalla Figura 71 si può notare che c'è un ottimo accordo fra i risultati ottenuti per via sperimentale e quelli previsti dalle correlazioni teoriche poiché questi ultimi non solo rientrano nella banda di dispersione del 30 % anche e bassi titoli e basse portate, dove come si era già detto l'incertezza sui risultati è più elevata, ma fondamentalmente si allineano alla retta ideale che rappresenta l'uguaglianza fra i risultati sperimentali e teorici. Di conseguenza la compatibilità fra questi ultimi due è molto più elevata in questo caso di quanto non fosse nel caso del tubo microalettato. Tutto ciò trova conferma nella Figura 72 e nella Figura 73 dove è rappresentato il rapporto fra il coefficiente di scambio termico teorico e quello sperimentale rispettivamente al variare della portata e del titolo.

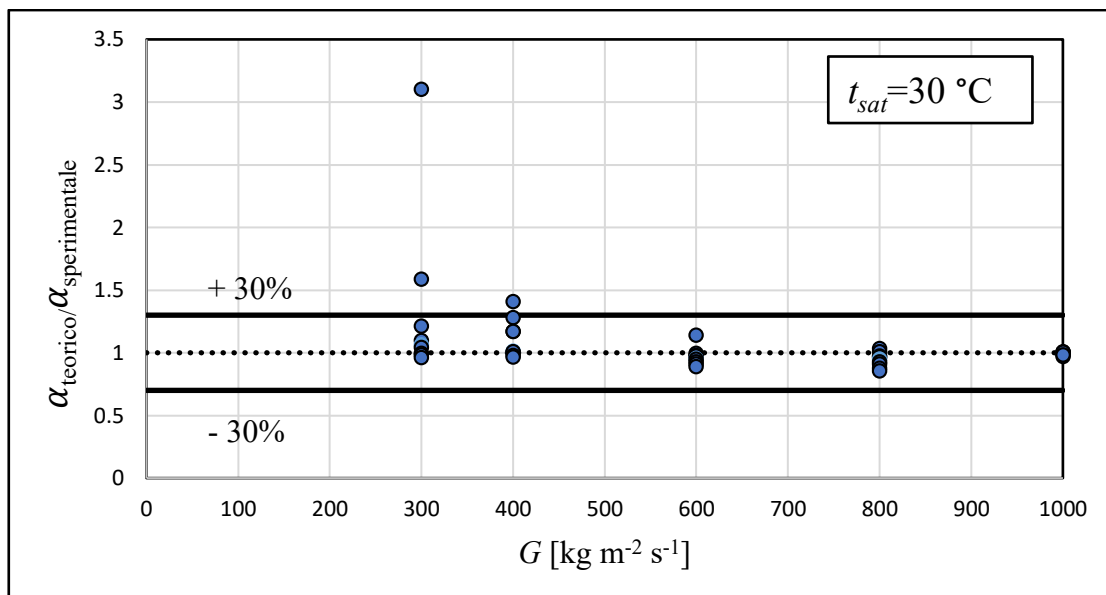


Figura 72: Rapporto fra il coefficiente di scambio termico teorico [14] rispetto a quello sperimentale per la condensazione dell'R513A ad una temperatura di saturazione di 30 °C a diverse portate specifiche

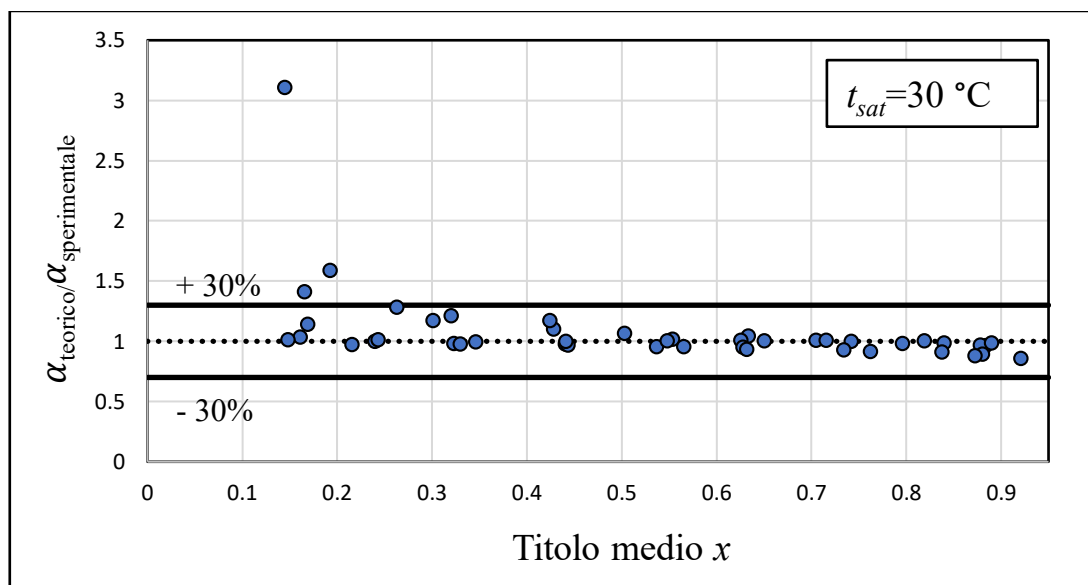


Figura 73: Rapporto fra il coefficiente di scambio termico teorico [14] rispetto a quello sperimentale per la condensazione dell'R513A ad una temperatura di saturazione di 30 °C al variare del titolo di vapore

