



UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

**Dipartimento di Ingegneria Industriale DII**

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

**Studio sperimentale e teorico della vaporizzazione  
di R513A in un tubo liscio con diametro interno 2.5 mm**

Relatore: Prof. Luisa Rossetto

Correlatore: Ing. Andrea Diani

Laureanda: Alice Zatta 1178499

Anno Accademico 2019/2020



## Sommario

Tema di grande attualità in questo periodo storico è sicuramente quello del cambiamento climatico. Anche l'industria dei refrigeranti deve adeguarsi al nuovo contesto e alle normative sempre più stringenti. Il nuovo Regolamento Europeo 517/2014 impone, infatti, un calo nell'emissione dei gas a effetto serra, con un target di riduzione del 79% entro il 2030 (utilizzando come riferimento la media di emissioni nel periodo 2009-2012). Per riuscire a raggiungere questo obiettivo è necessario un cambiamento nei refrigeranti utilizzati. In passato è stato fatto largo uso di refrigeranti definiti CFC ovvero "*cloro fluoro carbons*", questi hanno però un elevato ODP (*Ozone Depletion Potential*) ovvero producono una distruzione dell'ozono. Questo comportamento è dovuto principalmente alla presenza di cloro all'interno delle molecole che li compongono. Successivamente sono invece stati adottati refrigeranti definiti HCFC ossia "*hydro cloro fluoro carbons*". In questi la presenza dell'idrogeno produce una riduzione dell'ODP, che non risulta comunque nullo. I refrigeranti definiti invece HFC non contengono nelle loro molecole cloro, questo fa sì che essi abbiano un ODP pari a zero. Gli HFC presentano però un GWP (*Global Warming Potential*) elevato. Questo significa che essi producono grandi effetti in termini di riscaldamento globale. Per questo, in tempi recenti, vengono ricercati nuovi refrigeranti con basso GWP. In questa prospettiva una soluzione risultano essere i refrigeranti naturali come la CO<sub>2</sub> o il propano. Ricerche vengono svolte anche in direzione a nuovi refrigeranti, come per esempio l'R1234yf, caratterizzati da un basso GWP. Tali refrigeranti possono però presentare altri problemi legati all'infiammabilità o alla tossicità. Soluzione a questi aspetti può quindi essere l'uso di miscele, come per esempio l'R513A.

In questa tesi si è investigata la vaporizzazione del refrigerante R513A in un tubo di piccolo diametro. Un'ulteriore azione, verso la riduzione delle emissioni, può essere eseguita, infatti, anche mediante l'utilizzo di tubi di diametro inferiore, rispetto a quelli utilizzati tradizionalmente. In questo modo si necessita di una minore carica di refrigerante e, in caso di accidentali perdite di quest'ultimo nell'ambiente, si hanno inferiori danni. Nel presente lavoro di tesi si è studiata la vaporizzazione di R513A all'interno di un tubo liscio di diametro interno 2.5 mm, rientrando appunto nella categoria sopracitata. In letteratura non sono presenti molti studi sulla vaporizzazione all'interno di mini-tubi con diametri inferiori a 5 mm, poiché la loro

applicazione è ancora agli inizi. Ulteriori vantaggi, in termini di coefficiente di scambio termico, possono essere dati dall'uso di tubi micro-alettati internamente. Per tale motivo, nel presente lavoro, viene fatto anche un confronto con questi ultimi.

Nello specifico, nel primo capitolo è analizzata a livello teorico la vaporizzazione all'interno di tubazioni orizzontali, concentrandosi sui tubi di piccolo diametro. Inoltre è fatta una presentazione dei tubi lisci e dei tubi micro-alettati e ne sono mostrate le principali differenze. Infine è esposto il refrigerante utilizzato, ovvero la miscela azeotropica R513A, confrontandone le proprietà fondamentali con quelle dei due fluidi puri che lo compongono, ossia l'R134a e l'R1234yf.

Nel Capitolo 2 è presentato l'impianto sperimentale, situato nel laboratorio di Trasmissione del calore in micro-geometrie del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova. In particolare vengono descritti tutti i componenti e i sistemi di misura. Successivamente vengono analizzate le due sezioni di prova utilizzate per le misure sperimentali. La prima sezione di prova è costituita da un tubo liscio in rame di diametro interno 2.5 mm all'interno del quale avviene la vaporizzazione del refrigerante R513A. Attorno a questo è avvolto un ulteriore tubo in rame, percorso al suo interno da acqua calda. Grazie al calore fornito da questa la sezione viene riscaldata e avviene la vaporizzazione. La seconda sezione è composta dal medesimo tubo in rame con diametro interno 2.5 mm, il quale viene però riscaldato mediante l'uso di resistenze elettriche. La sezione riscaldata ad acqua era già presente all'interno dell'impianto sperimentale; la seconda è invece stata costruita durante il lavoro di tesi. Per tale motivo, all'interno del Capitolo 2, sono anche riportate le principali fasi di realizzazione pratica di quest'ultima, come per esempio la taratura delle termocoppie e l'inserimento all'interno del sistema di acquisizione.

Nel Capitolo 3 è esposta la procedura di elaborazione dei dati, le equazioni utilizzate per il calcolo del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico.

Nel quarto capitolo sono presentati i modelli teorici che vengono utilizzati nei capitoli successivi per confrontare i dati sperimentali. Nello specifico si sono usati dei modelli per la valutazione del coefficiente di scambio termico e per la valutazione delle perdite di carico dovute all'attrito.

Altri modelli sono stati utilizzati per fare una validazione della sezione riscaldata elettricamente e per un confronto con il titolo di inizio crisi termica ricavato sperimentalmente.

Nel Capitolo 5 è stato esposto il metodo utilizzato per svolgere l'analisi dell'incertezza relativa alle misure. Nello specifico si è valutata l'incertezza relativa al coefficiente di scambio termico in evaporazione, l'incertezza relativa al flusso termico scambiato al pre-condensatore e l'incertezza relativa al titolo medio. Sono poi mostrati i risultati ottenuti.

Nel sesto capitolo vengono mostrati i risultati sperimentali ottenuti per la sezione riscaldata ad acqua. In particolare viene studiato l'andamento del coefficiente di scambio termico specifico e delle perdite di carico dovute all'attrito al variare del titolo medio. Questi vengono analizzati fissando il valore della portata specifica o del flusso termico specifico. Vengono anche fatti dei confronti per diversi valori di temperatura di saturazione. Nel medesimo capitolo vengono anche comparati i risultati ottenuti sperimentalmente con quelli ricavati mediante l'uso di modelli teorici. Successivamente sono riportati i dati ottenuti dalla sezione riscaldata elettricamente. Per questa sezione di prova è stata fatta una stima delle dispersioni termiche e alcune prove in condizioni monofase, in modo da valutare se fosse rispettato il bilancio termico e se i dati risultassero compatibili con i valori ottenuti mediante l'uso di modelli teorici. Dopo la verifica di queste condizioni sono riportati i dati sperimentali ottenuti, come fatto in precedenza per la sezione riscaldata con acqua. Anche in questo caso sono presenti anche dei confronti a diversi valori della temperatura di saturazione. A differenza della sezione riscaldata con acqua, nel caso della sezione di prova riscaldata elettricamente, è presente anche una valutazione del titolo d'inizio crisi termica.

Nel Capitolo 7 sono fatte alcune valutazioni sull'effetto prodotto dal diverso tipo di riscaldamento utilizzato. A questo scopo è riportata un'analisi numerica svolta con il software Ansys 17.2; sono presenti poi alcune osservazioni in merito ai risultati ottenuti dalla simulazione. Successivamente vengono comparati i risultati ottenuti, in termini di coefficiente di scambio termico specifico e perdite di carico, dalle due diverse sezioni utilizzate.

Nell'ottavo capitolo viene fatto un confronto tra diversi tipi di tubo. In particolare i valori ottenuti dal tubo in esame sono comparati con quelli relativi ad un tubo micro-alettato, avente

lo stesso diametro interno, e con quelli relativi ad un tubo liscio con diametro superiore, pari a 3.5 mm. Il raffronto è stato fatto, nuovamente, sia in termini di coefficiente di scambio termico che di perdite di carico dovute all'attrito.

# Indice

Capitolo 1 . Introduzione .....	1
1.1 . La vaporizzazione .....	1
1.2 . Tubi lisci e micro alettati .....	4
1.3 . Refrigerante .....	6
Capitolo 2 . Impianto sperimentale .....	9
2.1 . Apparato sperimentale .....	9
2.2 . Sezione riscaldata ad acqua .....	13
2.3 . Sezione riscaldata elettricamente .....	14
- Taratura termocoppie .....	18
2.4 . Sistema di acquisizione dei dati .....	20
Capitolo 3 . Procedura elaborazione dei dati .....	23
3.1 . Coefficiente di scambio termico .....	23
3.2 . Perdite di carico .....	26
Capitolo 4 . Modelli teorici .....	29
4.1 . Modelli valutazione coefficiente di scambio termico .....	29
4.2 . Modelli valutazione perdite di carico per attrito .....	32
4.3 . Modelli validazione sezione riscaldata elettricamente .....	34
4.4 . Modelli determinazione <i>dryout</i> .....	35
Capitolo 5 . Analisi incertezza .....	37
Capitolo 6 . Risultati sperimentali .....	47
6.1 . Sezione riscaldata ad acqua .....	47
- Coefficiente di scambio termico .....	47
- Perdite di carico .....	52
- Confronto con modelli teorici .....	60
6.2 . Sezione riscaldata elettricamente .....	73
- Quantificazione dispersioni termiche .....	73
- Prove in monofase .....	74

- Confronto con modelli teorici.....	76
- Coefficiente di scambio termico.....	81
- Perdite di carico.....	83
- Valutazione dryout.....	88
Capitolo 7 . Effetto tipo di riscaldamento.....	93
7.1 Analisi numerica con software Ansys.....	93
7.2 . Confronto dati sperimentali.....	97
- Coefficiente di scambio termico.....	97
- Perdite di carico.....	101
Capitolo 8 . Confronto diversi tipi di tubo.....	105
8.1 . Tubo microalettato.....	105
- Coefficiente di scambio termico.....	105
- Perdite di carico.....	107
8.2 . Tubo diametro interno 3.5 mm.....	109
- Coefficiente di scambio termico.....	109
- Perdite di carico.....	112
Conclusioni.....	115
Nomenclatura.....	119
Bibliografia.....	122

# Capitolo 1 . Introduzione

## 1.1. La vaporizzazione

Con il termine vaporizzazione si indica il processo di conversione di un liquido in vapore con somministrazione di calore. Si possono distinguere due modalità con le quali può avvenire questo processo:

- ebollizione, quando su una superficie immersa nel liquido, o nel liquido stesso, si ha la formazione di bolle di vapore;
- evaporazione, quando il liquido, sull'interfaccia liquido-vapore, vaporizza senza formazione di bolle.

Spesso nella letteratura i due termini vengono utilizzati come sinonimi e nella realtà i due meccanismi possono anche coesistere.

### **Vaporizzazione all'interno di tubi**

La vaporizzazione all'interno di tubi trova una grande applicazione nell'industria della refrigerazione e del condizionamento.

In questo caso specifico si è osservata la vaporizzazione all'interno di un tubo orizzontale; nel seguito si parlerà quindi di questa distinta casistica.

Nel caso di moto in un tubo orizzontale la forza di gravità promuove regimi di deflusso asimmetrici con porzioni di tubo lambite da solo vapore.

Si devono nuovamente distinguere due casi: in assenza di stratificazione il comportamento del tubo orizzontale è simile a quello del tubo verticale, se invece c'è stratificazione si hanno alcune differenze. Il coefficiente di scambio termico medio risulta ridotto. L'essiccamento delle superfici dovrebbe essere evitato in quanto potrebbe creare danni alle tubazioni anche se negli evaporatori dei cicli frigoriferi, se il fluido è pulito, questo provoca solo un abbassamento del coefficiente di scambio senza gravi conseguenze.

In generale il comportamento del tubo orizzontale si avvicina tanto più a quello di un tubo verticale quanto più la velocità aumenta e il diametro si riduce.

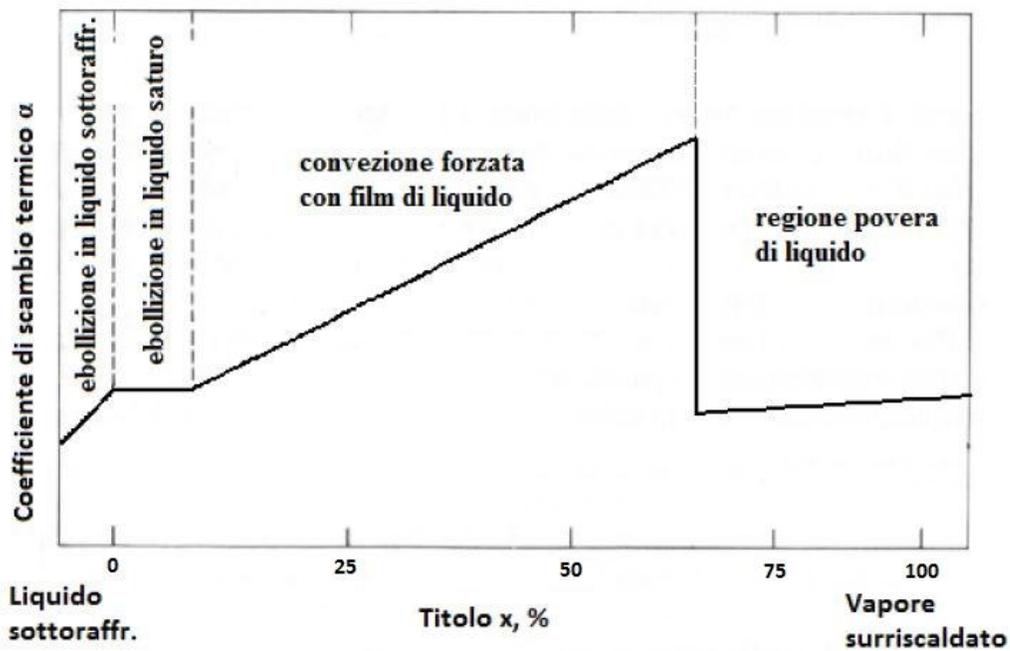
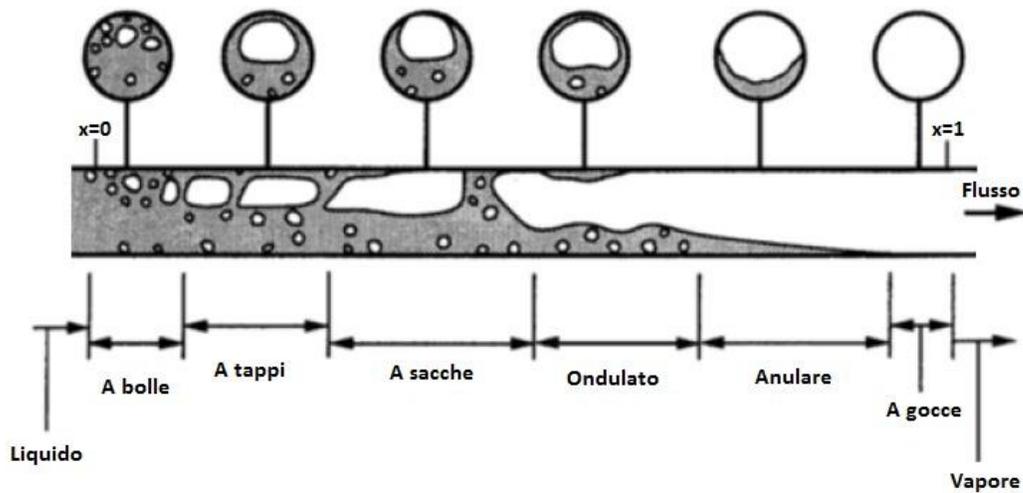


Figura 1. Rappresentazioni fasi della vaporizzazione in tubi orizzontali al variare del titolo[1]

In Figura 1 è possibile osservare le varie fasi che si verificano in un tubo orizzontale all'aumentare del titolo. Si nota che partendo da una condizione di tutto liquido fornendo una certa quantità di calore dall'esterno si ha l'inizio della vaporizzazione.

La prima fase presenta l'ebollizione nucleata in liquido sottoraffreddato. In questa condizione iniziano a formarsi delle bolle di vapore e si ha liquido sottoraffreddato nella zona centrale del

tubo. Le bolle tendono poi a collassare aumentando la temperatura complessiva del liquido circolante, il coefficiente di scambio termico aumenta in modo ridotto.

La seconda fase è quella di ebollizione in liquido saturo. Anche in questo caso si ha la formazione di bolle ma queste non collassano e tendono a defluire con il liquido e aggregarsi in sacche di vapore sempre più consistenti. Essendo la tubazione posta orizzontalmente ed agendo su di essa la forza di gravità, le bolle formatesi tendono a rimanere nella parte superiore del tubo. Al procedere della vaporizzazione, le sacche aumentano sempre di più in dimensione fino a diventare un flusso di vapore costante. Il posizionamento di questo flusso di vapore dipende dalla sua velocità: se questa è bassa il flusso tende a rimanere nella parte più alta della tubazione poiché risente molto dell'azione della forza di gravità, se invece la velocità è elevata esso tende ad occupare la parte centrale del condotto. Si forma inoltre un certo spessore di liquido alle pareti, la cui dimensione dipende ancora una volta dall'azione della spinta della portata e della gravità. Come si può osservare dalla Figura 1 in questa fase, denominata "convezione forzata con film di liquido", il coefficiente di scambio termico aumenta in modo più rilevante rispetto alle altre fasi.

Proseguendo il film di liquido si assottiglia fino a scomparire, il flusso termico esterno non viene più quindi assorbito dal liquido ma solo dal vapore. Il coefficiente di scambio termico subisce una brusca riduzione. Questo è dovuto al fatto che il vapore, a differenza del liquido, ha scarse caratteristiche in termini di proprietà termiche. Tale fenomeno è noto come *dryout*, una condizione da evitare, in quanto comporta un peggioramento evidente dello scambio termico. Queste fasi sono relative ad un tubazione con diametro elevato, si evidenzia che nel caso in esame è stato studiato un tubo con diametro interno pari a 2.5 mm. Le dimensioni ridotte dei tubi fanno sì che il comportamento nella fase di vaporizzazione possa discostarsi rispetto a quello di un tubo orizzontale con diametri superiori.

In letteratura sono presenti numerosi studi sulla vaporizzazione all'interno di mini-tubi, ma con diametri comunque superiori a 5 mm. Analisi in riferimento a tubi con diametri più piccoli sono invece ancora agli inizi. Alcuni studi sono stati svolti da Jige et al.[2] in rapporto alla variazione del coefficiente di scambio termico e del gradiente di pressione per attrito durante l'evaporazione dell'R32 in tubi orizzontali micro-alettati con diametro interno 2.1 mm, 2.6 mm e 3.1 mm. I tubi esaminati si differenziavano solo per il diametro interno, quindi sono stati

utilizzati per capire l'effetto di quest'ultimo sui parametri. Jige et al. [3] hanno studiato inoltre il coefficiente di scambio termico e il gradiente di pressione per attrito durante l'evaporazione dell'R32 in un tubo orizzontale microaletato di diametro equivalente pari a 3.48 mm ad una temperatura di saturazione di 15 °C. Diani et al.[4] hanno invece analizzato l'evaporazione di R1234ze(E) all'interno di tubi microaletati con diametro ad apice aletta di 2.4 mm con 40 alette di altezza pari a 0.12 mm, ad una temperatura di saturazione di 30 °C.