Come detto in precedenza si può notare come la compatibilità fra i risultati teorici e quelli sperimentali in questo caso è molto elevata: osservando infatti la Figura 72 e la Figura 73 si può notare come quasi tutti i punti rientrano nella banda di dispersione del 30%, pure a bassi titoli e basse portate dove tendenzialmente si riscontrano le maggiori discrepanze, come visto nel caso del tubo microaletato.

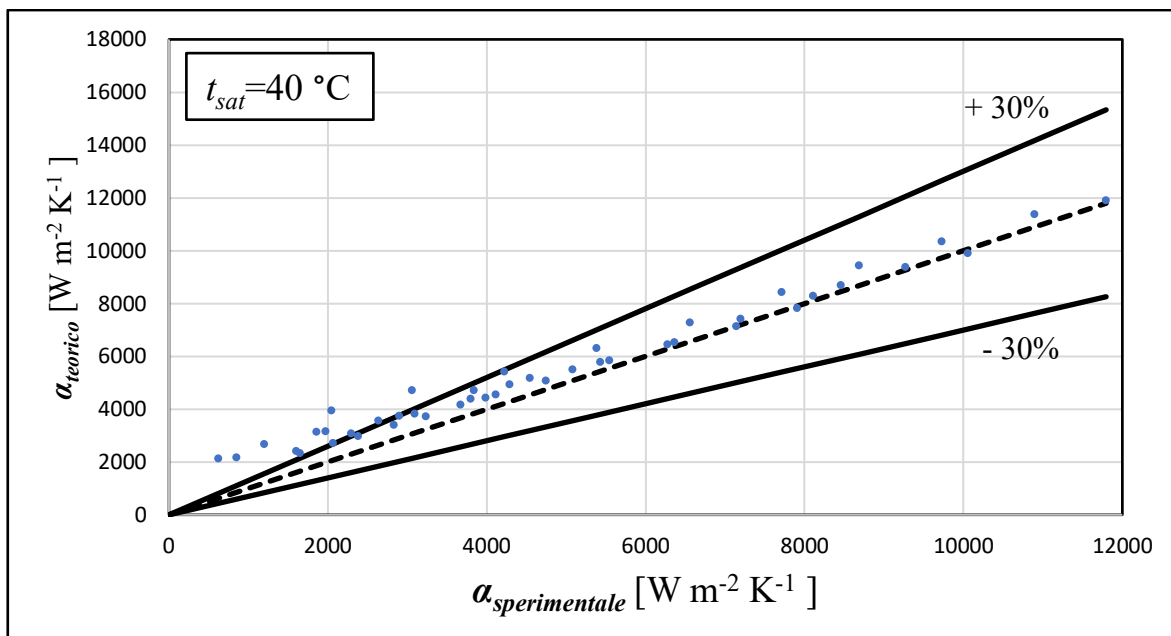


Figura 74: Confronto fra il coefficiente di scambio termico sperimentale e quello stimato attraverso le correlazioni di Cavallini et al. [14] per la condensazione dell'R513A ad una temperatura di saturazione di 40°C

Osservando la Figura 74 si può notare che c'è un buon accordo fra i risultati sperimentali e quelli previsti dal modello di Cavallini et al. [14] anche nel caso delle prove in condensazione ad una temperatura di saturazione di 40 °C, anche se è già evidente a livello qualitativo il fatto che tale accordo non è così buono come quello che si era riscontrato per la temperatura di saturazione di 30 °C (vedi Figura 71).

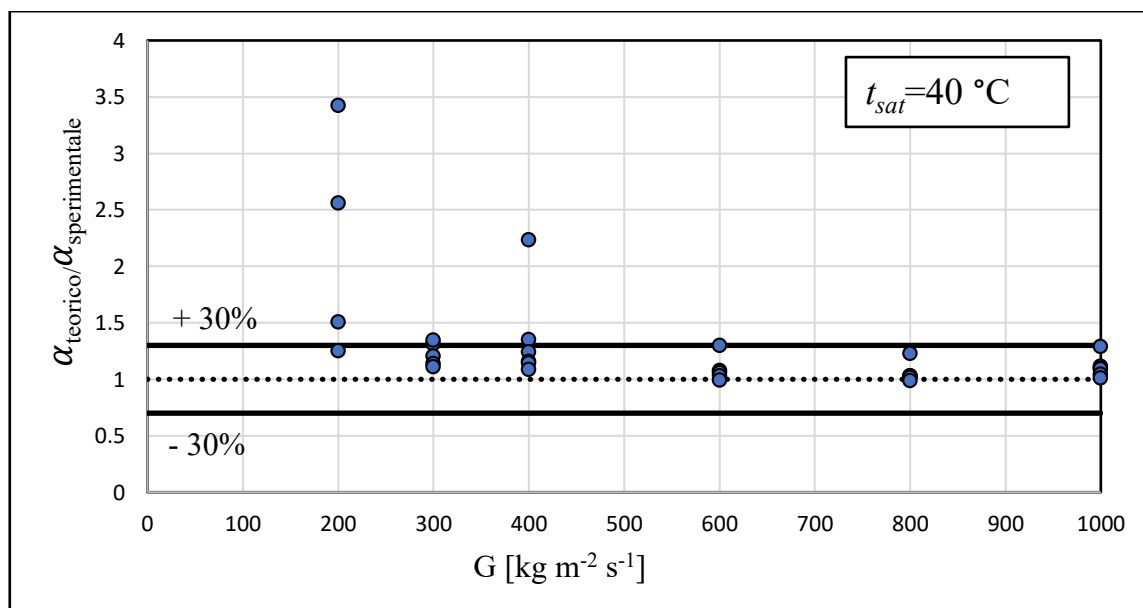


Figura 75: Rapporto fra il coefficiente di scambio termico teorico [14] e quello sperimentale per la condensazione dell'R513A ad una temperatura di saturazione di 40 °C al variare della portata specifica

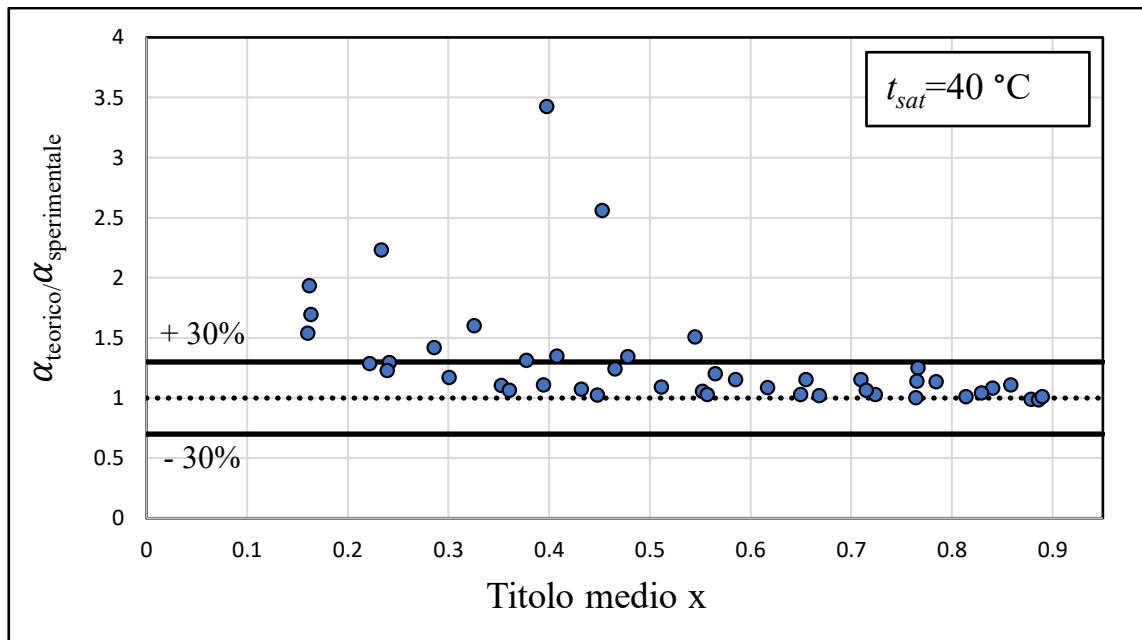


Figura 76: Rapporto fra il coefficiente di scambio termico teorico [14] e quello sperimentale per la condensazione dell'R513A ad una temperatura di saturazione di 40 °C al variare del titolo di vapore

Dalla Figura 75 e dalla Figura 76 si può osservare il rapporto fra il coefficiente di scambio termico teorico rispetto a quello sperimentale rispettivamente al variare della portata specifica e al variare del titolo del vapore. Il valore medio di tali rapporti in questo caso è pari 1.29, mentre nel caso della condensazione a 30 °C era pari a 1.07.

Senza considerare la portata a $G = 200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ il modello di Cavallini et al. [14] presenta un errore relativo del 13.77 %, un errore assoluto del 16.47% e una deviazione standard pari a 31.04% e si dimostra quindi il modello con il miglior accordo con i dati sperimentali fra quelli considerati in questa tesi.