## **1.2. Tubi lisci e micro alettati**

Un metodo per ridurre l'impatto ambientale dei fluidi refrigeranti è quello di diminuire la quantità degli stessi all'interno dei circuiti frigoriferi. Per far ciò può essere utile l'utilizzo di tubi di piccolo diametro, i quali permettono di ridurre la carica di refrigerante e quindi di diminuire gli effetti derivanti da possibili perdite dello stesso in ambiente. Inoltre i tubi di piccolo diametro trovano largo impiego per la refrigerazione nel campo dell'elettronica, dei veicoli ibridi, per il raffreddamento di turbine e nel campo aeronautico[5]. L'utilizzo di mini e micro tubazioni risulta essere quindi fondamentale in un periodo storico come quello che stiamo vivendo in questi anni, in cui svolgere azioni in favore dell'ambiente è necessario. Un'altra caratteristica dei tubi con diametro ridotto è di favorire l'effetto dello sforzo tangenziale rispetto all'effetto delle forze gravitazionali, favorendo, in questo modo, il moto anulare rispetto a quello stratificato e producendo coefficienti di scambio termico maggiori. Per avere un ulteriore aumento del coefficiente di scambio termico possono essere utilizzati anche tubi micro alettati. La presenza delle alette, infatti, comporta un incremento della superficie di scambio termico e quindi un aumento del coefficiente di scambio termico. Inoltre i canali presenti tra le alette divengono siti in cui viene favorita la nucleazione e quindi il fenomeno dell'ebollizione nucleata risulta potenziato. La presenza dei canali tra le alette agevola il liquido a rimanervi confinato all'interno, diminuendo il valore di portata specifica necessario per avere un moto anulare (a parità di titolo di vapore) ed alzando il valore di titolo in cui inizia ad essere presente la crisi termica. I tubi micro-alettati internamente possono essere di diverso tipo, come rappresentato in Figura 2. Alcuni esempi sono: i tubi *microfin* i quali presentano delle alette elicoidali sulla superficie interna del tubo, i tubi *cross-grooved* i quali presentano delle ulteriori scanalature elicoidali con lo stesso angolo d'elica ma con direzione angolare opposta alla prima e in genere

con profondità differente, i tubi *herringbone* che presentano delle scanalature a spina di pesce in modo da distribuire il condensato lungo due direttrici opposte, rendendo sottile il film di liquido sui lati della sezione di deflusso e i tubi *low-fin*, i quali hanno un numero ridotto di alette elicoidali e presentano un rapporto altezza dell'aletta rispetto al diametro interno del tubo maggiore di 0.05.

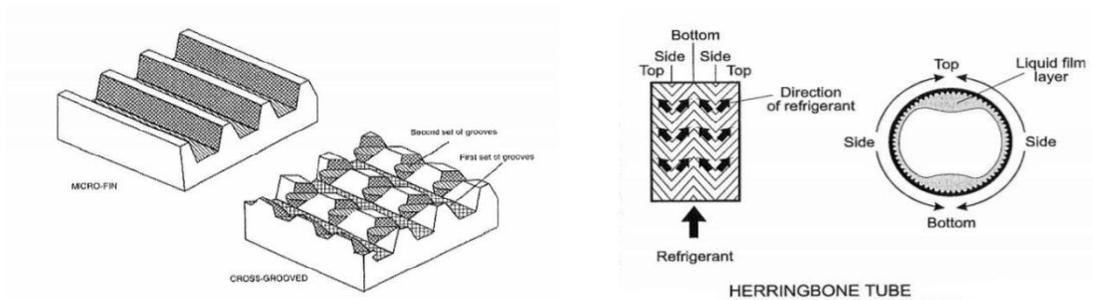


Figura 2. Tipologie tubo micro-alettato internamente[6]

In questo lavoro di tesi è stato analizzato a livello sperimentale un tubo liscio, avente diametro interno pari a 2.5 mm. I dati ricavati empiricamente sono stati poi confrontati con alcuni dati relativi ad un tubo micro alettato di tipo *microfin*, con diametro interno all'apice dell'aletta di 2.4 mm, altezza dell'aletta 0.12 mm, numero di alette pari a 40, angolo all'apice di 43° e angolo d'elica pari a 7°. Le caratteristiche principali di un tubo microfin sono riportate in Figura 3, si evidenzia:  $\beta$  = angolo d'elica,  $D$  = diametro,  $\gamma$  = angolo all'apice e  $h$  = altezza dell'aletta.

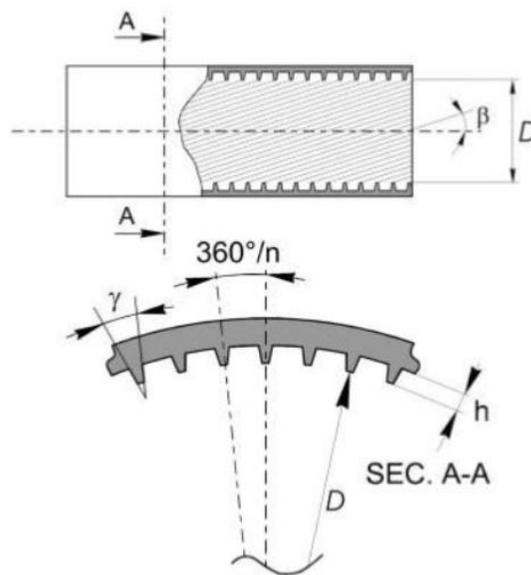


Figura 3. Caratteristiche tubo microfin[7]

### 1.3. Refrigerante

L'R513A è una miscela azeotropica dei refrigeranti R1234yf e R134a (rispettivamente nelle percentuali del 56% e del 44% in massa).

L'R134a è un fluido di uso comune, soprattutto in passato, nel campo della refrigerazione; esso ha un *Ozone Depletion Potential* (ODP) pari a zero. Per questo motivo è stato un sostituto dei cosiddetti CFC e HCFC i quali, visto il loro contenuto di cloro, contribuivano alla distruzione dell'ozono.

Recentemente, però, vengono cercati sostituti anche a quest'ultimo in quanto esso ha un elevato *Global Warming Potential* (GWP) pari a 1430.

Il refrigerante R1234yf appartiene invece ad una nuova categoria di fluidi caratterizzati dal fatto di avere un basso GWP (inferiore ad 1) e ODP pari a zero. Esso ha però la caratteristica di essere leggermente infiammabile; è infatti classificato A2L secondo normativa ASHRAE.

In tempi recenti, quindi, numerose ricerche sono state svolte con lo scopo di trovare refrigeranti che rispondessero alle esigenze di una riduzione del GWP e al contempo che rispettassero l'utente utilizzatore sia in termini di tossicità che di infiammabilità. Ruolo importante in questo contesto viene assunto quindi dal refrigerante R513A, il quale è una miscela non infiammabile, di classe A1 secondo normativa ASHRAE e con basso GWP pari a 631. Alcune caratteristiche dell'R513A e dei due fluidi costituenti sono riportati in Tabella 1.

Queste caratteristiche lo rendono un buon compromesso sia in termini di infiammabilità che di GWP e per questo motivo è una miscela che trova utilizzo in molti impianti di refrigerazione civile e industriale più recenti.

Allo stato d'arte attuale gli studi sull'R513A sono focalizzati sulla valutazione delle prestazioni dei cicli complessivi e meno sulla valutazione della misura sperimentale del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico che si verificano durante l'evaporazione o la condensazione. Informazioni in riferimento alle caratteristiche e all'uso dell'R513A possono essere reperiti nei lavori di Mota-Babiloni et al.[8] [9] e di Yang et al.[10]

<b>Caratteristiche</b>	<b>R134a</b>	<b>R1234yf</b>	<b>R513A</b>
ODP	0	0	0
GWP	1430	<1	631
Classificazione ASHRAE	A1	A2L	A1
Temperatura critica [K]	375	368	368
Pressione critica [bar]	40.6	33.8	36.5
Massa molecolare [kg kmol <sup>-1</sup> ]	102.03	114	108.43
Densità liquido [kg m <sup>-3</sup> ]	1225.3	1109.9	1152.8
Densità del vapore [kg m <sup>-3</sup> ]	27.78	32.796	32.45
C <sub>p</sub> liquido [kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	1.34	1.3693	1.31
C <sub>p</sub> vapore [kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	0.9	1.0237	0.92
Conducibilità termica del liquido [W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	92·10 <sup>-3</sup>	65.079	79·10 <sup>-3</sup>
Conducibilità termica del vapore [W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	11.5·10 <sup>-3</sup>	13.381	11.7·10 <sup>-3</sup>
Viscosità del liquido [μPa s]	207.37	162.26	176.45
Viscosità del vapore [μPa s]	11.49	11.173	11.49

*Tabella 1. Confronto proprietà R134a, R1234yf e R513A a 20°C*



## Capitolo 2 . Impianto sperimentale

### 2.1. Apparato sperimentale

L'impianto sperimentale utilizzato per svolgere questo lavoro di tesi si trova nel laboratorio di Trasmissione del calore in micro-geometrie del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova. Come si può osservare dallo schema in Figura 4, è composto di un circuito primario (percorso dal refrigerante) e da quattro circuiti ausiliari: uno relativo al pre-condensatore, uno relativo alla sezione di prova, uno relativo all'evaporatore e uno relativo al post-condensatore. L'impianto presenta una pressione di lavoro massima di 30 bar e una portata di massa che può variare fino a  $70 \text{ kg h}^{-1}$ .

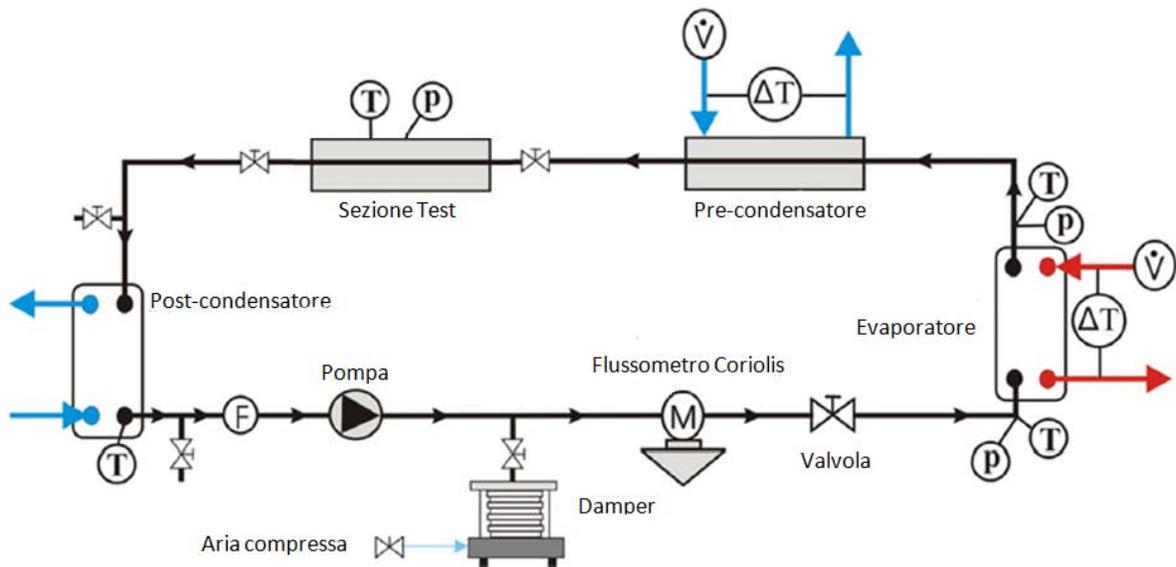


Figura 4. Circuito primario impianto in esame

#### Circuito primario

Nel circuito primario fluisce il refrigerante, questo viene messo in movimento da una pompa (Figura 5) a ingranaggi di tipo magnetico, questa tipologia di pompa viene adottata per garantire l'assenza di olio nel circuito. La pompa è poi collegata ad un inverter grazie al quale è possibile, mediante un display, regolare la velocità della pompa stessa ed in questo modo definire la portata da far circolare.



*Figura 5. Pompa a ingranaggi a trascinamento magnetico*

La portata può essere anche regolata mediante una valvola che è posta dopo il misuratore di portata ad effetto Coriolis (Figura 6). Quest'ultima può essere utilizzata anche per stabilizzare il flusso quando questo risulta troppo variabile. Il misuratore di portata ad effetto Coriolis misura la portata di massa di refrigerante nella tubazione con una accuratezza del  $\pm 0.10\%$  della lettura.



*Figura 6. Misuratore di portata ad effetto Coriolis*

Di seguito alla pompa è posizionato il cosiddetto Damper, questo è un regolatore di pressione che agisce per mezzo di aria compressa e di un soffiato metallico. L'aria viene immessa quando si deve aumentare la pressione del circuito, viene invece liberata all'esterno nel momento in cui c'è la necessità di ridurre la pressione. In questo modo è possibile avere un controllo sulla temperatura di saturazione, agendo infatti sulla pressione è possibile mantenerla a valori costanti e ben definiti. Il refrigerante attraversa poi l'evaporatore, ovvero uno scambiatore a piastre di tipo saldobrasato controcorrente, dove evapora e si surriscalda. Successivamente

entra nel pre-condensatore, costituito da uno scambiatore tubo in tubo, dove viene condensato fino alle condizioni desiderate per l'ingresso nella sezione test. Una volta attraversata la sezione test il refrigerante entra nel post-condensatore, uno scambiatore a piastre saldobrasato, dove viene condensato e sottoraffreddato; in modo da garantire di avere nuovamente refrigerante in condizioni di liquido sottoraffreddato all'inizio del ciclo.

### **Circuiti ausiliari**

- Il circuito ausiliario del pre-condensatore è necessario per rimuovere il calore dal refrigerante che transita appunto all'interno dello scambiatore che funge da condensatore. Per attuare questa rimozione di calore si utilizza un *chiller* condensato ad acqua. Quest'ultimo consente una regolazione della temperatura dell'acqua all'ingresso del pre-condensatore con una precisione di  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ , per garantire questa regolazione il *chiller* è fornito anche di una resistenza elettrica.

Nel circuito è presente, inoltre, una valvola che consente di regolare la portata dell'acqua; in questo modo, variando temperatura in ingresso e portata dell'acqua, è possibile definire le condizioni all'uscita del pre-condensatore, ovvero quelle d'ingresso alla sezione di prova.

- Il circuito ausiliario dell'evaporatore è necessario invece per fornire il calore al refrigerante che evapora e si surriscalda. Il calore necessario al riscaldamento dell'acqua viene fornito da una serie di resistenze elettriche da 1.67 kW, due funzionanti in modalità acceso/spento e una funzionante in modo controllabile. Per le prove effettuate in questa tesi si è utilizzata la sola resistenza regolabile. Nel circuito è presente inoltre una pompa, che viene utilizzata per mobilitare l'acqua calda necessaria all'evaporazione, un vaso di espansione, un misuratore di portata di tipo elettromagnetico, un manometro e una valvola di regolazione.
- Il circuito ausiliario del post-condensatore è presente al fine di condensare e sottoraffreddare il refrigerante all'uscita dalla sezione test. Per far ciò viene utilizzato un ulteriore *chiller* (Figura 7) funzionante con R404A. Nello specifico questo *chiller* è in grado di regolare la temperatura da  $82^\circ\text{C}$  a  $-25^\circ\text{C}$ ; lavorando a temperature inferiori a  $0^\circ\text{C}$  è necessario utilizzare una miscela di acqua e glicole, per evitare fenomeni di congelamento.



Figura 7. Chiller LAUDA VC3000

- Il circuito relativo alla sezione test consiste invece in un circuito ad acqua che viene riscaldata da un bagno termostatico. Grazie a questo (Figura 8) è possibile definire la temperatura dell'acqua con una precisione di  $0.01^{\circ}\text{C}$  ed in questo modo regolare la temperatura dell'acqua all'ingresso della sezione test.



Figura 8. Bagno termostatico LAUDA PROLINE 1845

Si evidenzia che nella situazione in esame, volendo svolgere prove di vaporizzazione del refrigerante nella sezione test, questo circuito è stato utilizzato, in un primo momento, per fornire il calore necessario a far avvenire il processo. In un secondo momento, invece, il calore necessario a far avvenire la vaporizzazione è stato fornito da resistenze elettriche. In questo caso il circuito ausiliario è stato scollegato mentre sulla sezione test sono state poste delle

resistenze elettriche collegate poi ad un generatore di corrente (Figura 9) mediante il quale è stata regolata la tensione e quindi la corrente circolante.



*Figura 9. Generatore utilizzato con la sezione riscaldata elettricamente*

In questa tesi sono state quindi svolte analisi sperimentali in vaporizzazione su due diverse sezioni test, una prima sezione riscaldata per mezzo di acqua e una seconda sezione riscaldata da resistenze elettriche. La sezione riscaldata per mezzo di acqua era già presente e pronta ad essere utilizzata, la sezione con riscaldamento di tipo elettrico è invece stata costruita durante il lavoro di questa tesi. Successivamente verranno quindi descritte entrambe, della seconda verranno anche indicati i passaggi più rilevanti per la sua costituzione.

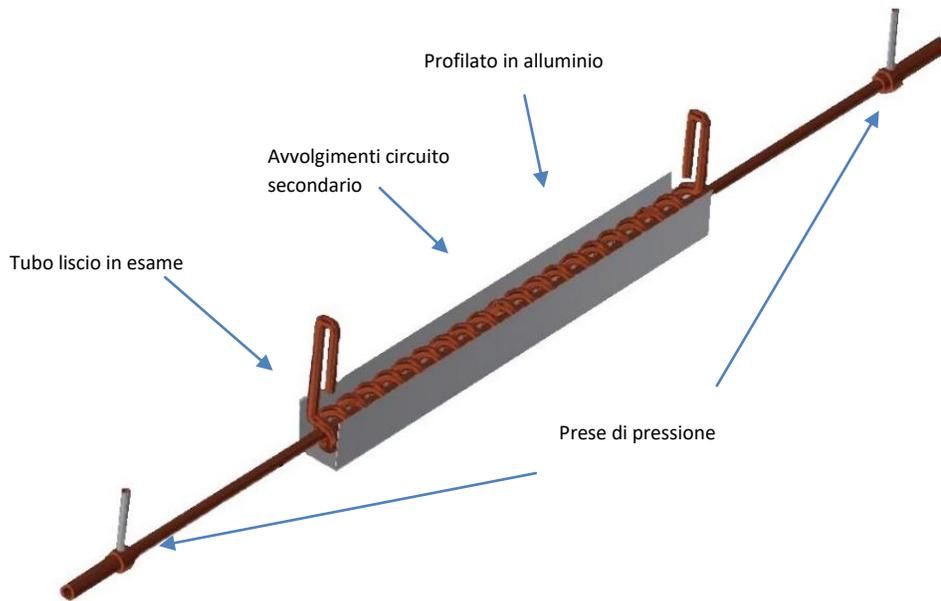
## **2.2. Sezione riscaldata ad acqua**

Come si può osservare dalla Figura 10 la prima sezione test utilizzata si compone di un tubo liscio in rame di diametro interno di 2.5 mm. Alle estremità di questo, a una distanza di 395 mm, sono presenti due prese di pressione, composte da due tubi in acciaio inox, ai quali vengono collegati i misuratori di pressione. La sezione nel complesso risulta lunga 835 mm, ma si evidenzia che la sezione di tubo liscio che risulta riscaldata ha una lunghezza di 242 mm. Attorno al tubo liscio in esame è posta un'ulteriore tubazione in rame disposta con una serie di avvolgimenti. All'interno di questa circola l'acqua calda necessaria a fornire il calore perché avvenga la vaporizzazione. Intorno al sistema composto dalle due tubazioni è posto un profilato di alluminio a forma di "U" di base 15 mm e altezza 15 mm.

In questa sezione sono presenti otto termocoppie: tre sulla parte superiore e tre sulla parte inferiore del tubo di prova nel tratto riscaldato e due, una a monte ed una a valle della sezione riscaldata, esternamente al tubo di prova, per la misura della temperatura del refrigerante.

Inoltre altre due termocoppie sono presenti sull'apice delle curve in ingresso e in uscita dell'acqua all'interno della serpentina, per un totale di 10 termocoppie.

Queste sono incollate con una resina epossidica adatta al funzionamento in un'elevata gamma di temperature. Tutto il sistema così creato è poi racchiuso con un isolante elastomerico denominato "Armaflex".



*Figura 10. Sezione test riscaldata ad acqua*

### **2.3. Sezione riscaldata elettricamente**

La sezione riscaldata mediante resistenze elettriche è rappresentata in Figura 11. Essa è costituita da un tubo liscio, di diametro interno 2.5 mm e diametro esterno 4.5 mm, saldato all'interno di una guida in rame. Le dimensioni e le caratteristiche del tubo sono quindi le medesime del tubo utilizzato nella sezione riscaldata con acqua. Questa scelta è stata fatta per poter poi confrontare direttamente i risultati ottenuti.