8.3 CONFRONTO FRA I MODELLI

Senza considerare i punti relativi a $G = 200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$, che sono quelli più critici, si riporta di seguito un riassunto dei risultati ottenuti con i vari modelli teorici impiegati in questa tesi e che sono stati già discussi nel Capitolo 5. Si utilizza la seguente nomenclatura:

- e_R [%] è l'errore relativo
- e_A [%] è l'errore assoluto
- σ_N [%] è la deviazione standard

	e_R [%]	e_A [%]	σ_N [%]
Cavallini et al. [12]	14.10	32.30	62.25
Diani et al. [22]	29.81	44.40	93.79

Tabella 7: Modelli teorici utilizzati per il calcolo del coefficiente di scambio termico nel tubo microalettato di diametro ad apice aletta di 2.4 mm

	e_R [%]	e_A [%]	σ_N [%]
Diani et al. [22]	40.59	40.59	53.61
Wu et al. [25]	22.44	24.43	37.83

Tabella 8: Modelli teorici utilizzati per il calcolo del gradiente di pressione per attrito nel tubo microalettato di diametro ad apice aletta di 2.4 mm

	e_R [%]	e_A [%]	σ_N [%]
Cavallini et al. [14]	13.77	16.47	31.04

Tabella 9: Modello teorico utilizzato per il calcolo del coefficiente di scambio termico nel tubo liscio di diametro interno di 2.5 mm

Da queste tabelle è evidente che il modello che è maggiormente in accordo con i dati sperimentali è quello di Cavallini et al. [14]. E' bene ricordare però che questi dati, ancorché non considerino i risultati relativi alla portata più critica, ossia a $G = 200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$, dove la compatibilità fra i dati sperimentali e quelli ottenuti tramite le correlazioni teoriche è molto bassa, sono comunque fortemente influenzati dai risultati che si sono riscontrati a bassi titoli e basse portate. L'errore relativo, l'errore assoluto e la deviazione standard infatti assumerebbero valori minori nel caso in cui si escludessero quei punti, a basse portate e bassi titoli appunto, che manifestano il maggior disaccordo con i risultati sperimentali. Per confermare ciò basta osservare le seguenti tabelle in cui sono rappresentati i risultati dei vari modelli teorici ottenuti considerando solamente i punti relativi alle portate specifiche maggiori o uguali di $G = 600 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$.

	e_R [%]	e_A [%]	σ_N [%]
Cavallini et al. [12]	-2.54	12.44	16.53
Diani et al. [22]	-3.80	15.36	20.32

Tabella 10: Modelli teorici utilizzati per il calcolo del coefficiente di scambio termico nel tubo microalettato di diametro ad apice aletta di 2.4 mm considerando solo i punti a portata specifica maggiore di $600 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$

	e_R [%]	e_A [%]	σ_N [%]
Diani et al. [22]	17.80	17.80	25.09
Wu et al. [25]	16.16	18.22	15.77

Tabella 11: Modelli teorici utilizzati per il calcolo del gradiente di pressione per attrito nel tubo microalettato di diametro ad apice aletta di 2.4 mm considerando solo i punti a portata specifica maggiore di $600 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$

	e_R [%]	e_A [%]	σ_N [%]
Cavallini et al. [14]	5.97	9.92	18.99

Tabella 12: Modello teorico utilizzato per il calcolo del coefficiente di scambio termico nel tubo liscio di diametro interno di 2.5 mm considerando solo i punti a portata specifica maggiore di $600 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$

Dalla Tabella 10, dalla Tabella 11 e dalla Tabella 12 è evidente che la compatibilità dei modelli teorici con i risultati sperimentali è molto più elevata per le alte portate specifiche, coerentemente con quanto detto fino a questo momento. L'errore relativo, l'errore assoluto e la deviazione standard che i vari modelli presentano sono infatti molto minori nel caso in cui si considerino solo i risultati relativi alle portate specifiche maggiori di $G = 600 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$, come è evidente dalle precedenti tabelle.

CONCLUSIONI

Nel lavoro di questa tesi si è investigato il comportamento dell'R513A durante la condensazione in un tubo liscio di diametro interno di 2.5 mm e in un tubo microalettato con diametro all'apice di aletta di 2.4 mm, con 40 alette di altezza pari a 0.12 mm, un angolo ad apice aletta di 43° e un angolo d'elica di 7° . Lo studio è stato condotto per le temperature di saturazione di 30°C e di 40°C , variando per ognuna di esse la portata specifica del refrigerante da $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ a $G = 1000 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

Mentre la sezione sperimentale col tubo microalettato era già presente nel laboratorio dove sono state condotte le prove, quella col tubo liscio è stata realizzata nell'ambito del lavoro di questa tesi: la sua costruzione non ha previsto solo un lavoro manuale, consistente per esempio nell'attaccare le termocoppie o nel realizzare le cave per queste, ma è stato necessario svolgere anche dei calcoli preliminari attraverso dei modelli teorici, come quello di Cavallini et al. [14] per il coefficiente di scambio termico o quello di Cavallini et al. [16] per il gradiente di pressione per attrito, per definire rispettivamente la corretta lunghezza per lo scambio termico e la distanza a cui collegare le prese di pressione per il misuratore di pressione differenziale. Attraverso tali calcoli si è deciso che la lunghezza per lo scambio termico dovesse essere pari a 0.25 m: infatti in questo modo il flusso di calore che si assicurava nelle condizioni peggiori, ossia basse portate e bassi titoli, era maggiore di 30 W, che è un valore minimo sopra il quale si ritiene accettabile la discrepanza fra il bilancio termico lato acqua e quello lato refrigerante. Inoltre tramite quella lunghezza la variazione di temperatura dell'acqua della sezione sperimentale era sufficientemente elevata, ossia maggiore di 2°C anche nel caso peggiore. Successivamente tramite i suddetti calcoli preliminari si è deciso di porre le prese di pressione ad una distanza di 0.40 m e di utilizzare un misuratore di pressione con fondo scala pari a 0.35 bar. Alla fine della costruzione della sezione sperimentale si è ottenuto una lunghezza per lo scambio termico pari a 0.242 m e la distanza fra le prese di pressione uguale a 0.395 m: questi risultati sono stati accettati poiché sono simili a quelli preventivati all'inizio. Successivamente, per poter validare la sezione sperimentale con il tubo liscio, sono state condotte su quest'ultima delle prove in monofase con l'R513A nello stato di liquido sottoraffreddato: queste prove hanno mostrato una differenza costante di 3-4 W fra il bilancio termico lato acqua e quello lato refrigerante al variare della portata specifica, e questo risultato può essere considerato accettabile. Attraverso i dati provenienti da queste prove inoltre si è proceduto a calcolare il coefficiente di scambio termico monofase per l'R513A sottoraffreddato, il quale è stato successivamente confrontato con quelli valutati teoricamente attraverso le correlazioni di Dittus-Boelter [17] e quelle di Gnielinski [18]. Questo confronto ha mostrato un buon accordo fra i risultati sperimentali e quelli teorici e ciò ha permesso di verificare che le termocoppie di parete della sezione sperimentale col tubo liscio fossero attaccate bene.

Dai dati sperimentali delle prove in condensazione condotte sia con il tubo liscio che con il tubo microalettato è invece emerso che, in linea generale, il coefficiente di scambio termico aumenta all'aumentare del titolo e della portata, e ciò è coerente col fatto che all'aumentare del titolo la velocità media del fluido è incrementata a causa della diminuzione della sua densità media e ciò fa sì che la parte convettiva dello scambio termico sia promossa. Per lo stesso motivo, fissato il titolo di vapore, all'aumentare della portata specifica la velocità del fluido aumenta promuovendo così lo scambio termico. Ciò risulta essere evidente sia per la temperatura di saturazione di 40°C che per quella di 30°C , sia per il tubo liscio che quello microalettato. In maniera analoga anche il gradiente di pressione per attrito aumenta all'aumentare del titolo e

della portata fino a raggiungere un massimo a circa $x = 0.9$, successivamente al quale cala leggermente. Infatti man mano che il titolo e la portata specifica aumentano, come è stato suddetto, la velocità media dell'R513A aumenta, determinando non solo dei coefficienti di scambio termico maggiori ma anche delle perdite di carico per attrito più elevate. Invece la presenza di un massimo nel gradiente di pressione per attrito, riguardo al quale si è accennato in precedenza, è dovuto al cosiddetto fenomeno dell'*entrainment*: ad alti titoli il vapore tende a strappare dal film di liquido delle gocce di refrigerante che vengono successivamente trasportate all'interno della fase vapore stessa determinandone un aumento di densità e di conseguenza una diminuzione di velocità che si traduce in un calo delle perdite di carico per attrito.

Inoltre, confrontando i risultati che si ottengono per la temperatura di saturazione di 30 °C e di 40 °C, ci si può rendere conto del fatto che a 40 °C, ossia ad una temperatura di saturazione maggiore, sia per il tubo liscio che per quello microalettato si manifestano delle perdite di carico e dei coefficienti di scambio termico minori rispetto a quelli presenti a 30 °C: infatti se la temperatura di saturazione aumenta si ha che la densità media del fluido aumenterà anch'essa e di conseguenza la sua velocità media diminuirà, e ciò ha come conseguenza che sia il coefficiente di scambio termico che il gradiente di pressione per attrito assumeranno valori minori.