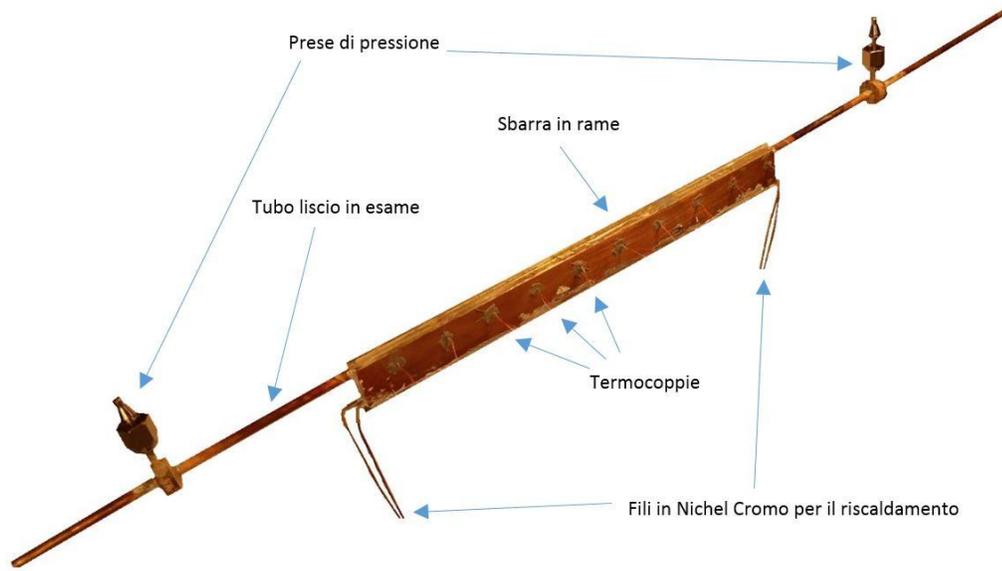


Figura 11. Sezione test riscaldata elettricamente

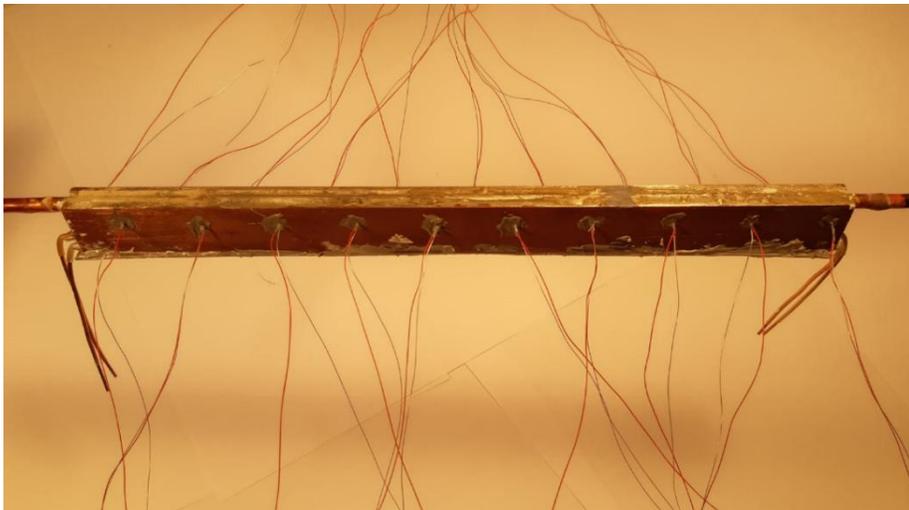
La guida in rame è stata realizzata partendo da una sbarretta di rame di lunghezza 240 mm, spessore 10 mm ed altezza 20 mm. Nella parte superiore della sbarra è stata realizzata una cava di dimensioni 5x5 mm all'interno della quale è stato poi saldato il tubo. Nella parte inferiore sono state realizzate invece due cave di dimensioni 1.5x1.5 mm all'interno delle quali sono state poi inserite le due resistenze utilizzate per il riscaldamento della sezione. Queste ultime sono state costruite partendo da un filo di nichel-cromo di spessore 1 mm, ai cui estremi sono stati saldati due fili di rame con spessore 1.5 mm. Tutto il filamento creato è stato poi isolato per mezzo di una guaina isolante termo restringente, ed inserito nelle cave precedentemente realizzate. I fili che sono stati utilizzati avevano una lunghezza di 0.24 m e una resistività di  $4.563 \Omega \text{ m}^{-1}$ . È stato quindi possibile calcolare la resistenza di un singolo filo, che è risultata pari a  $1.095 \Omega$ . Si è poi calcolata la potenza elettrica necessaria a fornire i flussi termici specifici utilizzati nelle prove ovvero  $12 \text{ kW m}^{-2}$ ,  $30 \text{ kW m}^{-2}$  e  $60 \text{ kW m}^{-2}$ . Da questa si è poi calcolata la corrente necessaria mediante la formula:

$$I = \sqrt{\frac{P_{el}}{R}} \quad (2.1)$$

Per limitare l'intensità di corrente si è deciso di porre due fili. La resistenza equivalente è risultata pari a  $0.5475 \Omega$  e l'intensità di corrente circolante in un unico filo è risultata pari a  $3.23 \text{ A}$  nel caso di flusso termico specifico di  $12 \text{ kW m}^{-2}$ , a  $5.10 \text{ A}$  nel caso di flusso termico specifico di  $30 \text{ kW m}^{-2}$  e a  $7.22 \text{ A}$  nel caso di flusso termico specifico di  $60 \text{ kW m}^{-2}$ .

Per garantire un miglior contatto tra resistenza elettrica e sbarra di rame si è utilizzata una pasta termo conduttiva, posta nelle cave prima di inserirvi i fili. Come chiusura è stata poi posta una lastra di alluminio lunga  $240 \text{ mm}$  larga  $10 \text{ mm}$  e con spessore  $1 \text{ mm}$ ; questa è stata incollata alla sbarra di rame mediante una colla epossidica per marmo e ferro.

Come si può osservare dalla Figura 12, ai lati della sbarra sono stati poi eseguiti 20 fori di diametro  $1 \text{ mm}$  utilizzati per l'inserimento delle termocoppie. Le 20 termocoppie sono state disposte 10 per ogni lato della sbarra, a una distanza tra loro di  $24 \text{ mm}$ . Il loro posizionamento è stato inoltre sfalsato rispetto alle termocoppie del lato opposto; per consentire questo aspetto la prima termocoppia è stata posta a una distanza di  $6 \text{ mm}$  dal bordo della sbarra mentre l'ultima a una distanza di  $18 \text{ mm}$ .



*Figura 12. Ingrandimento sezione test riscaldata elettricamente*

Le due resistenze realizzate sono state poi collegate a un generatore di corrente continua, il quale provvede alla produzione della corrente necessaria per il riscaldamento della sezione. La corrente può essere calcolata da due diverse misure di differenza di potenziale, l'effettiva

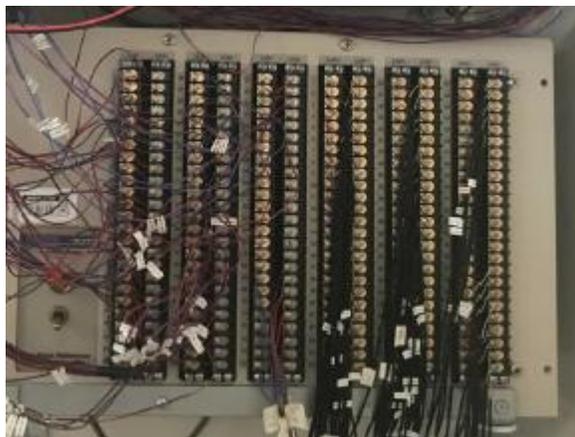
differenza di potenziale presente tra le due resistenze e la differenza di potenziale presente ai capi di una resistenza di riferimento chiamata *shunt*, la quale consente il calcolo della corrente per mezzo della legge di Ohm. L'accuratezza della misura è pari a  $\pm 0.13$  % della lettura. Sulla tubazione liscia, a una distanza di 400 mm sono state poste due prese di pressione, come nel caso visto in precedenza queste sono state realizzate mediante due tubi in acciaio inox ai quali vengono poi collegati i misuratori di pressione. Agli estremi della sezione test sono stati saldati due segmenti di tubo con diametro maggiore per garantire un corretto accoppiamento tra sezione test e tubi di ingresso e di uscita del refrigerante, già presenti nel circuito dell'impianto sperimentale utilizzato. La lunghezza finale della sezione realizzata è stata quindi pari a 835 mm. La sezione così costruita è stata poi posta all'interno di un alloggiamento in alluminio all'interno del quale è stata posta, come isolante, della lana di roccia. La tubazione esterna all'alloggiamento è stata isolata con "Armaflex". Tutto il sistema realizzato è stato quindi inserito nell'impianto sperimentale e ne è stato verificato il buon funzionamento e l'assenza di perdite.



Figura 13. Sezione isolata ed inserita nel circuito

### ***Taratura termocoppie***

Per determinare le temperature presenti nel circuito si sono utilizzate numerose termocoppie. In particolare si sono impiegate termocoppie di tipo T, ovvero composte da rame e costantana. Le termocoppie, dopo essere state inserite nelle apposite posizioni di misurazione sono state collegate allo zero di riferimento. La temperatura di riferimento rispetto alla quale vengono svolte le misure, è stata fornita da un apposito dispositivo riportato in Figura 14.



*Figura 14. KAYE Ice point reference*

Le termocoppie dopo essere state costruite sono state tarate, ottenendo il polinomio caratteristico per il loro utilizzo.

Nello specifico le termocoppie sono state inserite all'interno di un bagno termostatico in cui la temperatura dell'acqua può essere regolata con una precisione di  $\pm 1K$  rispetto al valore impostato mediante l'utilizzo di un display. La temperatura all'interno del contenitore non è però perfettamente omogenea e per questo motivo le giunzioni di misurazione delle termocoppie sono state poste molto vicine tra loro in modo da garantire che la temperatura misurata fosse pressoché la stessa.

Per avere una maggior precisione nella misura della temperatura dell'acqua all'interno del bagno e poter svolgere quindi una taratura più accurata si è inserita anche una sonda Pt100 ovvero una termo-resistenza al platino con resistenza nominale definita ai sensi della norma IEC

751 (EN 60751) pari a  $100 \Omega$  a una temperatura di  $0^\circ\text{C}$ . La temperatura dell'acqua del bagno termostatico è stata quindi misurata con una accuratezza di  $\pm 0.03\text{K}$ .

La seconda giunzione delle termocoppie è stata invece collegata allo zero di riferimento fornito dal "KAYE ice point reference" riportato in Figura 14.

Si sono svolte diverse misure variando la temperatura da  $10^\circ\text{C}$  a  $70^\circ\text{C}$  con intervalli di  $10^\circ\text{C}$ , misurando in ogni caso, per ogni termocoppia, il valore della f.e.m. indotta in mV utilizzando il software di acquisizione LabVIEW™2011. In particolare, una volta raggiunte le condizioni stazionarie, in termini di temperatura del bagno termostatico, si sono acquisite circa 100 misure di tensione per ogni valore fissato di temperatura, in modo da poter usare poi nelle analisi la media di 100 valori.

Questi valori sono stati poi elaborati impiegando Excel, in particolare si è ricercato il polinomio caratteristico più consono per il loro utilizzo. Di seguito viene riportata la curva Temperatura misurata dalla sonda Pt100-Tensione rilevata dalle termocoppie di cui si è svolta la taratura (Figura 15).

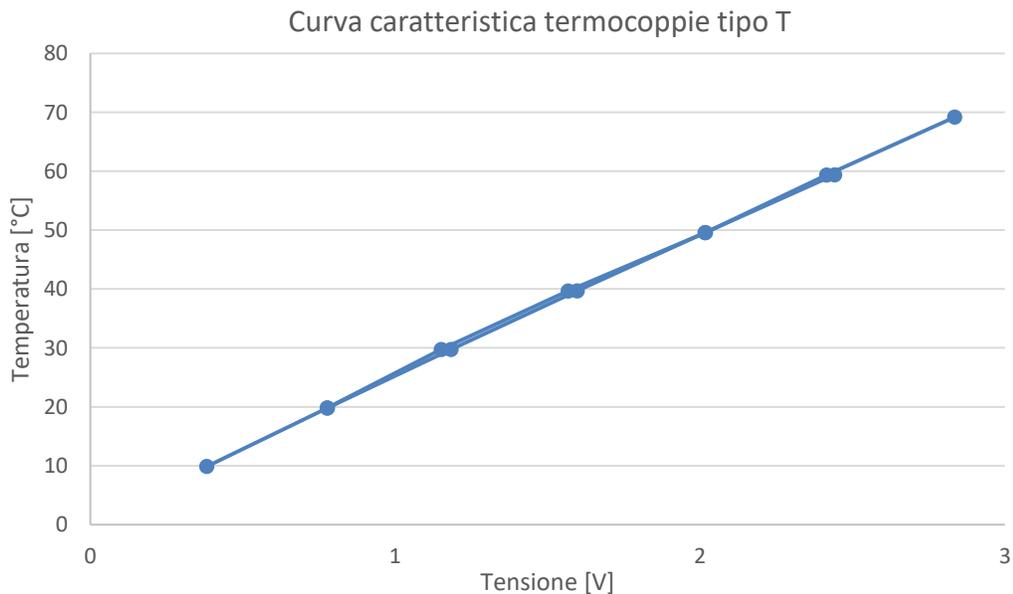


Figura 15. Curva caratteristica termocoppie e polinomio caratteristico ottenuto

Si evidenzia che per la ricerca del polinomio caratteristico si sono utilizzati come punti i valori ottenuti dalla media delle temperature misurate per una certa temperatura da tutte le termocoppie. Il polinomio è stato però poi confrontato con i valori di ogni singola termocoppia e ne è stato verificato il funzionamento.

In conclusione è stato deciso di fissare un'incertezza  $\pm 0.05\text{K}$  sulla temperatura misurata dalle termocoppie. Il polinomio ottenuto è stato poi inserito nel software LabVIEW<sup>TM</sup>2011 e utilizzato per tutte le acquisizioni successive.

## **2.4. Sistema di acquisizione dei dati**

Per poter avere una corretta rilevazione dei dati sulla nuova sezione si sono effettuate alcune modifiche al sistema di acquisizione LabVIEW<sup>TM</sup>2011. Rispetto alla sezione riscaldata con acqua sono presenti infatti più termocoppie: venti posizionate lungo la sbarra di rame, due all'ingresso e all'uscita della sezione e una utilizzata per la misurazione della temperatura esterna. Come nel caso precedente sono state rilevate inoltre la pressione del refrigerante prima e dopo l'evaporatore, la pressione del refrigerante all'ingresso della sezione sperimentale, la caduta di pressione del refrigerante nella sezione sperimentale e la portata del refrigerante. In Figura 16 e Figura 17 è possibile osservare parte dell'interfaccia grafica fornita da LabVIEW<sup>TM</sup>2011. Come nel caso della sezione riscaldata con acqua anche in questo è stata impostata una frequenza di campionamento pari a 1 Hz, in questo modo si è ottenuta una lettura al secondo. Dalla Figura 16 si può notare che, come già detto in precedenza, il software fornisce come output le condizioni all'evaporatore, al pre-condensatore e al post-condensatore. Inoltre in Figura 17 è possibile osservare anche a livello grafico l'andamento delle portate all'evaporatore, al pre-condensatore e la portata di refrigerante, le pressioni del refrigerante e le temperature dell'acqua all'evaporatore, al pre-condensatore e del refrigerante. Infine si evidenzia che è possibile osservare in modo istantaneo le temperature di parete misurate dalle termocoppie e la temperatura dell'ambiente e vedere il loro andamento a livello grafico nel tempo.

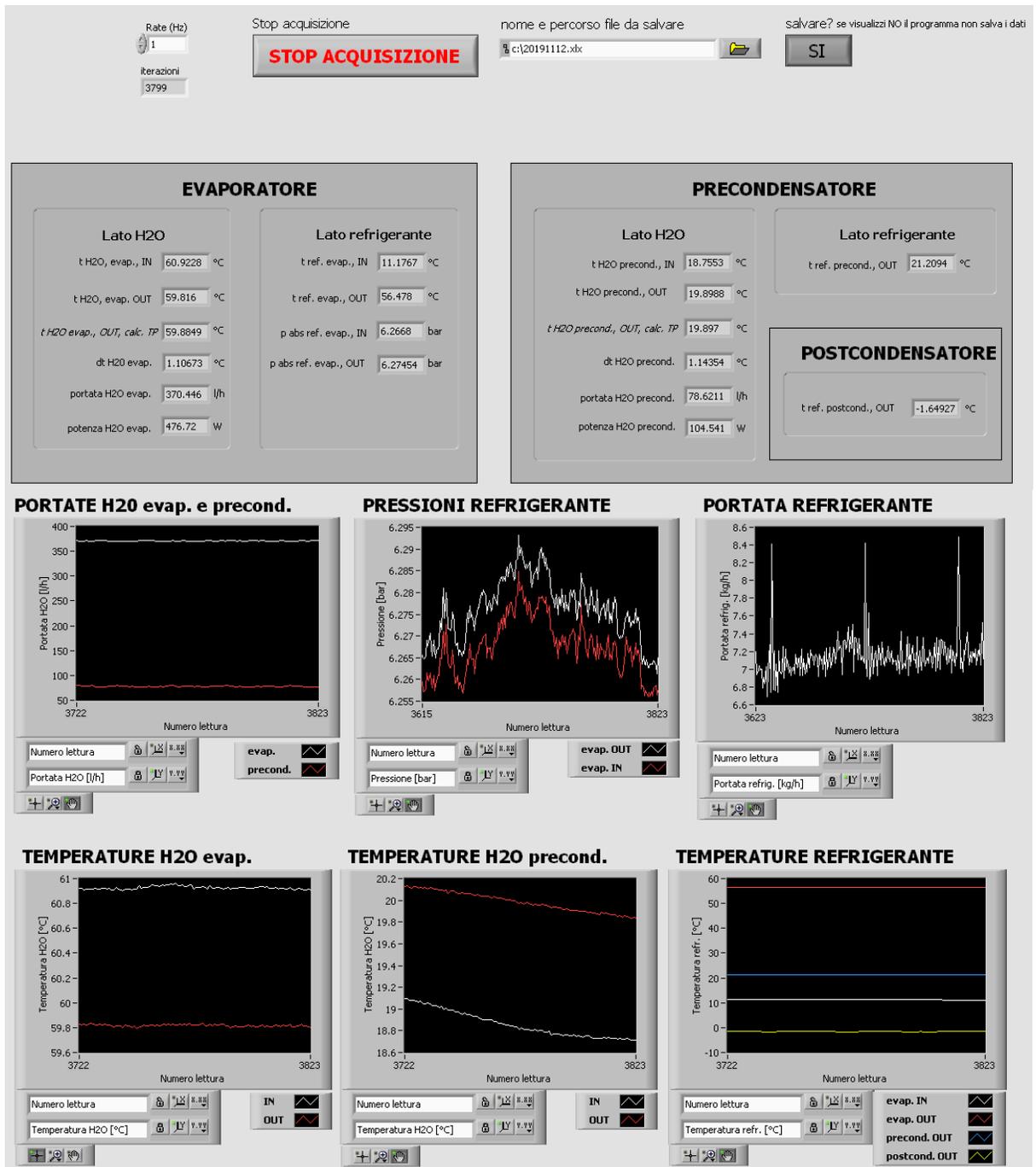


Figura 16. Parte della schermata relativa al sistema di acquisizione dati

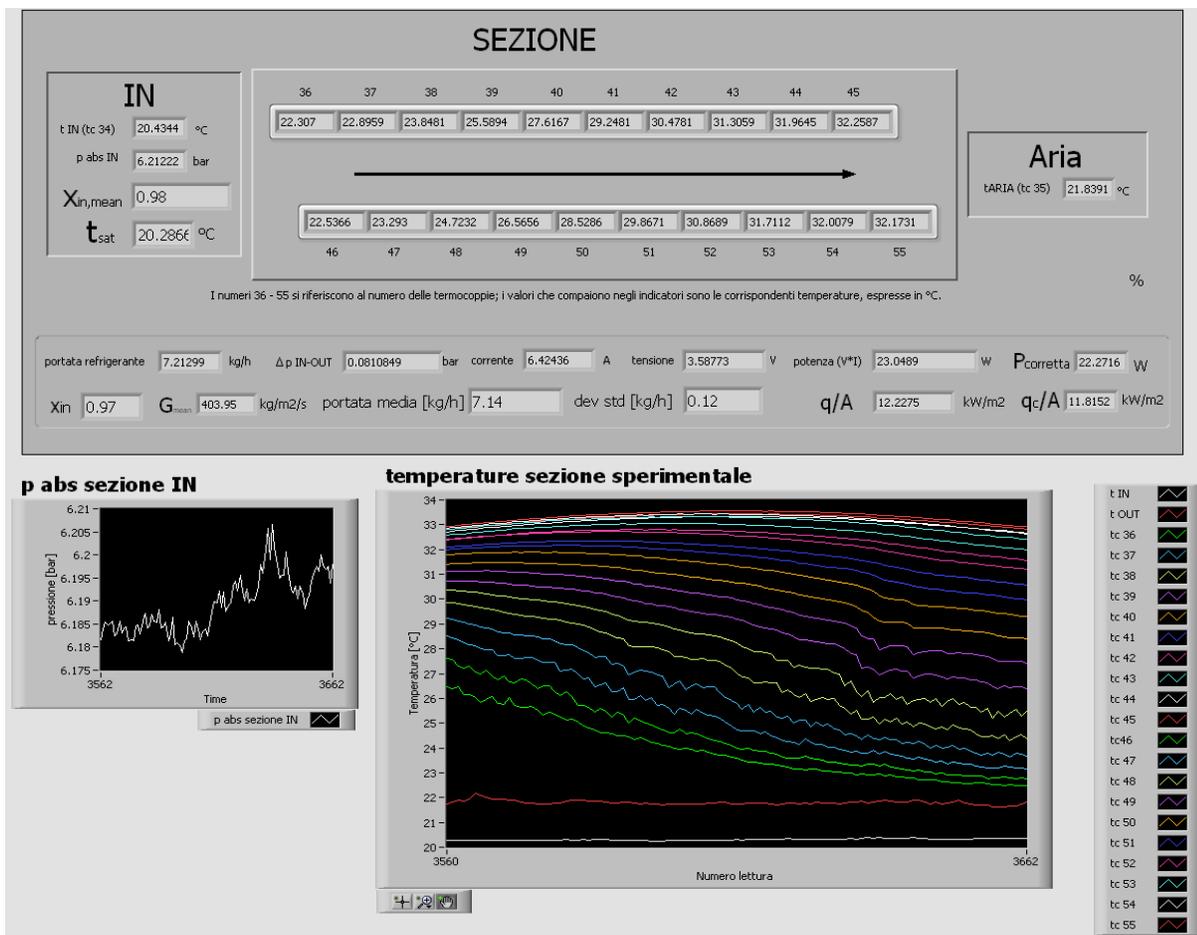


Figura 17. Parte della schermata relativa al sistema di acquisizione dati

## Capitolo 3 . Procedura elaborazione dei dati

### 3.1. Coefficiente di scambio termico

Per poter quantificare il valore del coefficiente di scambio termico si sono elaborati i dati ottenuti come output dal software di acquisizione LabVIEW™2011.

Nello specifico, come già detto in precedenza, è stata impostata una frequenza di campionamento pari a 1 Hz in modo da avere quindi una acquisizione al secondo. Si è quindi regolato l'impianto in modo da ottenere le condizioni volute e una volta raggiunta una condizione sufficientemente stazionaria si sono selezionate le acquisizioni da utilizzare. Per avere un valore più affidabile si è poi calcolata la media su 100 valori.

La prima grandezza calcolata è stata il flusso termico al pre-condensatore:

$$q_{PC} = \dot{m}_{wPC} \cdot Cp_w \cdot (t_{wpcout} - t_{wpcin}) \quad (3.1)$$

dove:

$\dot{m}_{wPC}$  = portata di acqua al pre-condensatore;

$Cp_w$  = calore specifico acqua;

$t_{wpcout}, t_{wpcin}$  = temperature di uscita e ingresso dell'acqua dal pre-condensatore.

Sapendo poi che:

$$q_{PC} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{vs} - h_{TSIN}) \quad (3.2)$$

dove:

$\dot{m}_{ref}$  = portata del refrigerante;

$h_{vs}$  = entalpia specifica del refrigerante all'uscita dell'evaporatore (all'ingresso del pre-condensatore);

$h_{TSIN}$  = entalpia specifica del refrigerante all'uscita del pre-condensatore (all'ingresso della sezione test).

Si è calcolata l'entalpia specifica del refrigerante all'uscita del pre-condensatore e quindi all'ingresso della sezione test.

Si evidenzia che il valore dell'entalpia specifica del refrigerante all'uscita dell'evaporatore è stata ottenuta mediante REFPROP10[11] dalla conoscenza della temperatura e della pressione.

Utilizzando la seguente equazione si è quindi calcolato il titolo di vapore all'ingresso della sezione test.

$$x_{IN} = \frac{h_{TSIN} - h_l}{h_g - h_l} \quad (3.3)$$

dove:

$h_g$  = entalpia specifica del vapore saturo secco;

$h_l$  = entalpia specifica del liquido saturo.

Anche in questo caso i valori delle entalpie specifiche sono state ricavate per le condizioni in esame utilizzando REFPROP10.

Si è poi calcolato il calore scambiato nella sezione test dal tubo avvolto al tubo in esame. Si sono utilizzate due diverse modalità a seconda del caso sotto esame, distinguendo tra tubo con riscaldamento mediante acqua calda e tubo con riscaldamento elettrico.

- Riscaldamento con acqua calda:

$$q_{TS} = \dot{m}_{wTS} \cdot C_{p_w} \cdot (t_{wTSin} - t_{wTSout}) \quad (3.4)$$

dove:

$\dot{m}_{wTS}$  = portata di acqua nella sezione test;

$t_{wTSin}, t_{wTSout}$  = temperature di ingresso e uscita dell'acqua dalla sezione test;

- Riscaldamento di tipo elettrico:

$$q_{TS} = P_{el} - q_{disp} = \Delta V \cdot I - q_{disp} \quad (3.5)$$

dove:

$P_{el}$  = potenza elettrica;

$q_{disp}$  = flusso termico disperso, calcolato come indicato al Capitolo 6.2;

$\Delta V$  = differenza di potenziale;

$I$  = intensità di corrente.

Si è poi calcolata l'entalpia specifica all'uscita dalla sezione test:

$$h_{TS_{out}} = h_{TS_{in}} + \frac{q_{TS}}{\dot{m}_{ref}} \quad (3.6)$$

Successivamente si è quindi ottenuto il valore del titolo all'uscita mediante:

$$x_{out} = \frac{h_{TS_{out}} - h_g}{h_g - h_l} \quad (3.7)$$

e il valore del titolo medio:

$$x_{med} = \frac{x_{in} + x_{out}}{2} \quad (3.8)$$

Infine si è calcolato il coefficiente di scambio termico, nelle varie condizioni di titolo medio, per mezzo della seguente equazione:

$$HTC = \frac{q_{TS}}{A_D \cdot (t_{wall} - t_{sat})} \quad (3.9)$$

dove:

$t_{wall}$  = temperatura della parete calcolata come media delle temperature di parete misurata;

$t_{sat}$  = temperatura di saturazione calcolata come media tra temperatura di saturazione all'ingresso e temperatura di saturazione all'uscita della sezione di prova ottenute da REFPROP10[11];

$A_D$  = area interna del tubo liscio, calcolata come:

$$A_D = \pi \cdot D_{int} \cdot L \quad (3.10)$$

dove:

$L$  = lunghezza del tratto riscaldato del tubo;

$D_{int}$  = diametro interno del tubo liscio.

### 3.2. Perdite di carico

Nel presente lavoro si sono svolte anche delle valutazioni in relazione alle perdite di carico. In particolare si sono determinate le perdite di pressione legate alla presenza dell'attrito in modo da osservare come queste si modificassero cambiando alcune condizioni.

Per stimarle si è considerato che le perdite di pressione totali fossero dovute alla somma di tre componenti:

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_a + \Delta p_g + \Delta p_f \quad (3.11)$$

dove:

$\Delta p_a$  = perdite di carico dovute alla variazione della quantità di moto;

$\Delta p_g$  = perdite di carico dovute alla forza di gravità;

$\Delta p_f$  = perdite di carico dovute all'attrito.

Nel caso specifico il tubo in esame è disposto orizzontalmente, per questo motivo la componente relativa alla forza di gravità è stata trascurata.

Il termine relativo, invece, alla variazione della quantità di moto è stato calcolato mediante la seguente equazione:

$$\Delta p_a = G^2 * \left\{ \left[ \frac{x^2}{\rho_v * \varepsilon} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l * (1-\varepsilon)} \right]_{OUT} - \left[ \frac{x^2}{\rho_v * \varepsilon} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l * (1-\varepsilon)} \right]_{IN} \right\} \quad (3.12)$$

dove:

$x$  = titolo di vapore;

$G$  = portata specifica;

$\rho_v$  = densità della fase vapore;

$\rho_l$  = densità della fase liquida;

$\varepsilon$  = grado di vuoto.

Il grado di vuoto è stato calcolato utilizzando l'equazione di Rohuani [12].

$$\varepsilon = \frac{x \cdot \rho_l}{\left\{ C_0 \cdot [x \cdot \rho_l + (1-x) \rho_v] + \frac{\rho_l \cdot \rho_v \cdot u_{gj}}{G} \right\}} \quad (3.13)$$

$$C_0 = 1 + 0.2 \cdot (1-x) \left[ \frac{g \cdot D \cdot \rho_l^2}{G^2} \right]^{1/4} \quad (3.14)$$

$$u_{gj} = 1.18 \cdot (1-x) \cdot \left[ \frac{g \cdot \sigma \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\rho_l^2} \right]^{1/4} \quad (3.15)$$

dove:

$g$  = accelerazione di gravità;

$D$  = diametro interno del tubo;

$\sigma$  = tensione superficiale.

Per quanto riguarda le grandezze caratteristiche del refrigerante R513A: densità della fase vapore, densità della fase liquida e tensione superficiale, sono state ricavate nelle diverse condizioni di prova utilizzando il software REFPROP10 [11].

Si è quindi calcolato il grado di vuoto e successivamente la caduta di pressione dovuta alla variazione della quantità di moto. Quest'ultima è stata poi sottratta dalle perdite di pressione totali ottenute come output dal software utilizzato per l'acquisizione dei dati LabVIEW™2011.

$$\Delta p_f = \Delta p_{tot} - \Delta p_a \quad (3.16)$$

In questo modo si è quindi ottenuto il valore delle perdite di carico dovute all'attrito.

Per poter fare poi un confronto con tubazioni di lunghezza diversa rispetto a quella presa in esame nello specifico, si è calcolato il gradiente di pressione riferito all'attrito, dividendo la perdita di carico calcolata per la distanza tra le prese di pressione.

In questo modo si è potuto fare un raffronto delle perdite di carico anche con un tubo micro-alettato con lunghezza diversa.



## Capitolo 4 . Modelli teorici

Di seguito vengono riportati alcuni modelli che sono stati utilizzati per confrontare i risultati ottenuti sperimentalmente con quelli presenti in letteratura. In particolare è stato fatto un confronto sia in termini di coefficiente di scambio termico che in termini di perdite di carico per attrito. Sono stati poi usati dei modelli empirici per validare la sezione riscaldata elettricamente e infine dei modelli teorici per la determinazione del titolo a cui si ha l'inizio della crisi termica.

### 4.1. Modelli valutazione coefficiente di scambio termico

#### Modello di Gungor e Winterton [13]

Questo modello risulta essere valido per tubazioni orizzontali di diametro compreso tra 2.95 mm e 32 mm, in condizioni di *pre-dryout*. Il modello è basato su dati ricavati dai fluidi: acqua, R11, R12 ed R113. Le dimensioni del tubo in esame risultano quindi comprese tra le quelle fornite come limite.

Secondo questo modello il coefficiente di scambio termico può essere calcolato come:

$$HTC = E \cdot HTC_{cv} + S \cdot HTC_{nb} \quad (4.1)$$

$$HTC_{cv} = 0.023 \cdot Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \left( \frac{k_l}{D_h} \right) \quad (4.2)$$

$$E = 1 + 24000 \cdot Bo^{1.16} + 1.37 * \left( \frac{1}{x_{tt}} \right)^{0.86} \quad (4.3)$$

$$Bo = \frac{q''}{(G \cdot h_{fg})} \quad (4.4)$$

$$S = \left( 1 + 1.15 \cdot 10^{-6} \cdot E^2 \cdot Re_l^{1.17} \right)^{-1} \quad (4.5)$$

$$HTC_{nb} = h_{tp,Cooper} \quad (4.6)$$

dove il coefficiente di scambio termico secondo Cooper viene calcolato come:

$$h_{tp,Cooper} = 55 \cdot p_{rid}^{0.12} \cdot \left( -\log_{10}(p_{rid}) \right)^{-0.55} \cdot M^{-0.5} (q'')^{0.67} \quad (4.7)$$

## Modello di J.Yu et al.[14]

A differenza di altri modelli, quello di Yu et al. considera anche gli effetti della rugosità della superficie su cui avviene l'evaporazione. Basandosi sulla correlazione proposta da Nishikawa et al. calcola il seguente parametro:

$$Fr = (8 \cdot Rc)^{(0.2-0.2p_{rid})} \quad (4.8)$$

dove  $Rc$  rappresenta la rugosità, che in questo caso è stata assunta pari a  $0.6296 \mu\text{m}$ , ovvero il valore di  $Sa$  della tubazione in esame, fornito dalle misurazioni di seguito riportate in Figura 18.

Company: PADOVA  
 User: Administrator  
 Version: 6.4  
 Date: 2018-12-18 10:57:07



### Acquisition

Topography	10607 x 1023 px	Date:	2018-12-18
Area:	6841.51 x 659.83 $\mu\text{m}$	Time:	10:57:07
Objective:	EPI 20X v35	Threshold:	3 %
Measured:	95.61 %	Algorithm:	CSSS
Z SCAN:	70 $\mu\text{m}$	Acq. time:	03:08
Operator:	Administrator	Light:	1.241 %
Pixel Size:	0.64 $\mu\text{m}$ /pixel		

### ISO 25178 / Functional

Spk	0.5380 $\mu\text{m}$	Svk	2.2673 $\mu\text{m}$
-----	----------------------	-----	----------------------

### ISO 25178 / Height

Sa	0.6296 $\mu\text{m}$	Sq	0.9791 $\mu\text{m}$
Sku	15.4295	Ssk	2.6302
Smean	-0.0004 $\mu\text{m}$	Sv	24.476 $\mu\text{m}$
Sp	13.953 $\mu\text{m}$	Sz	38.428 $\mu\text{m}$

### ISO 25178 / Volume

Vmc (10% -80%)	0.5365 $\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$	Vvc (10% -80%)	0.5779 $\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$
Vmp (10%)	0.0280 $\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$	Vvv (10%)	0.2271 $\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$
Vv (10%)	0.8050 $\mu\text{m}^3/\mu\text{m}^2$		

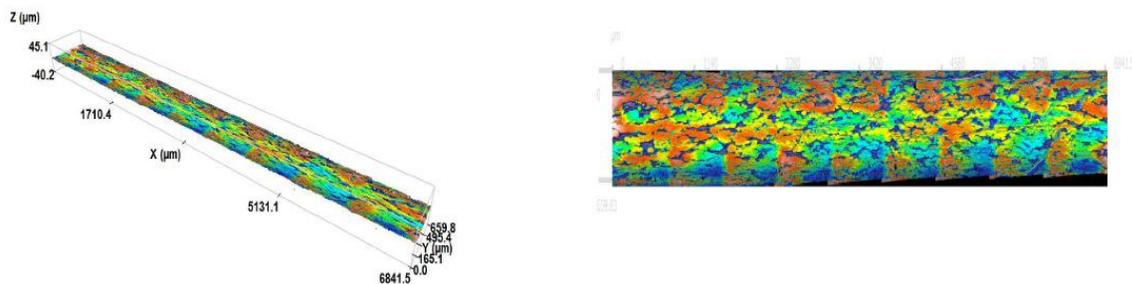


Figura 18. Misurazioni caratteristiche superficiali tubazione utilizzata

Il modello calcola poi il coefficiente di scambio termico come somma di un termine di tipo convettivo e uno di ebollizione:

$$HTC = HTC_{cv} + HTC_{nb} \quad (4.9)$$

$$HTC_{cv} = 0.023 \cdot Re_{tp}^{0.8} Pr_l^{0.4} \left( \frac{k_l}{D_h} \right) \quad (4.10)$$

$$Re_{tp} = F^{1/0.8} \cdot Re_{to} \quad (4.11)$$

$$F = 1 + 2 \cdot X_{tt}^{-0.88} \quad (4.12)$$

$$HTC_{nb} = K^{0.745} \cdot S \cdot HTC_{pb} \quad (4.13)$$

$$K^{0.745} = \frac{1}{1 + 0.875\eta + 0.518\eta^2 - 0.159\eta^3 + 0.7907\eta^4} \quad (4.14)$$

$$\eta = \frac{HTC_{cv}}{S \cdot HTC_{pb}} \quad (4.15)$$

$$S = \frac{1}{\xi} \cdot (1 - e^{-\xi}) \quad (4.16)$$

$$\xi = C_1 \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \cdot \frac{C_{pl}}{h_{fg}} \cdot T_{sat} \right)^{1.25} \cdot L_a \cdot \frac{HTC_{cv}}{k_l} \quad (4.17)$$

$$L_a = \sqrt{\frac{2 \cdot \sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_g)}} \quad (4.18)$$

$$HTC_{pb} = C_2 \cdot 207 \cdot \frac{k_l}{D_b} \cdot \left( \frac{q'' \cdot D_b}{k_l \cdot T_{sat}} \right)^{0.745} \cdot \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.581} \cdot Pr_l^{0.533} \cdot Fr \quad (4.19)$$

$$D_b = 0.51 \cdot L_a \quad (4.20)$$

### Modello di Oh e Son [15]

Il modello di Oh e Son risulta validato per tubi con diametro interno di 1.77 mm, 3.36 mm e 5.35 mm. Il modello è stato costruito mediante dati ottenuti con i fluidi R134a ed R22. La tubazione in esame, avente diametro interno di 2.5 mm, risulta quindi di dimensione intermedia tra 1.77 mm e 3.36 mm. Di seguito viene riportata l'equazione, fornita dal modello, per il calcolo del coefficiente di scambio termico.

$$HTC = 0.034 \cdot Re_l^{0.8} Pr_l^{0.3} \cdot \left[ 1.58 * \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.87} \right] \cdot \left( \frac{k_l}{D_h} \right) \quad (4.21)$$

### Modello di Kim e Mudawar [16]

La correlazione proposta da Kim e Mudawar è validata per mini-micro canali in condizioni di *dryout*. Il caso in esame rientra pertanto nelle casistiche accettate dal modello. Di seguito sono riportate le equazioni principali:

$$HTC = (HTC_{nb}^2 + HTC_{cv}^2)^{0.5} \quad (4.22)$$

$$HTC_{nb} = \left[ 2345 \cdot \left( Bo \cdot \frac{P_H}{P_W} \right)^{0.7} \cdot p_{rid}^{0.38} \cdot (1-x)^{-0.51} \right] \cdot HTC_L \quad (4.23)$$

$$HTC_{cv} = \left[ 5.2 \cdot \left( Bo \cdot \frac{P_H}{P_W} \right)^{0.08} \cdot We_l^{-0.54} + 3.5 \cdot \left( \frac{1}{x_{tt}} \right)^{0.94} \cdot \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.25} \right] \cdot HTC_L \quad (4.24)$$

$$We_l = \frac{G^2 \cdot D}{\rho_l \cdot \sigma} \quad (4.25)$$

$$HTC_L = 0.023 \cdot \frac{k_l}{D} \cdot Re_{lo}^{0.8} \cdot Pr_l^{0.4} \quad (4.26)$$

## 4.2. Modelli valutazione perdite di carico per attrito

### Modello di Muller et al. [17]

$$\left( \frac{dp}{dz} \right)_f = \mathcal{G} \cdot (1-x)^{1/3} + bx^3 \quad (4.27)$$

$$\mathcal{G} = a + 2 \cdot (b-a) \cdot x \quad (4.28)$$

Dove i parametri  $a$  e  $b$  sono pari al gradiente di pressione dovuto all'attrito, rispettivamente del liquido e del vapore:

$$a = \left( \frac{dp}{dz} \right)_{lo} = f_l \cdot \frac{2 \cdot G^2}{D_{int} \cdot \rho_l} \quad (4.29)$$

$$b = \left( \frac{dp}{dz} \right)_{go} = f_g \cdot \frac{2 \cdot G^2}{D_{int} \cdot \rho_g} \quad (4.30)$$

$$f_l = 0.046 \cdot Re_l^{-0.2} \quad (4.31)$$

$$f_g = 0.046 \cdot Re_g^{-0.2} \quad (4.32)$$

### Correlazione di Friedel [6]

La correlazione di Friedel è applicabile a qualsiasi fluido ed è basata su un'ampia banca di dati sperimentali.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \Phi_{lo}^2 \cdot 2 \cdot f_{lo} \cdot \frac{G^2}{D_h \cdot \rho_l} \quad (4.33)$$

$$\Phi_{lo}^2 = E + \frac{3.23 \cdot F \cdot H}{Fr^{0.045} \cdot We^{0.035}} \quad (4.34)$$

$$E = (1 - x)^2 + x^2 \cdot \frac{(\rho_l f_{go})}{(\rho_g f_{lo})} \quad (4.35)$$

$$f_{lo} = 0.046 \cdot Re_{lo}^{-0.2} \quad (4.36)$$

$$f_{go} = 0.046 \cdot Re_{go}^{-0.2} \quad (4.37)$$

$$F = x^{0.78} \cdot (1 - x)^{0.224} \quad (4.38)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.91} \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.19} \cdot \left(\frac{1 - \mu_g}{\mu_l}\right)^{0.7} \quad (4.39)$$

$$Fr = \frac{G^2}{g \cdot D \cdot \rho_{OM}^2} \quad (4.40)$$

$$We_l = \frac{G^2 \cdot D}{\rho_l \cdot \sigma} \quad (4.41)$$

$$\rho_{OM} = \frac{\rho_l \cdot \rho_g}{x \cdot \rho_l + (1 - x) \cdot \rho_g} \quad (4.42)$$

### Modello di Cavallini et al. [18]

Il modello di Cavallini et al. è costruito su un'ampia gamma di dati sperimentali riferiti a diversi tipi di fluidi tra cui R134a, R236ea ed R410a. Di seguito ne vengono riportate le equazioni.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \Phi_{lo}^2 \cdot 2 \cdot f_{lo} \cdot \frac{G^2}{D_h \cdot \rho_l} \quad (4.43)$$

$$f_{lo} = 0.046 \cdot Re_{lo}^{-0.2} \quad (4.44)$$

$$\Phi_{lo}^2 = Z + 3.595 \cdot F \cdot H \cdot (1 - E)^W \quad (4.45)$$

$$W = 1.398 \cdot p_r \quad (4.46)$$

$$Z = (1 - x)^2 + x^2 \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right) \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.2} \quad (4.47)$$

$$F = x^{0.9525} \cdot (1 - x)^{0.414} \quad (4.48)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{1.132} \cdot \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.44} \cdot \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{3.542} \quad (4.49)$$

### 4.3. Modelli validazione sezione riscaldata elettricamente

#### Modello di Filonenko [19]

La correlazione proposta da Filonenko[19] consente di calcolare il fattore d'attrito  $\xi$  come:

$$\xi = (1.84 \cdot \log_{10} Re - 1.64)^{-2} \quad (4.50)$$

Da questo è possibile ricavare il gradiente di pressione dovuto all'attrito:

$$\frac{\Delta p}{L} = \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{v^2}{D} = \xi \cdot \frac{G^2}{2 \cdot \rho \cdot D} \quad (4.51)$$

Il valore così ottenuto è stato poi confrontato con il gradiente di pressione misurato a livello sperimentale.