Si è deciso di studiare inoltre anche i regimi di deflusso che si instaurano nel tubo liscio e microalettato durante la condensazione dell'R513A, rispettivamente usando la mappa di Cavallini et al. [14] nel caso del tubo liscio e la mappa di Doretti et al. [20] per il tubo microalettato. Da queste si è capito che nel tubo microalettato, anche per le basse portate e i bassi titoli, il fluido si trova sempre in moto anulare e ciò è coerente col fatto che tale tubo sia caratterizzato da un piccolo diametro e da una alettatura: questi due elementi infatti favoriscono il suddetto moto anulare. Per quanto concerne il tubo liscio si è visto che anche in questo caso per la maggior parte delle condizioni di prova il fluido si trova in moto anulare e, come detto prima, ciò è ragionevole pensando appunto al piccolo diametro del tubo che tende a promuovere le forze tangenziali rispetto a quelle gravitazionali. Tuttavia si è anche visto che, nel caso di $G = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, il fluido a bassi titoli si trova in regime stratificato, mentre ad alti titoli il regime di deflusso diventa di tipo anulare in conseguenza dell'aumento della velocità media del refrigerante.

Successivamente è stato presentato un confronto fra i coefficienti di scambio termico che si trovano col tubo liscio rispetto a quelli che si riscontrano col tubo microalettato e si è visto che, coerentemente con quanto si era ipotizzato all'inizio del lavoro, quest'ultimo garantisce dei valori di scambio termico più elevati di quelli che si registrano nel tubo liscio grazie proprio all'azione delle alette che promuovono la turbolenza del film di liquido e quindi favoriscono lo scambio termico. A tal proposito è interessante notare che la convenienza di utilizzare un tubo microalettato rispetto ad uno liscio è maggiore quando si hanno basse portate e alti titoli: infatti nei tubi microalettati, ad alte portate e alti titoli, si ha che lo spazio fra le varie alette tende ad essere riempito dal film di liquido e ciò determina un degrado sui valori assunti dal coefficiente di scambio termico. Inoltre è anche possibile che ad alte portate il film di liquido non riesca più a seguire perfettamente l'angolo d'elica che caratterizza l'alettatura del tubo microalettato e anche questo può portare ad una degradazione dello scambio termico. Alla luce di queste considerazioni quindi si capiscono i motivi per cui i benefici maggiori derivanti dall'utilizzo del tubo microalettato sullo scambio termico si riscontrano a basse portate e alti titoli, e ciò può

essere confermato dagli andamenti dell'*Enhancement Factor* (EF) mostrati all'interno della tesi. Complessivamente comunque, considerando tutte le prove sperimentali, il valore medio di EF che si è ottenuto dalle prove in condensazione dell'R513A è pari a 1.74.

Nel capitolo successivo invece sono stati confrontati i coefficienti di scambio termico e i gradienti di pressione per attrito misurati sperimentalmente con quelli stimati dai modelli teorici presenti in letteratura: in particolare il coefficiente di scambio termico che si instaura durante la condensazione nel tubo microaletato è stato calcolato attraverso le correlazioni fornite da Cavallini et al. [12] e da Diani et al. [22] considerando la sola parte convettiva dello scambio termico. Il coefficiente di scambio termico che si realizza nel tubo liscio invece è stato calcolato col modello di Cavallini et al. [14]. Per quanto concerne i gradienti di pressione per attrito essi sono stati valutati attraverso le correlazioni di Diani et al. [22] e quelle di Wu et al. [25]. Il confronto fra i risultati teorici e quelli sperimentali serve per valutare l'attendibilità di questi ultimi: nello specifico, senza considerare i dati ottenuti a $G = 200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$, si sono ottenuti i seguenti risultati:

	e_R [%]	e_A [%]	σ_N [%]
Cavallini et al. [12]	14.10	32.30	62.25
Diani et al. [22]	29.81	44.40	93.79

Modelli teorici utilizzati per il calcolo del coefficiente di scambio termico nel tubo microaletato di diametro ad apice aletta di 2.4 mm

	e_R [%]	e_A [%]	σ_N [%]
Diani et al. [22]	40.59	40.59	53.61
Wu et al. [25]	22.44	24.43	37.83

Modelli teorici utilizzati per il calcolo del gradiente di pressione per attrito nel tubo microaletato di diametro ad apice aletta di 2.4 mm

	e_R [%]	e_A [%]	σ_N [%]
Cavallini et al. [14]	13.77	16.47	31.04

Modello teorico utilizzato per il calcolo del coefficiente di scambio termico nel tubo liscio di diametro interno di 2.5 mm

I modelli teorici considerati in questa tesi presentano una compatibilità con i risultati sperimentali molto più elevata ad alte portate specifiche che non a basse portate: l'errore relativo, l'errore assoluto e la deviazione standard assumerebbero infatti valori minori di quelli suaccennati nel caso in cui si considerassero solo i punti relativi alle portate maggiori di $G = 600 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$, come è evidente dalle seguenti tabelle:

	e_R [%]	e_A [%]	σ_N [%]
Cavallini et al. [12]	-2.54	12.44	16.53
Diani et al. [22]	-3.80	15.36	20.32