#### Modello di Petukhov e Popov [20]

Secondo gli autori il coefficiente di scambio termico, in condizioni monofase e regime turbolento, può essere calcolato come:

$$HTC = \frac{\lambda \cdot Nu}{D} \quad (4.52)$$

dove:

$$Nu = \frac{\frac{\xi}{8} \cdot (Re_g - 1000) \cdot Pr_g}{C + 12.7 \cdot \left(\frac{\xi}{8}\right)^{0.5} \cdot (Pr_g^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{2/3}\right] \quad (4.53)$$

$$C = 1.07 + \frac{900}{Re_g} - \frac{0.63}{1 + 10 \cdot Pr_g} \quad (4.54)$$

mentre il fattore d'attrito viene calcolato con l'equazione 4.50 vista in precedenza per il confronto delle perdite di carico dovute all'attrito.

### Modello di Gnielinski[21][22]

La correlazione di Gnielinski consente di calcolare il coefficiente di scambio termico come:

$$HTC = \frac{\lambda \cdot Nu}{D} \quad (4.55)$$

$$Nu = \frac{\frac{\xi}{8} \cdot (Re_g - 1000) \cdot Pr_g}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{\xi}{8}\right)^{0.5} \cdot (Pr_g^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{2/3}\right] \cdot K \quad (4.56)$$

$$K = \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0.11} \quad (4.57)$$

nuovamente il fattore d'attrito viene calcolato con l'equazione 4.50 vista in precedenza.

### Modello Dittus-Boelter[23]

L'equazione proposta da Dittus e Boelter consente di calcolare il coefficiente di scambio termico come:

$$HTC = \frac{\lambda \cdot Nu}{D} \quad (4.58)$$

$$Nu = 0.024 \cdot Re_g^{0.8} \cdot Pr_g^{0.4} \quad (4.59)$$

## 4.4. Modelli determinazione *dryout*

### Modello Del Col et al. [24]

Il primo modello utilizzato per svolgere il confronto è stato quello di Del Col et al. Questo modello risulta essere validato per mini-tubi, refrigeranti e CO<sub>2</sub>. Il titolo d'inizio crisi termica viene calcolato come:

$$x_{di} = 0.4695 \cdot \left(\frac{4 \cdot q \cdot RLL}{G \cdot D_h \cdot h_{fg}}\right)^{1.472} \cdot \left(\frac{G^2 \cdot D_h}{\rho_f \cdot \sigma}\right)^{0.3024} \cdot \left(\frac{D_h}{0.001}\right)^{0.1836} \cdot (1 - P_R)^{1.239} \quad (4.60)$$

$$RLL = \left[0.437 \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.073} \cdot \left(\frac{\rho_g \cdot \sigma}{G^2}\right)^{0.24} \cdot D_h^{0.72} \cdot \left(\frac{G \cdot h_{fg}}{q}\right)\right]^{1/0.96} \quad (4.61)$$

### Modello di Cheng et al. [25]

Il secondo modello utilizzato come confronto è stato quello di Cheng et al. Questo risulta validato per tubi con diametro interno compreso tra 0.6 mm e 10.06 mm per la CO<sub>2</sub>.

Il titolo d'inizio crisi termica viene calcolato come:

$$x_{di} = 0.58 \cdot \exp \left[ 0.52 - 0.236 \cdot We_g^{0.17} \cdot Fr_{gMori}^{0.17} \cdot \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.25} \cdot \left( \frac{q}{q_{crit}} \right)^{0.27} \right] \quad (4.62)$$

$$We_g = \frac{G^2 \cdot D_{eq}}{\rho_g \cdot \sigma} \quad (4.63)$$

$$Fr_{gMori} = \frac{G^2}{\rho_g \cdot (\rho_l - \rho_g) \cdot g \cdot D_{eq}} \quad (4.64)$$

### Modello di Kim e Mudawar [5]

L'ultimo modello utilizzato come confronto è stato quello di Kim e Mudawar. Questo modello è stato ideato confrontando vari modelli relativi a mini e micro tubazioni.

Il titolo d'inizio crisi termica viene calcolato come:

$$x_{di} = 1.4 \cdot We_{lo}^{0.03} \cdot P_R^{0.08} - 15 \cdot \left( Bo \cdot \frac{P_H}{P_w} \right)^{0.15} \cdot Ca^{0.35} \cdot \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.06} \quad (4.65)$$

$$We_{lo} = \frac{G^2 \cdot D_{eq}}{\rho_l \cdot \sigma} \quad (4.66)$$

$$Bo = \frac{q}{G \cdot h_{fg}} \quad (4.67)$$

$$Ca = \frac{\mu_l \cdot G}{\mu_g \cdot \sigma} = \frac{We_{lo}}{Re_{lo}} \quad (4.68)$$

## Capitolo 5 . Analisi incertezza

Per lo svolgimento delle valutazioni riguardanti l'analisi dell'incertezza si rimanda a quanto presente nel libro "Teoria e pratica della misurazione" [26] .Nel caso in esame si ha una variabile misurata indipendente e una variabile calcolata dipendente. Se lo stesso parametro viene misurato  $n$  volte e poi ne viene calcolata la media, allora il valore della variabile misurata  $x$ , è compreso nell'intervallo  $\bar{x} \pm i$  e il valore della variabile dipendente  $y$ , è compreso entro l'intervallo:

$$\bar{y} \pm \delta y = f(\bar{x} \pm i) \quad (5.1)$$

dove con  $i$  si indica l'incertezza relativa alla variabile  $x$ .

Sviluppando questa con la serie di Taylor si ottiene:

$$\bar{y} \pm \delta y = f(\bar{x}) \pm \left[ \left( \frac{dy}{dx} \right)_{x=\bar{x}} \cdot i + \frac{1}{2} \left( \frac{d^2y}{dx^2} \right)_{x=\bar{x}} \cdot i^2 + \dots \right] \quad (5.2)$$

fermando lo sviluppo in serie al termine di secondo ordine.

Il valore medio di  $y$  è pari a  $f(\bar{x})$ . Facendo poi un'approssimazione lineare di  $\delta y$ , si ottiene:

$$\delta y \approx \left( \frac{dy}{dx} \right)_{x=\bar{x}} \cdot i \quad (5.3)$$

estendendo il risultato a un modello con più di una variabile si ha:

$$y = f_1(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (5.4)$$

la miglior stima del valore  $y$  risulta poi essere pari a:

$$y' = \bar{y} \pm i_y (P\%) \quad (5.5)$$

dove

$P$  = grado di confidenza;

$\bar{y}$  = valore medio di  $y$

$$\bar{y} = f_1(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \bar{x}_3, \dots, \bar{x}_n) \quad (5.6)$$

$i_y$  = incertezza di  $y$

$$i_y = f_2(i_{x_1}, i_{x_2}, i_{x_3} \dots i_{x_n}) \quad (5.7)$$

L'indice di sensibilità i-simo viene definito come:

$$\theta_i \approx \left. \frac{\partial y}{\partial x_i} \right|_{x=\bar{x}} \quad i = 1, 2, 3 \dots n \quad (5.8)$$

per stimare il valore dell'incertezza di  $y$  si utilizza poi la formula di Kline-McClintoc:

$$i_y = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n (\theta_i \cdot i_{x,i})^2} \quad (5.9)$$

### Valutazione dell'incertezza nel calcolo del coefficiente di scambio termico in evaporazione

La formula per il calcolo del coefficiente di scambio termico utilizzata è stata:

$$HTC = \frac{q}{A \cdot (\bar{t}_{sat} - t_p)} \quad (5.10)$$

per il calcolo dell'incertezza associata a questo valore si è quindi seguito il procedimento riportato sopra; si è quindi calcolato:

$$i_{HTC} = \sqrt{\left( \frac{\partial HTC}{\partial q} \cdot i_q \right)^2 + \left( \frac{\partial HTC}{\partial A} \cdot i_A \right)^2 + \left( \frac{\partial HTC}{\partial (\bar{t}_{sat} - t_p)} \cdot i_{(\bar{t}_{sat} - t_p)} \right)^2} \quad (5.11)$$

dove:

$$\frac{\partial HTC}{\partial q} = \frac{1}{A \cdot (\bar{t}_{sat} - t_p)} \quad (5.12)$$

$$\frac{\partial HTC}{\partial A} = \frac{-q}{A^2 \cdot (\bar{t}_{sat} - t_p)} \quad (5.13)$$

$$\frac{\partial HTC}{\partial \bar{t}_{sat}} = \frac{q}{A \cdot (\bar{t}_{sat} - t_p)^2} \quad (5.14)$$

Si devono poi distinguere due casistiche: la prima in cui si è utilizzato un riscaldamento della sezione per mezzo di acqua calda e la seconda in cui, invece, si è utilizzato un riscaldamento di tipo elettrico.

Nel primo caso il flusso termico specifico è stato calcolato come:

$$q = \dot{m}_w \cdot C p_w \cdot (t_{wTSin} - t_{wTSout}) \quad (5.15)$$

Da cui si può calcolare l'incertezza come:

$$i_q = \sqrt{\left(\frac{\partial q}{\partial \dot{m}_w} \cdot i_{\dot{m}_w}\right)^2 + \left(\frac{\partial q}{\partial C p} \cdot i_{C p}\right)^2 + \left(\frac{\partial q}{\partial t_{wTSout}} \cdot i_{t_{wTSout}}\right)^2 + \left(\frac{\partial q}{\partial t_{wTSin}} \cdot i_{t_{wTSin}}\right)^2} \quad (5.16)$$

dove:

$$\frac{\partial q}{\partial \dot{m}_w} = C p_w \cdot (t_{wTSin} - t_{wTSout}) \quad (5.17)$$

$$\frac{\partial q}{\partial C p} = \dot{m}_w \cdot (t_{wTSin} - t_{wTSout}) \quad (5.18)$$

$$\frac{\partial q}{\partial t_{wTSout}} = C p_w \cdot \dot{m}_w \quad (5.19)$$

$$\frac{\partial q}{\partial t_{wTSin}} = -C p_w \cdot \dot{m}_w \quad (5.20)$$

$i_{\dot{m}_w}$  = incertezza portata di massa assunta pari allo 0.5% sulla lettura;

$i_{C p}$  = incertezza calore specifico pari all' 1% sul valore fornito da REFPROP10[11];

$i_{t_{wTSout}}, i_{t_{wTSin}}$  = incertezza temperatura dell'acqua assunta pari a  $i_{t_c}$ ;

Nel secondo caso, invece, il flusso termico specifico è stato calcolato come:

$$q_{PC} = V \cdot I \quad (5.21)$$

Da cui si può calcolare l'incertezza come:

$$i_q = 0.13\% \cdot q \quad (5.22)$$

$$i_{h_{TSin}} = \sqrt{\left(\frac{\partial h_{TSin}}{\partial h_{gs}} \cdot i_{h_{gs}}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_{TSin}}{\partial h_{qpc}} \cdot i_{qpc}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_{TSin}}{\partial \dot{m}_{ref}} \cdot i_{\dot{m}_{ref}}\right)^2} \quad (5.23)$$

dove:

$$\frac{\partial h_{TSin}}{\partial h_{gs}} = 1 \quad (5.24)$$

$$\frac{\partial h_{TSin}}{\partial h_{qpc}} = -\frac{1}{\dot{m}_{ref}} \quad (5.25)$$

$$\frac{\partial h_{TSin}}{\partial \dot{m}_{ref}} = \frac{q_{pc}}{\dot{m}_{ref}^2} \quad (5.26)$$

$i_{h_{gs}}$  = incertezza entalpia specifica del refrigerante all'ingresso del pre-condensatore;

$i_{q_{pc}}$  = incertezza flusso termico calcolata come in precedenza;

$i_{\dot{m}_{ref}}$  = incertezza portata del refrigerante.

$i_{t_p}$  = incertezza temperatura di parete assunta pari a  $i_{t_c}$ ;

$i_{t_c}$  = incertezza termocoppia pari a 0.05 K

$$i_A = \sqrt{\left(\frac{\partial A}{\partial L} \cdot i_L\right)^2 + \left(\frac{\partial A}{\partial D} \cdot i_D\right)^2} \quad (5.27)$$

dove:

$$\frac{\partial A}{\partial L} = \pi \cdot D \quad (5.28)$$

$$\frac{\partial A}{\partial D} = \pi \cdot L \quad (5.29)$$

$i_L = \pm 1\text{mm}$  sulla lunghezza;

$i_D$  = incertezza diametro pari a 0.05% del valore;

$i_{t_{sat}}^-$  = incertezza sulla temperatura di saturazione.

Essendo questa calcolata partendo da misure di pressione e come media tra le condizioni di ingresso ed uscita, deve essere valutata in modo specifico. In particolare si osserva che la temperatura di saturazione all'ingresso dipende dall'incertezza del misuratore di pressione, che nel caso specifico è pari a  $\pm 1300$  Pa.

Si devono quindi valutare separatamente la temperatura di saturazione all'ingresso e all'uscita dalla sezione test:

$$t_{sat,in}^- = t_{sat}(p_{ref\ in} - 1300) \quad (5.30)$$

$$t_{sat,in}^+ = t_{sat}(p_{ref\ in} + 1300) \quad (5.31)$$

da cui:

$$i_{t_{sat,in}}^- = t_{sat,in} - t_{sat,in}^- \quad (5.32)$$

$$i_{t_{sat,in}}^+ = t_{sat,in} - t_{sat,in}^+ \quad (5.33)$$

L'incertezza da attribuire poi alla temperatura di saturazione all'ingresso deve essere pari al massimo tra  $i_{t_{sat,in}}^-$ ,  $i_{t_{sat,in}}^+$ ,  $i_{tc}$ .

Nel caso della temperatura di saturazione all'uscita si deve tenere in considerazione il fatto che questa viene calcolata come differenza tra la temperatura, e quindi la pressione, all'ingresso e la variazione di pressione nella sezione in esame. Si deve quindi considerare l'incertezza del misuratore di pressione differenziale che risulta pari a  $\pm 8.75$  Pa.

Si ottiene:

$$t_{sat,out}^- = t_{sat}(p_{ref\ out} - 1300 - 8.75) \quad (5.34)$$

$$t_{sat,out}^+ = t_{sat}(p_{ref\ out} + 1300 + 8.75) \quad (5.35)$$

da cui:

$$i_{t_{sat_{out}}}^- = t_{sat_{out}} - t_{sat_{out}}^- \quad (5.36)$$

$$i_{t_{sat_{out}}}^+ = t_{sat_{out}} - t_{sat_{out}}^+ \quad (5.37)$$

Anche in questo caso, come nel precedente, l'incertezza da attribuire sarà pari al massimo tra  $i_{t_{sat_{out}}}^-$ ,  $i_{t_{sat_{out}}}^+$ ,  $i_{tc}$ .

Per quanto riguarda la temperatura di saturazione utilizzata nei calcoli di questa tesi, come già detto, questa viene calcolata come media della temperatura di saturazione all'ingresso e la temperatura di saturazione all'uscita.

$$i_{\bar{t}_{sat}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \bar{t}_{sat}}{\partial t_{sat_{in}}} \cdot i_{t_{sat_{in}}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{t}_{sat}}{\partial t_{sat_{out}}} \cdot i_{t_{sat_{out}}}\right)^2} \quad (5.38)$$

dove:

$$\frac{\partial \bar{t}_{sat}}{\partial t_{sat_{in}}} = \frac{1}{2} \quad (5.39)$$

$$\frac{\partial \bar{t}_{sat}}{\partial t_{sat_{out}}} = \frac{1}{2} \quad (5.40)$$

### Valutazione dell'incertezza nel calcolo del coefficiente di scambio termico al pre-condensatore

Il flusso termico al pre-condensatore è stato calcolato con la formula:

$$q_{PC} = \dot{m}_{wPC} \cdot C_{p_w} \cdot (t_{wPC_{out}} - t_{wPC_{in}}) \quad (5.41)$$

da cui ne deriva una certa incertezza, che può essere calcolata come:

$$i_{q_{PC}} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_{PC}}{\partial \dot{m}_{wPC}} \cdot i_{\dot{m}_{wPC}}\right)^2 + \left(\frac{\partial q_{PC}}{\partial C_{p_w}} \cdot i_{C_{p_w}}\right)^2 + \left(\frac{\partial q_{PC}}{\partial t_{wPC_{out}}} \cdot i_{t_{wPC_{out}}}\right)^2 + \left(\frac{\partial q_{PC}}{\partial t_{wPC_{in}}} \cdot i_{t_{wPC_{in}}}\right)^2} \quad (5.42)$$

dove:

$$\frac{\partial q_{PC}}{\partial \dot{m}_{WPC}} = Cp_w \cdot (t_{WPCout} - t_{WPCin}) \quad (5.43)$$

$$\frac{\partial q_{PC}}{\partial Cp_w} = \dot{m}_{WPC} \cdot (t_{WPCout} - t_{WPCin}) \quad (5.44)$$

$$\frac{\partial q_{PC}}{\partial t_{WPCout}} = Cp_w \cdot \dot{m}_{WPC} \quad (5.45)$$

$$\frac{\partial q_{PC}}{\partial t_{WPCin}} = -Cp_w \cdot \dot{m}_{WPC} \quad (5.46)$$

$i_{\dot{m}_{WPC}}$  = incertezza portata di massa pari all'1% del valore fornito;

$i_{Cp_w}$  = incertezza calore specifico pari all'1% del valore fornito da REFPROP10[11];

$i_{t_{WPCout}}, i_{t_{WPCin}}$  = incertezza temperatura dell'acqua, pari a  $i_{tc}$ ;

$i_{tc}$  = incertezza termocoppia pari a 0.05K.