Modelli teorici utilizzati per il calcolo del coefficiente di scambio termico nel tubo microaletato di diametro ad apice aletta di 2.4 mm considerando solo i punti a portata specifica maggiore di $600 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$

	e_R [%]	e_A [%]	σ_N [%]
Diani et al. [22]	17.80	17.80	25.09
Wu et al. [25]	16.16	18.22	15.77

Modelli teorici utilizzati per il calcolo del gradiente di pressione per attrito nel tubo microaletato di diametro ad apice aletta di 2.4 mm considerando solo i punti a portata specifica maggiore di $600 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

	e_R [%]	e_A [%]	σ_N [%]
Cavallini et al. [14]	5.97	9.92	18.99

Modello teorico utilizzato per il calcolo del coefficiente di scambio termico nel tubo liscio di diametro interno di 2.5 mm considerando solo i punti a portata specifica maggiore di $600 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

In conclusione quindi i modelli teorici considerati in questa tesi hanno previsto in modo adeguato i punti sperimentali ad alte portate specifiche mentre hanno presentato un minor accordo con quelli relativi alla basse portate specifiche, che si sono infatti rivelate essere le più critiche.

NOMENCLATURA

A area interna [m²]

c calore specifico [J kg⁻¹ K⁻¹]

\dot{C} capacità termica [W K⁻¹]

D diametro [m]

D_n diametro ad apice aletta [m]

e/D rugosità relativa [/]

e_A errore medio assoluto [%]

e_R errore medio relativo [%]

EF *enhancement factor* [/]

f fattore d'attrito [/]

G portata specifica [kg m⁻² s⁻¹]

g accelerazione di gravità [m s⁻²]

h_n altezza alette [m]

h entalpia [J kg⁻¹]

i incertezza

J_G velocità adimensionale del gas [/] = $\frac{x G}{(g D \rho_G (\rho_L - \rho_G))^{0.5}}$

J_G^* velocità del gas di transizione adimensionale nel tubo microalettato [/]

J_G^T velocità del gas di transizione adimensionale nel tubo liscio [/]

K coefficiente globale di scambio [W m⁻² K⁻¹]

L lunghezza [m]

\dot{m} portata massica [kg s⁻¹]

n_g numero di alette [/]

NTU numero di unità di trasporto [/]

Nu numero di Nusselt [/] = $\frac{\alpha D}{\lambda_L}$

P pressione [Pa]

Pr numero di Prandtl [/] = $\frac{\mu c_p}{\lambda_L}$

pr pressione ridotta [/]

q flusso termico [W]

r calore latente [J kg⁻¹]

Re numero di Reynolds [/]

Re_{LO} numero di Reynolds della sola fase liquida [/] = $G \frac{D}{\mu_L}$

Rx fattore di aumento dell'area [/]

t temperatura [°C]

x titolo di vapore [/]

X_{tt} parametro di Martinelli [/] = $\left(\frac{\mu_L}{\mu_G}\right)^{0.1} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{0.5} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9}$

z direzione lungo l'asse del tubo

SIMBOLI GRECI:

α coefficiente di scambio termico [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
 β angolo d'elica [$^\circ$]
 γ angolo all'apice aletta [$^\circ$]
 Δ differenza fra due grandezze
 ΔT differenza fra la temperatura del refrigerante e quella di parete [$^\circ\text{C}$]
 ε_s efficienza di uno scambiatore [/]
 ε grado di vuoto [/]
 ϕ moltiplicatore per fluido bifase [/]
 λ conducibilità termica [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]
 ρ densità [kg m^{-3}]
 σ tensione superficiale [N m^{-1}]
 σ_N deviazione standard [%]
 μ viscosità dinamica [Pa s]

PEDICI:

A regime di flusso indipendente dal ΔT
D regime di flusso dipendente dal ΔT
ev evaporatore
f attrito
G fase vapore
in ingresso
L fase liquida
lam laminare
LO fase liquida con tutta la portata di massa
m quantità di moto
opt ottimale
out uscita
par parete
pre pre-condensatore
ref refrigerante
sat saturazione
sez sezione
strat stratificato
tp due fasi
turb turbolento
w water