### Valutazione dell'incertezza sul titolo medio

La formula utilizzata per il calcolo del titolo medio è stata:

$$\bar{x} = \frac{x_{in} + x_{out}}{2} \quad (5.47)$$

Pertanto è possibile calcolare l'incertezza associata a questo valore come:

$$i_{\bar{x}} = \sqrt{\left(\frac{\partial x_{med}}{\partial x_{in}} \cdot i_{x_{in}}\right)^2 + \left(\frac{\partial x_{med}}{\partial x_{out}} \cdot i_{x_{out}}\right)^2} \quad (5.48)$$

$$\frac{\partial x_{med}}{\partial x_{in}} = \frac{1}{2} \quad (5.49)$$

$$\frac{\partial x_{med}}{\partial x_{out}} = \frac{1}{2} \quad (5.50)$$

Il titolo all'ingresso viene calcolato come:

$$x_{in} = \frac{h_{TSin} - h_l}{h_g - h_l} \quad (5.51)$$

da cui:

$$i_{x_{in}} = \sqrt{\left(\frac{\partial x_{in}}{\partial h_{TSin}} \cdot i_{h_{TSin}}\right)^2 + \left(\frac{\partial x_{in}}{\partial h_l} \cdot i_{h_l}\right)^2 + \left(\frac{\partial x_{in}}{\partial h_g} \cdot i_{h_g}\right)^2} \quad (5.52)$$

dove:

$$\frac{\partial x_{in}}{\partial h_{TSin}} = \frac{1}{h_g - h_l} \quad (5.53)$$

$$\frac{\partial x_{in}}{\partial h_l} = \frac{h_{TSin} - h_g}{(h_g - h_l)^2} \quad (5.54)$$

$$\frac{\partial x_{in}}{\partial h_g} = \frac{h_l - h_{TSin}}{(h_g - h_l)^2} \quad (5.55)$$

$i_{h_{TSin}}$  = incertezza entalpia specifica all'ingresso della sezione test calcolata come in precedenza;

$i_{h_l}$  = incertezza entalpia specifica del liquido pari a  $\pm 1\%$  del valore fornito da REFPROP10;

$i_{h_g}$  = incertezza entalpia specifica del vapore pari a  $\pm 1\%$  del valore fornito da REFPROP10.

mentre l'incertezza sul titolo all'uscita può essere calcolata come:

$$i_{x_{out}} = \sqrt{\left(\frac{\partial h_{x_{out}}}{\partial h_{TSin}} \cdot i_{h_{TSout}}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_{x_{out}}}{\partial h_l} \cdot i_{h_l}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_{TSout}}{\partial h_g} \cdot i_{h_g}\right)^2} \quad (5.56)$$

dove:

$$\frac{\partial h_{x_{out}}}{\partial h_{TS_{in}}} = \frac{1}{h_g - h_l} \quad (5.57)$$

$$\frac{\partial x_{out}}{\partial h_l} = \frac{h_{TS_{out}} - h_g}{(h_g - h_l)^2} \quad (5.58)$$

$$\frac{\partial x_{out}}{\partial h_g} = \frac{h_l - h_{TS_{out}}}{(h_g - h_l)^2} \quad (5.59)$$

$i_{h_l}$  = incertezza entalpia specifica del liquido pari a  $\pm 1\%$  del valore fornito da REFPROP10[11];

$i_{h_g}$  = incertezza entalpia specifica del vapore pari a  $\pm 1\%$  del valore fornito da REFPROP10[11].

$$i_{h_{TS_{out}}} = \sqrt{\left(\frac{\partial h_{TS_{out}}}{\partial h_{TS_{in}}} \cdot i_{h_{TS_{in}}}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_{TS_{out}}}{\partial h_{q_{pc}}} \cdot i_{q_{pc}}\right)^2 + \left(\frac{\partial h_{TS_{out}}}{\partial h_{\dot{m}_{ref}}} \cdot i_{\dot{m}_{ref}}\right)^2} \quad (5.60)$$

$$\frac{\partial h_{TS_{out}}}{\partial h_{TS_{in}}} = 1 \quad (5.61)$$

$$\frac{\partial h_{TS_{out}}}{\partial h_{q_{pc}}} = -\frac{1}{\dot{m}_{ref}} \quad (5.62)$$

$$\frac{\partial h_{TS_{out}}}{\partial h_{\dot{m}_{ref}}} = \frac{q_{TS}}{\dot{m}_{ref}^2} \quad (5.63)$$

dove:

$i_{h_{TS_{in}}}$  = incertezza entalpia specifica all'ingresso della sezione test;

$i_{q_{pc}}$  = incertezza flusso termico calcolata come in precedenza;

$i_{\dot{m}_{ref}}$  = incertezza portata del refrigerante.

## Risultati ottenuti

Si riportano nelle seguenti tabelle i valori minimi, massimi e medi delle incertezze dei vari parametri calcolati per la sezione riscaldata con acqua e per quella riscaldata elettricamente.

### Riscaldamento con acqua

$T_{sat}$	$i_{qPC}$	$i_{qPC}$	$i_{qPC}$	$i_x$	$i_x$	$i_x$	$i_{HTC}$	$i_{HTC}$	$i_{HTC}$
	minimo	massimo	medio	minimo	massimo	medio	minimo	massimo	medio
20 °C	1,25 %	8,56 %	4,58 %	0.021	0.053	0.033	2.47 %	15.91 %	7.21 %
30°C	2.29 %	6.84 %	4.14 %	0.023	0.044	0.031	2.75 %	10.67 %	7.29 %

Tabella 2. Incertezze ottenute per il flusso termico specifico nel pre-condensatore, per il titolo medio e per il coefficiente di scambio termico specifico alle temperature di saturazione di 20 °C e 30 °C nel caso di riscaldamento della sezione con acqua

### Riscaldamento elettrico

$T_{sat}$	$i_{qPC}$	$i_{qPC}$	$i_{qPC}$	$i_x$	$i_x$	$i_x$	$i_{HTC}$	$i_{HTC}$	$i_{HTC}$
	minimo	massimo	medio	minimo	massimo	medio	minimo	massimo	medio
15°C	3.19%	9.64%	5.04%	0.025	0.057	0.037	0.81%	8.06%	3.90%
20°C	1.88%	14.54%	4.90%	0.023	0.075	0.037	0.89%	7.64%	3.23%
25°C	2.29%	8.28%	4.56%	0.024	0.061	0.036	0.81%	6.50%	3.24%

Tabella 3. Incertezze ottenute per il flusso termico specifico nel pre-condensatore, per il titolo medio e per il coefficiente di scambio termico specifico alle temperature di saturazione di 15°C, 20°C e 25°C

## Capitolo 6 . Risultati sperimentali

### 6.1. Sezione riscaldata ad acqua

I dati di output forniti dal software LabVIEW™2011 sono stati poi elaborati con l'uso di Excel. In primo luogo sono state fatte delle valutazioni in termini di coefficiente di scambio termico e perdite di carico. Sono state effettuate misure in diverse condizioni di temperatura di saturazione, portata di refrigerante e flusso termico specifico per diversi valori del titolo medio. Di seguito vengono riportati i grafici più significativi.

#### *Coefficiente di scambio termico*

Le prime analisi sono riferite alle misure effettuate con una temperatura di saturazione pari a 20°C. Sono state svolte misure con diverse portate specifiche e diversi valori di flusso termico specifico. Nel primo grafico in Figura 19 sono riportati i valori di coefficiente di scambio termico in relazione al titolo medio ottenuti con un flusso termico specifico pari a 12 kW m<sup>-2</sup> per diversi valori di portata specifica.

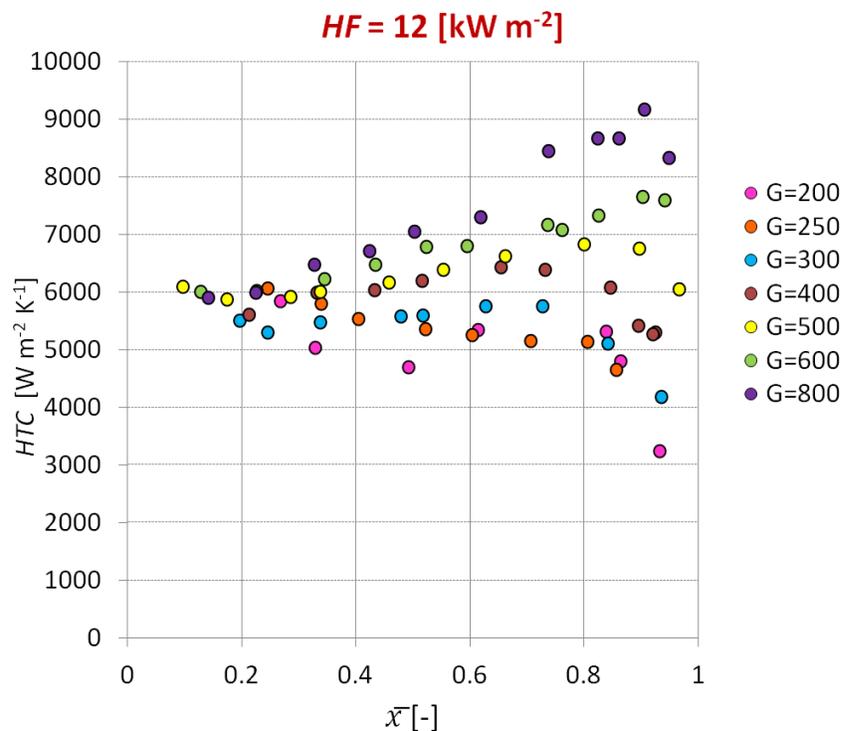


Figura 19. Andamento dell'HTC in relazione al titolo con flusso termico specifico pari a 12 kW m<sup>-2</sup> dove le portate specifiche sono espresse in kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>

Si può osservare che per bassi titoli le curve sono vicine, ed assumono valori di coefficiente di scambio termico più elevato le portate più basse. Questo potrebbe essere dovuto al fatto che a bassi titoli prevale l'ebollizione nucleata. Per valori di titolo più elevato, le curve a diversa portata si discostano maggiormente, e, nello specifico, il coefficiente di scambio termico risulta più elevato per valori di portata più alta. Il suddetto andamento può essere dovuto al fatto che all'aumentare del titolo la convezione forzata assume un ruolo più rilevante. Per alti titoli il valore del coefficiente di scambio termico diminuisce a causa dell'insorgere della crisi termica. Di seguito in Figura 20 e in Figura 21 sono riportati i medesimi grafici per un flusso termico specifico pari a  $30 \text{ kW m}^{-2}$  e  $60 \text{ kW m}^{-2}$ . Si osserva che all'aumentare del flusso termico specifico il coefficiente di scambio termico aumenta ma all'aumentare del titolo medio si riduce in modo drastico, questo è dovuto al fatto che il *dryout* avviene a titoli di vapore inferiori rispetto ai casi con il flusso più basso. A  $60 \text{ kW m}^{-2}$  la crisi termica avviene, infatti, già a titoli medi bassi.

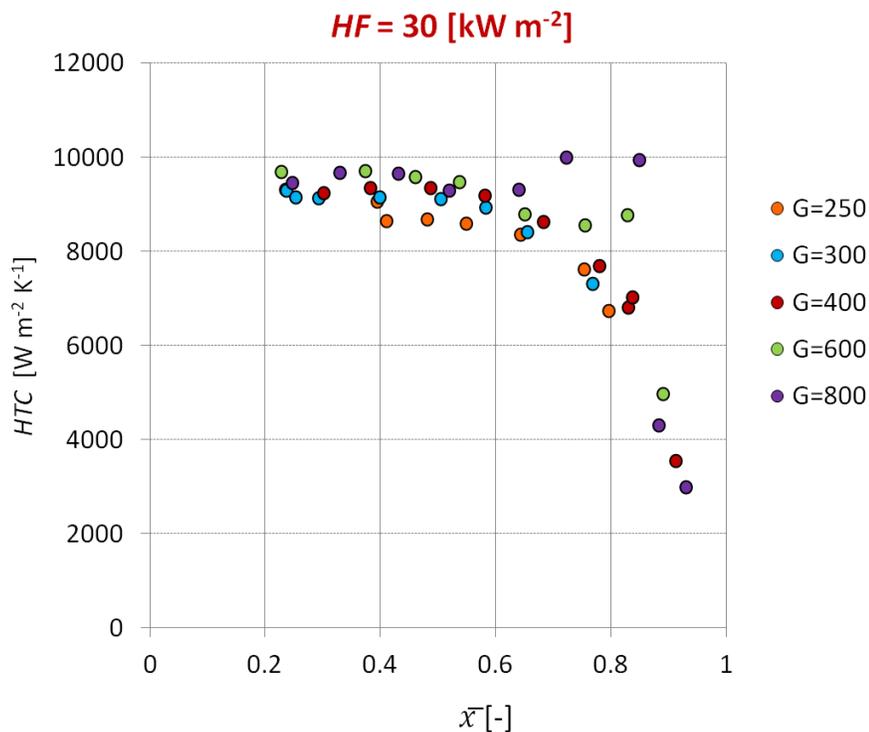


Figura 20. Andamento dell'HTC in relazione al titolo con flusso termico specifico pari a  $30 \text{ kW m}^{-2}$  dove le portate specifiche sono espresse in  $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

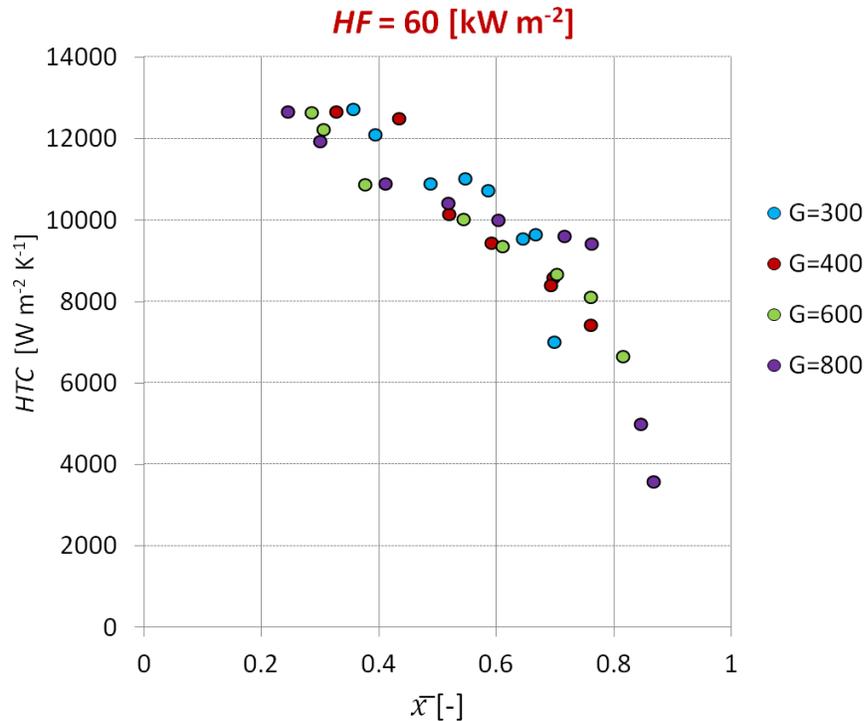


Figura 21. Andamento dell'HTC in relazione al titolo con flusso termicospecifico pari a  $60 \text{ kW m}^{-2}$  dove le portate specifiche sono espresse in  $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

Osservando la Figura 22 si può notare che a valori più elevati di flusso termico specifico il coefficiente di scambio termico risulta essere più elevato a bassi valori del titolo. All'aumentare del titolo, come si era già ipotizzato in precedenza, si ha invece una brusca riduzione del valore dell'HTC: questo è dovuto al fatto che si verifica il fenomeno del *dry-out*.

Successivamente sono state svolte le prove a una portata specifica di  $800 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e a una portata specifica di  $400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  a una temperatura di saturazione pari a  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ . Di seguito è quindi riportato in Figura 23 un grafico in cui si fa un confronto tra queste misure e quelle valutate in precedenza.

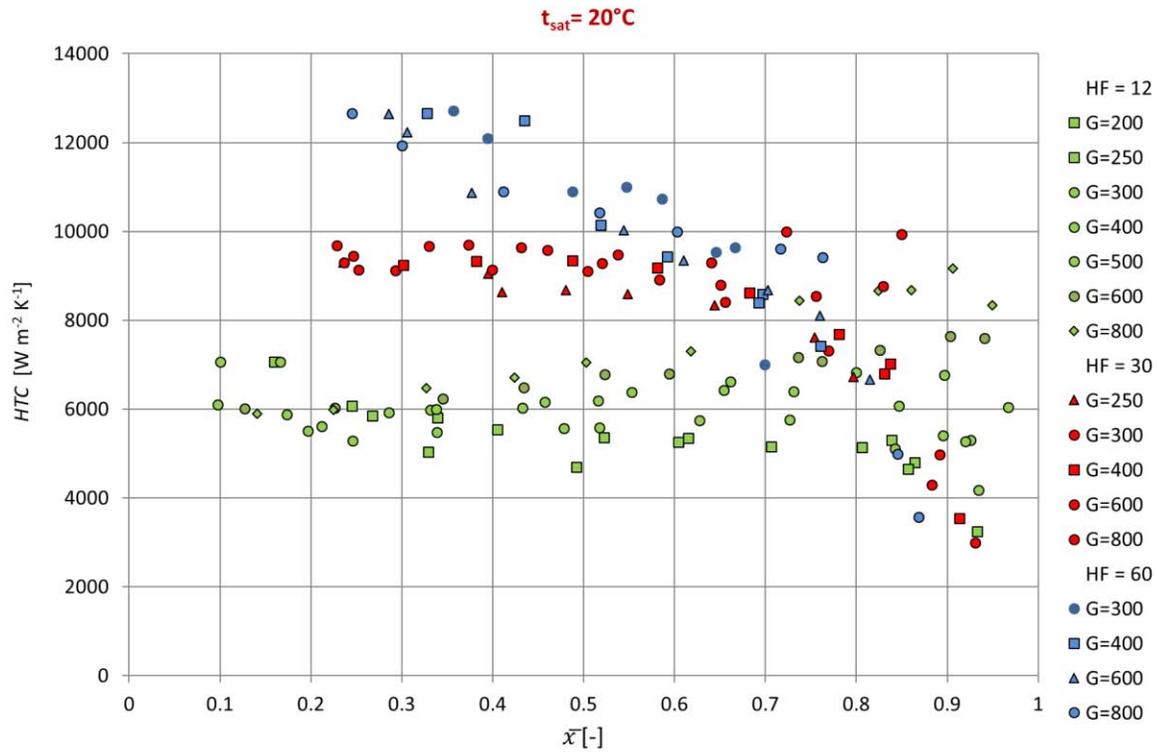


Figura 22. Andamento dell'HTC in relazione al titolo per i diversi valori di flusso termico specifico dove le portate specifiche sono espresse in  $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$  e i flussi termici sono espresse in  $\text{kW m}^{-2}$

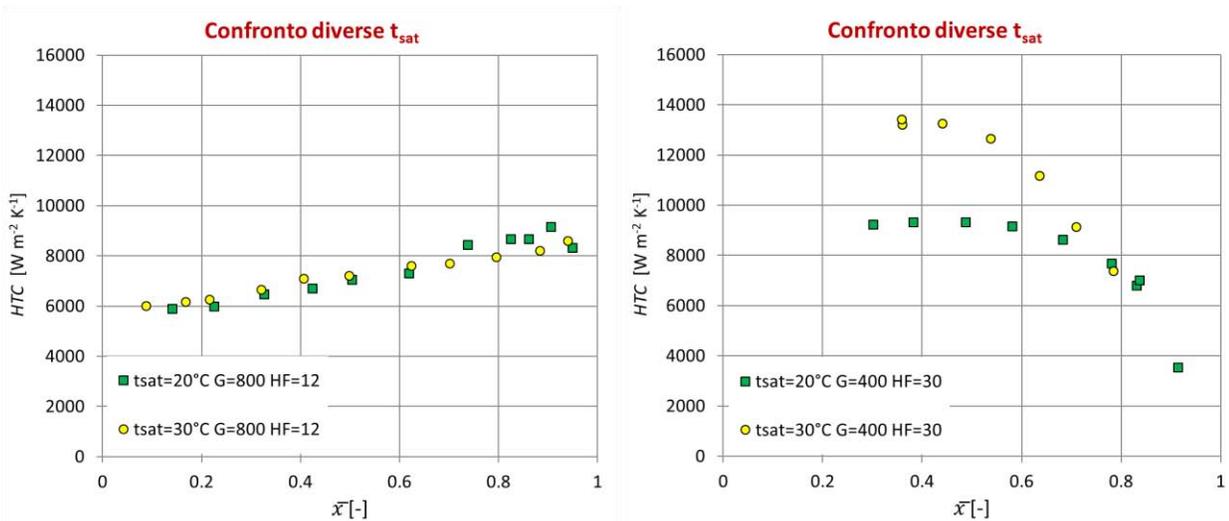


Figura 23. Andamento HTC in funzione del titolo a diverse temperature di saturazione dove le portate specifiche sono espresse in  $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$  e i flussi termici sono espresse in  $\text{kW m}^{-2}$

Si può notare che, per un flusso termico specifico basso e portata specifica elevata, i valori di HTC si discostano poco al variare della temperatura di saturazione. Diversamente invece nel caso di flusso termico più elevato e portata specifica più bassa le curve alle diverse temperature di saturazione si discostano molto soprattutto a bassi valori del titolo. Questo può essere dovuto al fatto che, prima che avvenga il *dry-out*, ad elevato flusso termico specifico la componente relativa all'ebollizione nucleata risulta essere preponderante rispetto alla componente di scambio termico convettiva. Si nota inoltre che, ad entrambe le temperature di saturazione osservate, ed in modo più marcato ad una temperatura di saturazione pari a 30°C, il coefficiente di scambio termico è più elevato con flusso termico specifico più alto a basso titolo. Viceversa ad elevati titoli si nota che il coefficiente di scambio termico è più elevato nel caso di basso flusso termico a causa dell'insorgere del *dry-out* a titoli di vapore più elevati rispetto al caso con flusso termico specifico maggiore.

### Perdite di carico

Successivamente alle analisi svolte in termini di coefficiente di scambio termico si sono condotte alcune valutazioni in termini di perdite di carico per attrito. In primo luogo si è osservato l'andamento delle perdite di carico per attrito ad una temperatura di saturazione e ad un flusso termico specifico fissi, in modo da poter valutare l'effetto della variazione della portata specifica.

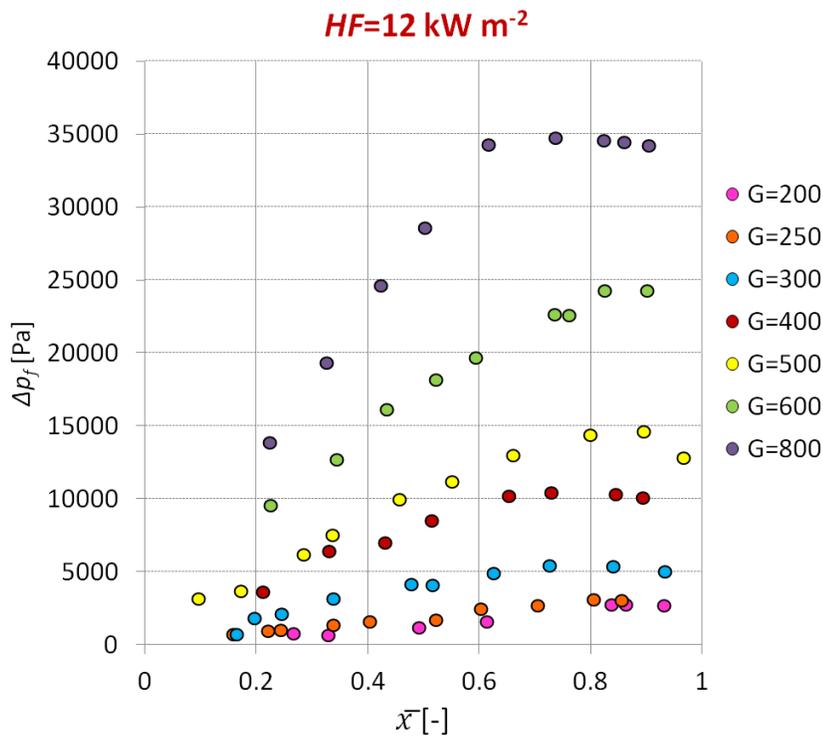


Figura 24. Andamento delle perdite di carico per attrito in funzione del titolo con flusso termico specifico pari a  $12 \text{ kW m}^{-2}$  dove le portate specifiche sono espresse in  $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

In Figura 24 sono riportati gli andamenti delle perdite di carico per attrito in funzione del titolo medio ad una temperatura di saturazione di  $20^\circ\text{C}$  e un flusso termico specifico pari a  $12 \text{ kW m}^{-2}$ . Si può osservare che al variare della portata specifica le curve presentano un andamento simile. In particolare si nota una prima fase di crescita delle perdite di carico dovute all'attrito con andamento abbastanza lineare e con pendenza crescente all'aumentare della portata specifica. È evidente inoltre che all'aumentare della portata specifica il valore delle perdite di carico aumenta: questo è dovuto al fatto che le perdite di carico per attrito dipendono dalla portata

specifica, quindi un aumento di quest'ultima comporta un aumento delle perdite di pressione per attrito.

In Figura 25 e in Figura 26 sono riportati i medesimi andamenti misurati con flusso termico specifico pari a  $30 \text{ kW m}^{-2}$  e  $60 \text{ kW m}^{-2}$ . Si può notare che le curve hanno un comportamento analogo a quello visualizzato nel caso di flusso termico inferiore.

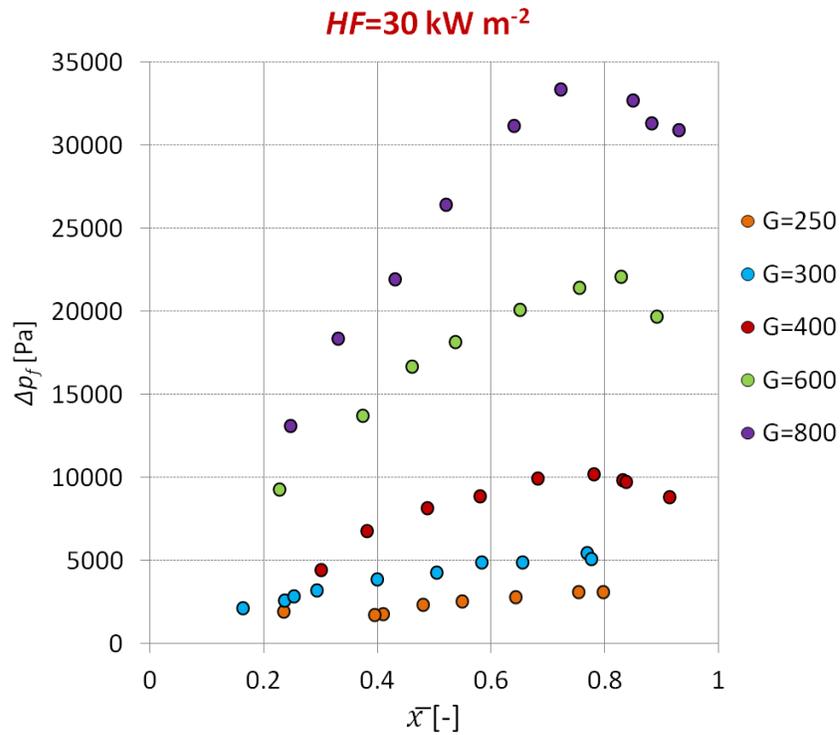


Figura 25. Andamento delle perdite di carico per attrito in funzione del titolo con flusso termico specifico pari a  $30 \text{ kW m}^{-2}$  dove le portate specifiche sono espresse in  $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

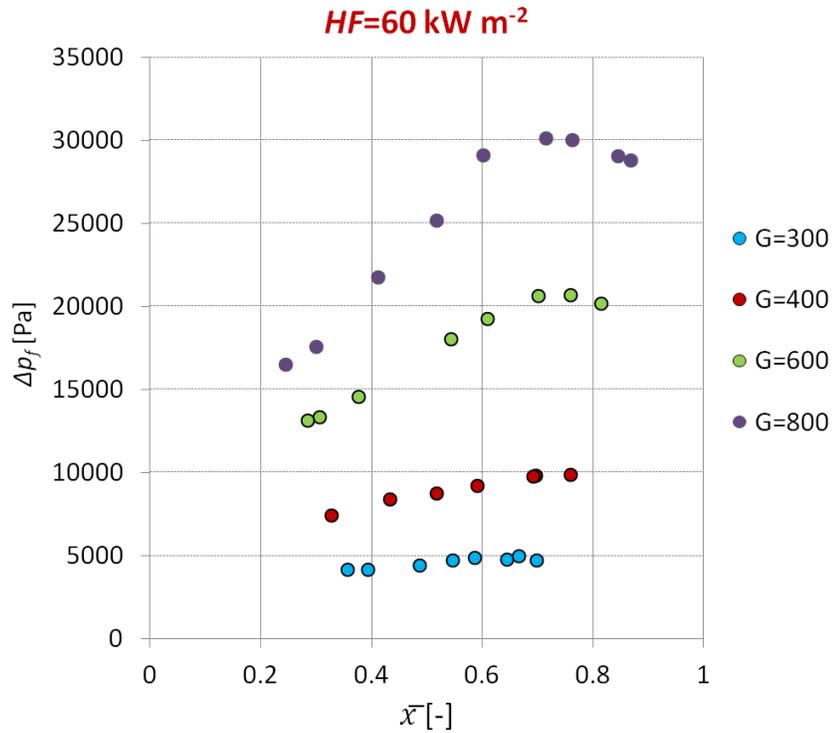


Figura 26. Andamento delle perdite di carico per attrito in funzione del titolo con flusso termico specifico pari a 60 kW m<sup>-2</sup> dove le portate specifiche sono espresse in kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>

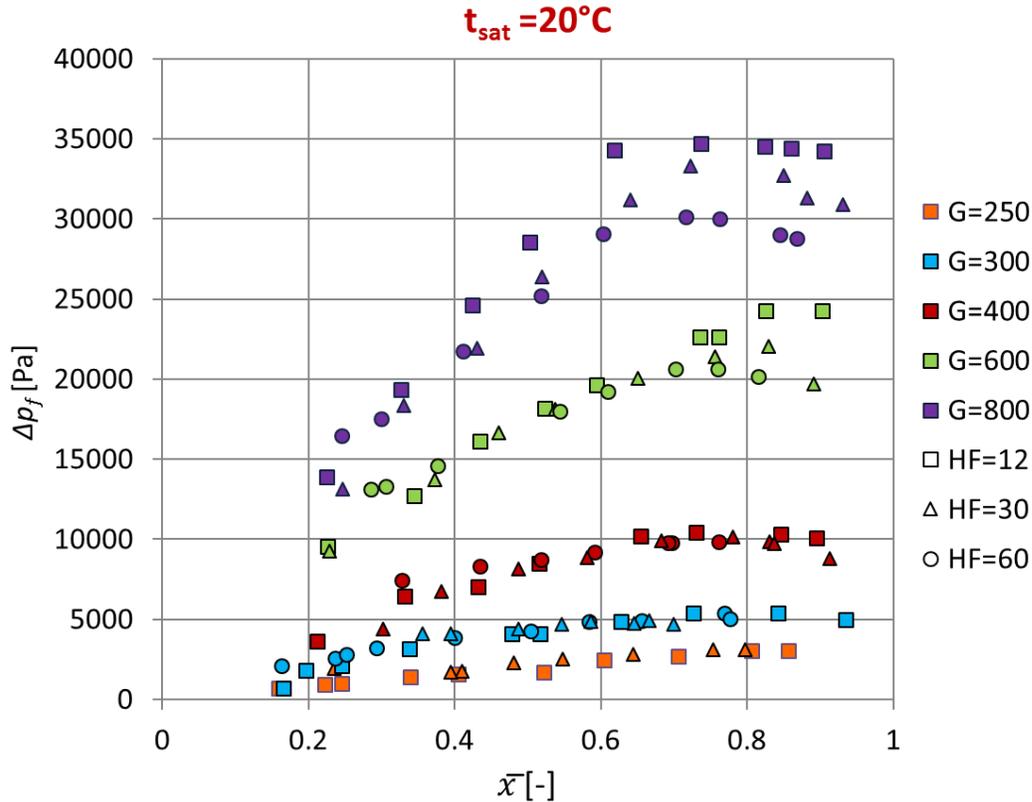


Figura 27. Andamento delle perdite di carico per attrito per diversi valori del flusso termico specifico con temperatura di saturazione fissa dove le portate specifiche sono espresse in kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>

In Figura 27 è possibile vedere un confronto tra gli andamenti delle perdite di carico per attrito in funzione del titolo ottenuti per diversi flussi termici specifici. Si nota che a parità di portata le curve presentano un andamento che non varia al modificarsi del flusso termico, in particolare per basse portate. Ad elevate portate specifiche si evidenzia un leggero scostamento soprattutto per elevati valori del titolo medio.

Successivamente si è analizzata l'influenza della temperatura di saturazione sulle perdite di carico per attrito. Per farlo si sono svolte inizialmente alcune misure a una temperatura di saturazione più elevata pari a 30°C, a portata specifica pari a 800 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup> con flusso termico specifico pari a 12 kW m<sup>-2</sup> e con portata specifica pari a 400 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup> con flusso termico specifico pari a 30 kW m<sup>-2</sup>. I risultati ottenuti sono riportati in Figura 28.

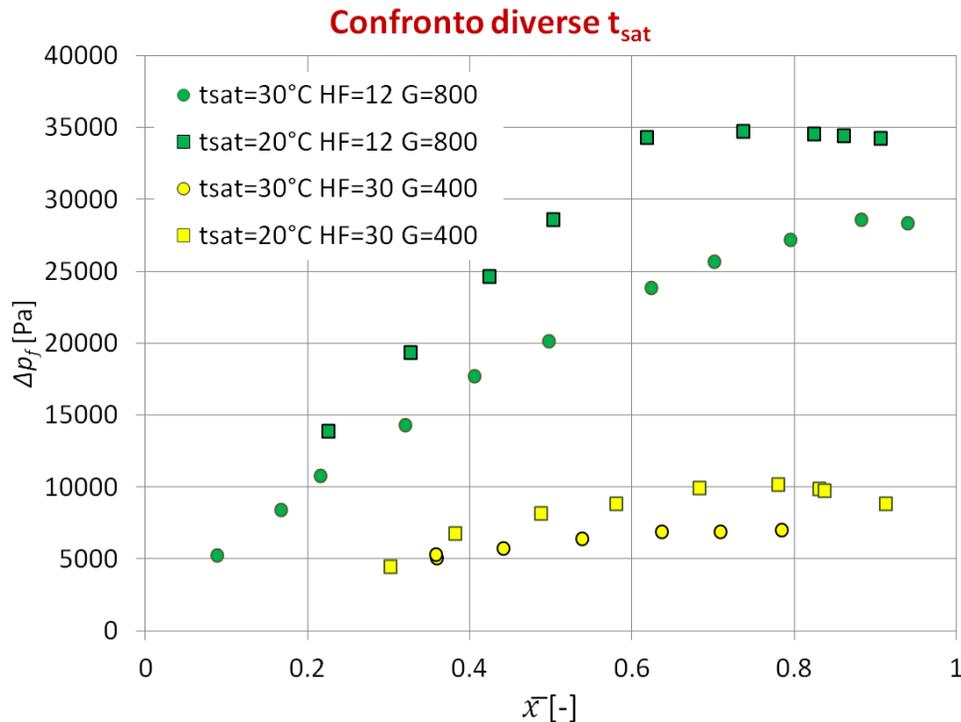


Figura 28. Andamento delle perdite di carico per attrito in funzione del titolo con diversa temperatura di saturazione dove le portate specifiche sono espresse in kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup> e i flussi termici specifici sono espresse in kW m<sup>-2</sup>

Si può notare che a parità di portata specifica e flusso termico specifico le perdite di carico per attrito ottenute ad una temperatura di saturazione più elevata risultano essere più basse, questa differenza risulta essere più elevata ad elevati valori di portata specifica.

In seguito, per poter meglio analizzare l'influenza della temperatura di saturazione sulle perdite di carico dovute all'attrito si sono svolte alcune misure di tipo adiabatico. In questo caso, quindi, la sezione test non è stata riscaldata mediante l'uso del bagno termostatico e si sono quindi svolte misurazioni solo in termini di perdite di carico. Nello specifico si sono fatte misurazioni a una temperatura di saturazione di 30°C e di 40°C variando la portata specifica. In Figura 29 è possibile osservare separatamente gli andamenti ottenuti nei due casi, confrontandole è possibile confermare quanto dedotto dalle precedenti misurazioni, ovvero che a una temperatura di saturazione maggiore a parità di portata specifica, corrispondono valori di perdite di carico dovute all'attrito più basse. Tale aspetto è meglio evidenziato dai grafici in Figura 30 e Figura 31 dove sono presenti i confronti di questi andamenti per un valore fissato di portata specifica per diversi valori della temperatura di saturazione. L'andamento risulta confermato per tutti i valori di portata specifica analizzati. Il fatto che un aumento della temperatura di saturazione comporti una riduzione delle perdite di carico dovute all'attrito può essere dovuto ad una variazione della densità. La portata specifica risulta infatti fissata, una riduzione della densità, dovuta ad una temperatura di saturazione inferiore, comporta quindi un aumento della velocità media del refrigerante e un aumento delle perdite di carico.

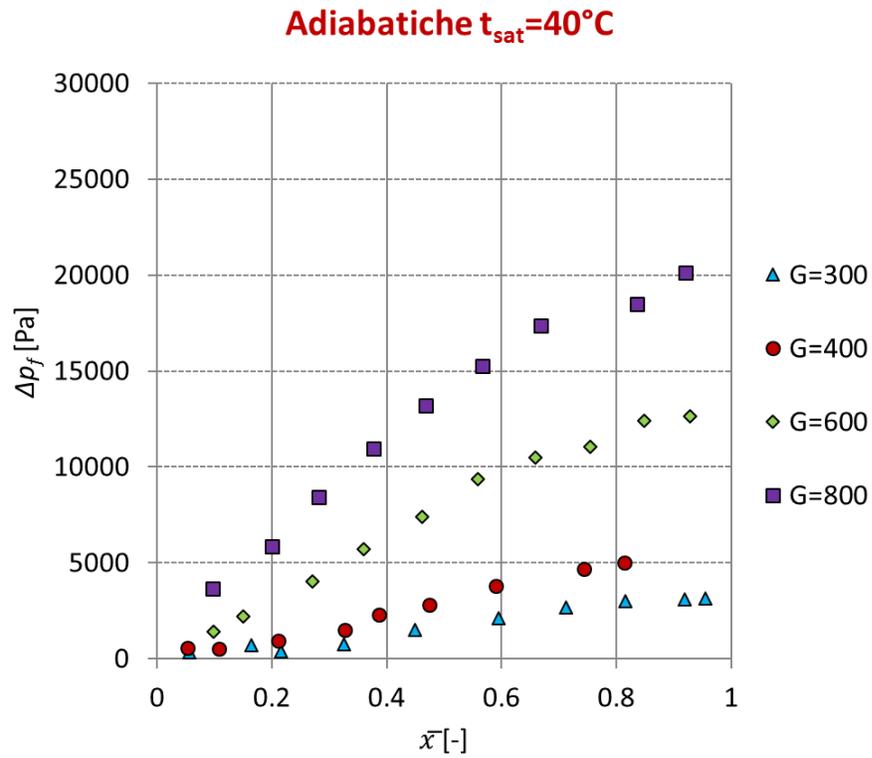
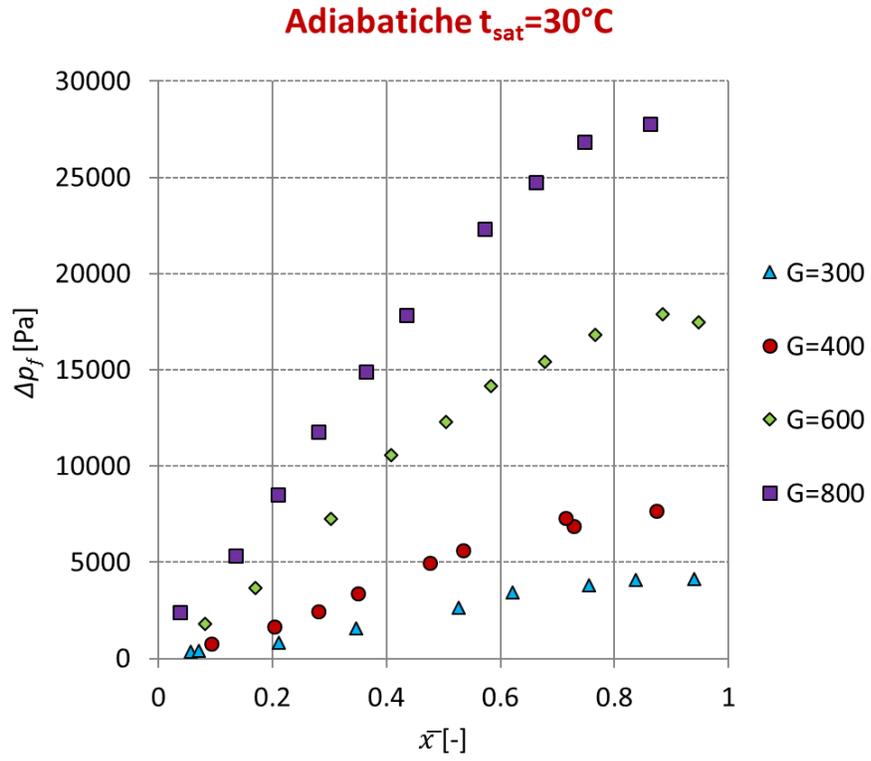


Figura 29. Andamento delle perdite di carico per attrito in funzione del titolo con temperatura di saturazione pari a  $30^{\circ}\text{C}$  e  $40^{\circ}\text{C}$  dove le portate specifiche sono espresse in  $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$