BIBLIOGRAFIA

- [1] L. Rossetto, Dispense del corso di Termodinamica Applicata del corso di Ingegneria Meccanica dell'Università di Padova, (2017)
- [2] E. Granryd, I. Ekroth, P. Lundqvist, A. Melinder, B. Palm, P. Rohlin, Refrigerating Engineering, Royal Institute of Technology KTH, Stockholm, (2011)
- [3] A. Mota-Babiloni, P. Makhnatch, R. Khodabandeh, J. Navarro-Esbri, Experimental assessment of R134a and its lower GWP alternative R513A, International Journal of Refrigeration, Vol. 74, 680-686, (2017)
- [4] M.K. Bashar, K. Nakamura, K. Kariya, A. Miyara, Experimental study of condensation heat transfer and pressure drop inside a small diameter microfin and smooth tube at low mass flux condition, Applied Sciences (Switzerland), Vol. 8, (2018).
- [5] D. Jige, N. Inoue, Flow boiling heat transfer and pressure drop of R32 inside 2.1 mm, 2.6 mm and 3.1 mm microfin tubes, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol 134, 566-573, (2019)
- [6] M. Hirose, K. Fujima, D. Jige, N. Inoue, Experimental study on condensation characteristics of R1234ze(E) inside small-diameter 4 mm Od microfin tubes, ACRA 2018, (2018).
- [7] D. Jige, K. Sagawa, S. Iizuka, N. Inoue, Boiling heat transfer and flow characteristic of R32 inside a horizontal small-diameter microfin tube, International Journal of Refrigeration, Vol. 95, 73-82, (2018)
- [8] A. Diani, S. Mancin, A. Cavallini, L. Rossetto, Experimental investigation of R1234ze(E) flow boiling inside a 2.4 mm ID horizontal microfin tube, International Journal of Refrigeration, Vol. 69, 272-284, (2016).
- [9] A. Diani, A. Cavallini, L. Rossetto, R1234yf condensation inside a 3.4 mm ID horizontal microfin tube, International Journal of Refrigeration, Vol. 75, 178-189, (2017).
- [10] A. Diani, M. Campanale, A. Cavallini, L. Rossetto, Low GWP refrigerants condensation inside a 2.4 mm ID microfin tube, International Journal of Refrigeration, Vol. 86, 312-321, (2018)
- [11] L. Vettorato, Condensazione di R513A in un tubo microalettato e in un tubo liscio, (2019)
- [12] A. Cavallini, D. Del Col, S. Mancin, L. Rossetto, Condensation of pure and near azeotropic refrigerants in microfin tubes: A new computational procedure, International Journal of Refrigeration, Vol. 32 162-174, (2009)
- [13] Effetto Seebeck e coefficiente Seebeck, www.riverglennapts.com, (2019)
- [14] A. Cavallini, D. Del Col, L. Doretti, M. Matkovic, L. Rossetto, C. Zilio, Condensation in horizontal smooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design. Heat Transfer Engineering, Vol. 27, 31-38, (2006)
- [15] A. Diani, M. Campanale, L. Rossetto, Experimental study on heat transfer condensation of R1234ze(E) and R134a inside a 4.0 mm OD horizontal microfin tube, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 126, 1316-1325, (2018)

- [16] A. Cavallini, D. Del Col, M. Matkovic, L. Rossetto, Frictional pressure drop during vapour-liquid phase in minichannels: Modelling and experimental evaluation, *International Journal of Heat and Fluid flow*, Vol. 30, 131-139, (2009)
- [17] F.W. Dittus, L.M.K. Boelter, Heat Transfer in automobile radiators of tubular type, *Univ. Of California Publ. In Engineering*, Vol. 2, 443-461, (1930)
- [18] V. Gnielinski, *Capitolo Ga, VDI-Wärmeatlas*, Springer, (2006)
- [19] S.Z Rouhani, E. Axelsson, Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 13, 383-393, (1970)
- [20] L. Doretto, F. Fantini, C. Zilio, Flow patterns during condensation of three refrigerants: microfin vs smooth tube, *International Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants*, Vicenza, SGE Padova, (2005)
- [21] G.F. Hewitt, *Heat exchanger design handbook*, Begell House, Chapter 2.6, (1983)
- [22] A. Diani, S. Mancin, L. Rossetto, R1234ze(E) flow boiling inside a 3.4 mm ID microfin tube, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 47, 105-119, (2014)
- [23] A. Cavallini, D. Del Col, L. Doretto, G.A. Longo, L. Rossetto, Heat transfer and pressure drop during condensation of refrigerants inside horizontal enhanced tubes, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 23, 4-25, (2000)
- [24] A. Cavallini, D. Del Col, L. Doretto, G.A. Longo, L. Rossetto, Pressure drop during condensation and vaporisation of refrigerants inside enhanced tubes, *Heat and Technology*, Vol. 15(1), 3-10, (1997)
- [25] Z. Wu, Y. Wu, B. Sunden, W. Li, Convective vaporization in micro-fin tubes of different geometries, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol 44, 398-408, (2012)
- [26] G. Fanti, *Teoria e Pratica della Misurazione*, Edizioni Libreria Progetto Padova, 129-132, (2018)

Ringraziamenti

Vorrei ringraziare la Prof.ssa Luisa Rossetto per avermi fatto appassionare alla sua materia e avermi dato la possibilità di svolgere la tesi su un argomento che mi interessa molto.

Vorrei ringraziare anche l'Ingegnere Andrea Diani per avermi aiutato nel lavoro di questa tesi con grande disponibilità e gentilezza.

Vorrei infine ringraziare tutte le persone che mi hanno supportato in questo percorso.

Jacopo