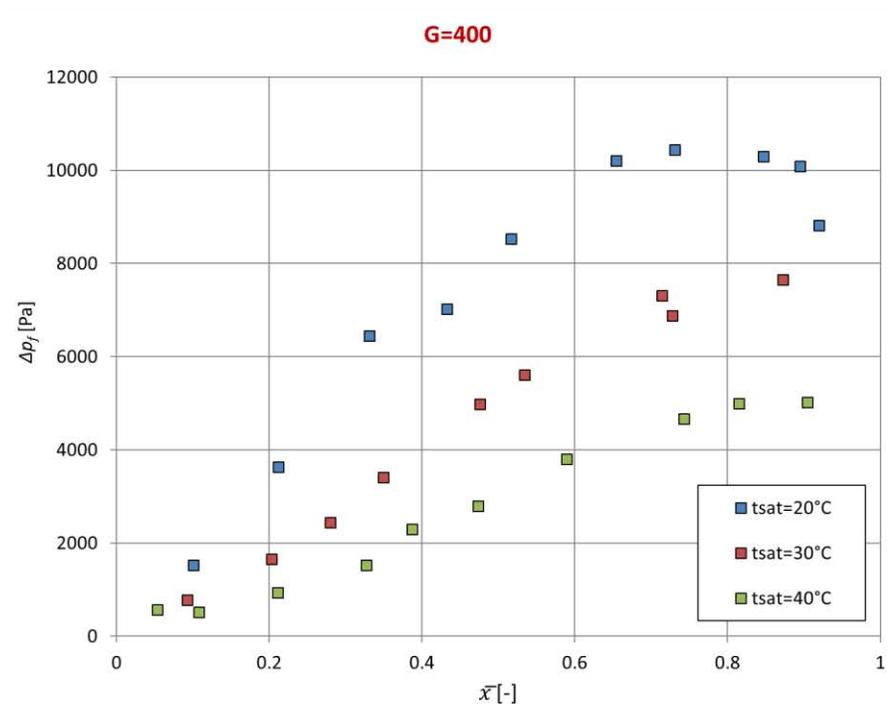
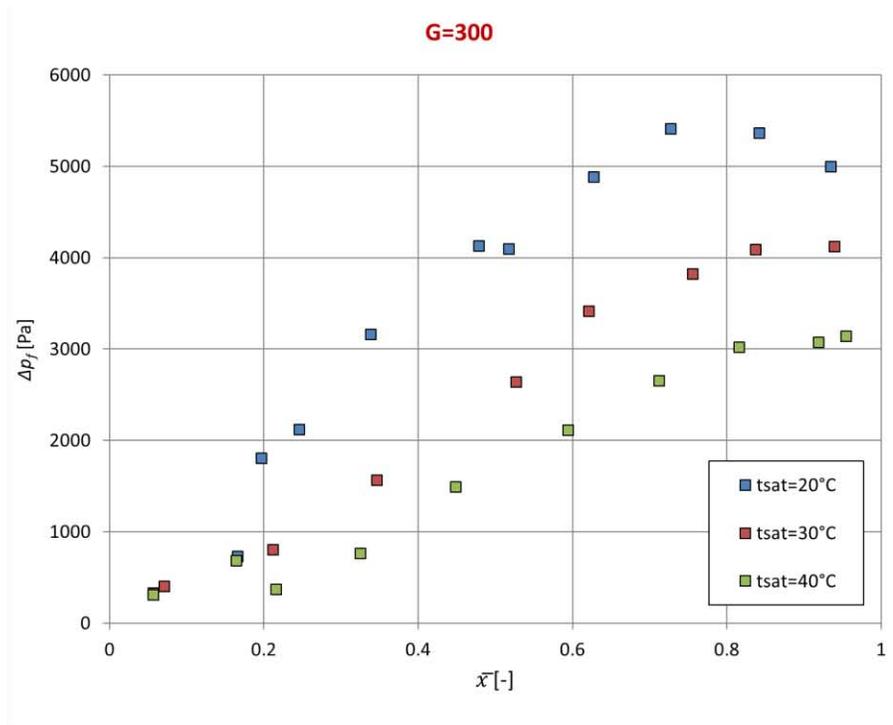


Figura 30. Confronto andamento delle perdite di carico per attrito in funzione del titolo con temperatura di saturazione pari a 20°C, 30°C e 40°C dove le portate specifiche sono espresse in  $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$

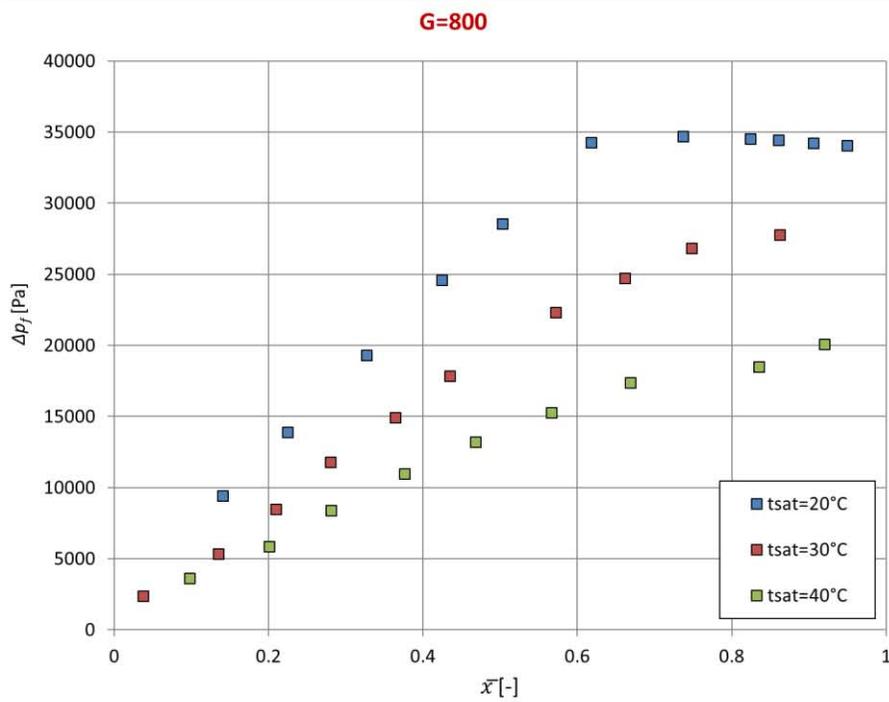
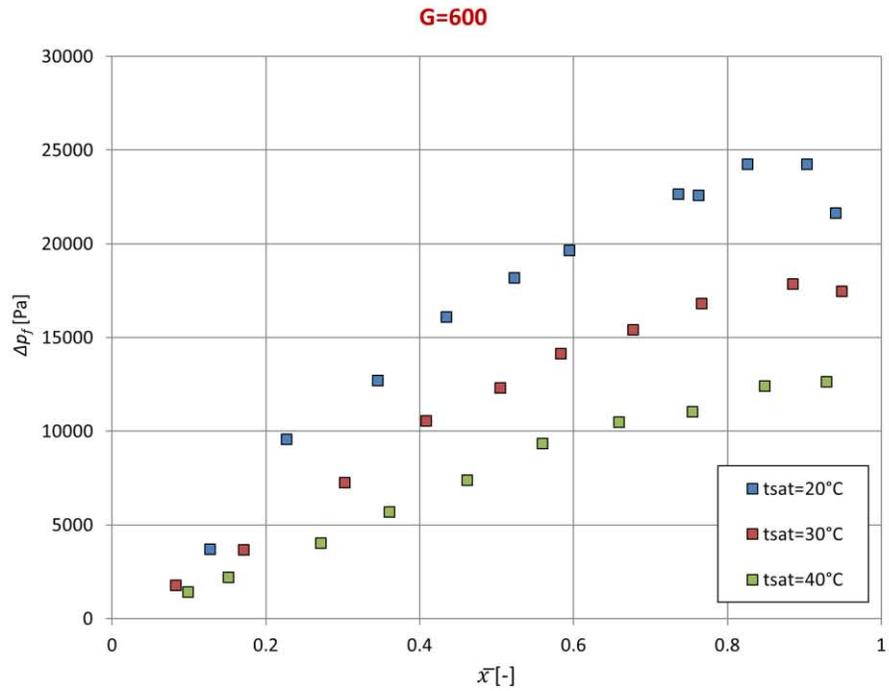


Figura 31. Confronto andamento delle perdite di carico per attrito in funzione del titolo con temperatura di saturazione pari a 20°C, 30°C e 40°C dove le portate specifiche sono espresse in  $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$

### ***Confronto con modelli teorici***

Dopo aver rilevato ed analizzato i dati sperimentali ottenuti, questi sono stati confrontati con i modelli teorici già indicati al Capitolo 4. In particolare sono stati prodotti due grafici, al fine di evidenziare lo scostamento tra valori sperimentali e quelli calcolati. Nel primo viene riportato il rapporto tra valore determinato con il modello teorico e valore misurato a livello sperimentale in funzione del titolo medio. In questo modo è possibile valutare in modo immediato di quanto i due valori si differenzino al variare del titolo di vapore. Tanto più, infatti, il valore del rapporto si avvicina a 1 tanto più valore calcolato con il modello e valore misurato si uguagliano. Nel secondo grafico sono stati invece riportati sull'asse delle ascisse il valore misurato a livello sperimentale e sull'asse delle ordinate il valore ottenuto mediante i modelli teorici. Da questo grafico è possibile osservare nuovamente lo scostamento tra i due valori. Nel medesimo diagramma sono inserite anche delle linee di riferimento: la bisettrice, in cui il valore sperimentale risulta uguale al valore calcolato con i modelli, e altre due linee corrispondenti a uno scostamento del  $\pm 20\%$  e del  $\pm 30\%$ . Grazie a queste è possibile quindi valutare in modo visivo quanti valori rientrino in questi margini.

## Modelli di valutazione del gradiente di pressione dovuto all'attrito

### Modello di Cavallini et al. [18]

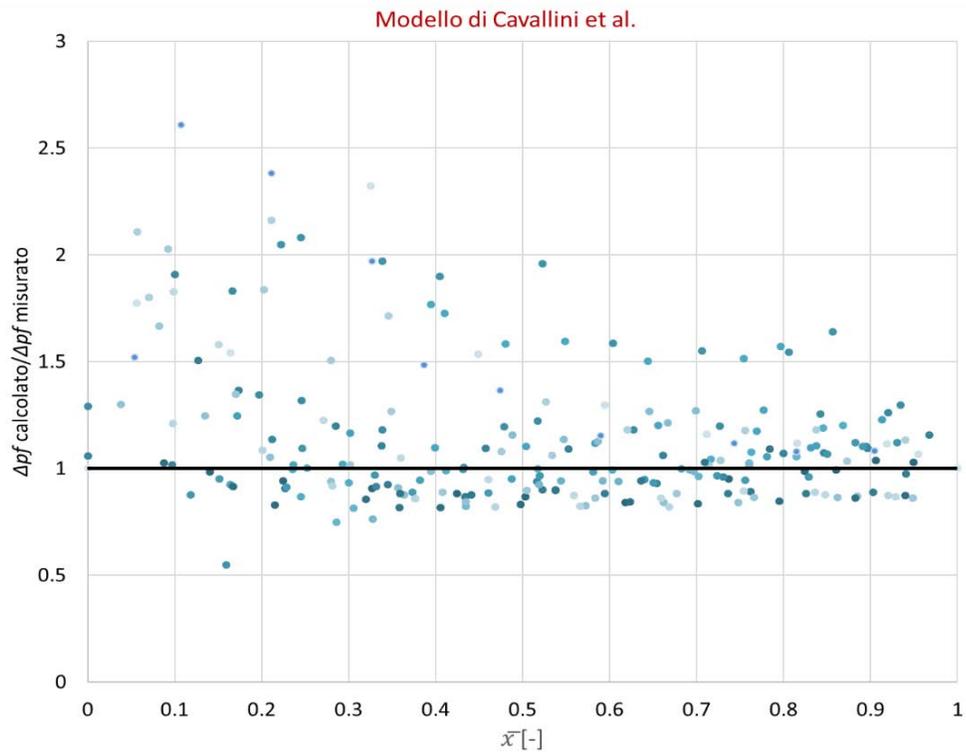


Figura 32. Rapporto  $\Delta p_f$  ottenuto con il modello di Cavallini et al. [18] e  $\Delta p_f$  ottenute sperimentalmente

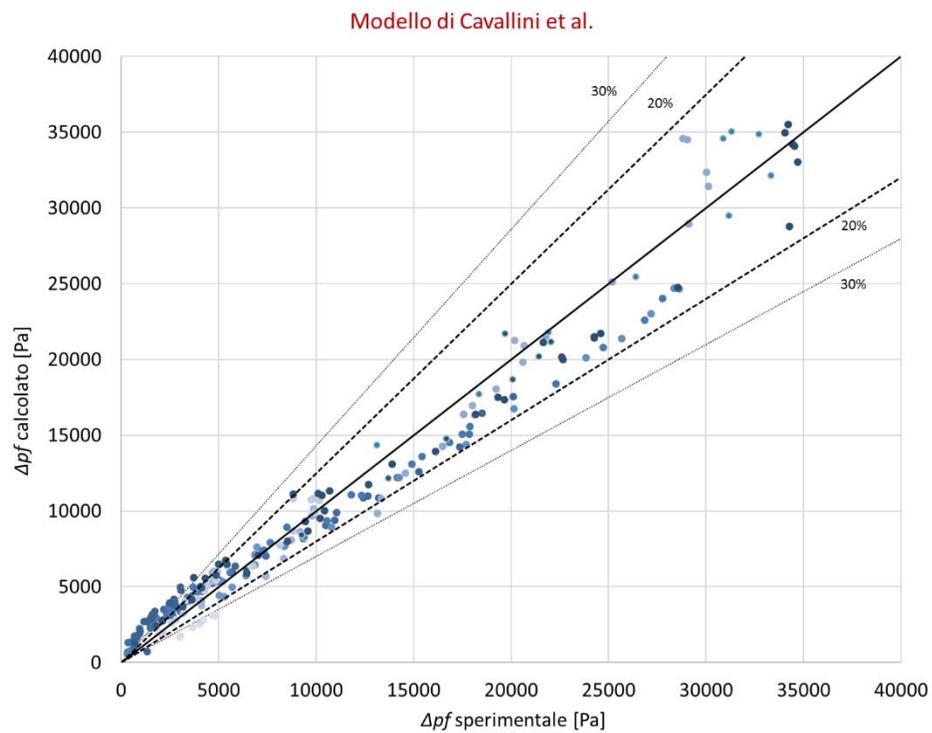


Figura 33. Diagramma  $\Delta p_f$  calcolate con il modello di Cavallini et al. [18] in funzione del  $\Delta p_f$  calcolate sperimentalmente

Dall'analisi dei diagrammi è possibile notare che i valori calcolati con il modello sono generalmente in accordo con quelli ottenuti in modo sperimentale. Si evidenzia uno scostamento tra i dati in corrispondenza di bassi valori del titolo. Come mostrato dal grafico in Figura 32 il modello di Cavallini et al.[18] a bassi titoli, infatti, tende a sovrastimare le perdite di carico dovute all'attrito. Ad elevati valori del titolo medio, però, come si nota dalla Figura 33 i valori rientrano tutti entro il margine di uno scostamento del 20%.

### **Modello di Muller et al. [17]**

Osservando la Figura 34 e la Figura 35 si può vedere che il posizionamento dei dati risulta simile al caso precedente in cui si era utilizzato il modello di Cavallini et al.[18]. I valori ottenuti utilizzando il modello di Müller et al.[17] si discostano infatti relativamente poco dai dati ottenuti per via sperimentale, in particolare per elevati titoli medi. Nuovamente a titoli medi più bassi i valori tendono a distanziarsi; come si può notare il modello di Müller et al.[17] a bassi titoli tende infatti a sovrastimare il valore delle perdite di carico dovute all'attrito. Anche in questo caso a valori di titolo medio elevato i valori rientrano nel margine di scostamento del 20%.

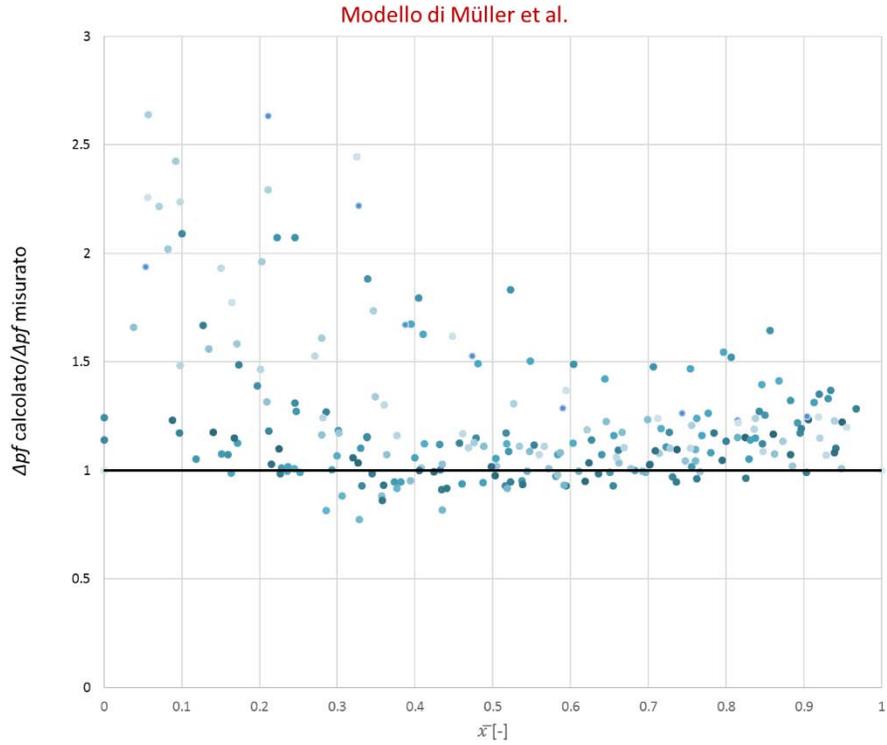


Figura 34. Rapporto  $\Delta p_f$  ottenuto con il modello di Muller et al.[17] e  $\Delta p_f$  ottenuto sperimentalmente

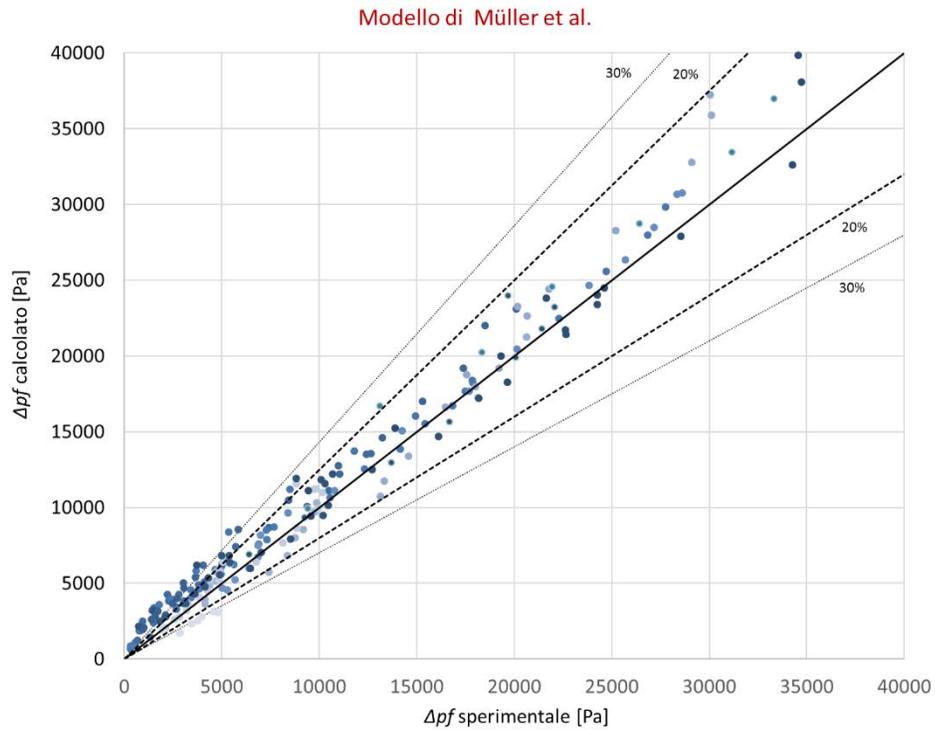


Figura 35. Diagramma  $\Delta p_f$  calcolate con il modello di Muller et al.[17] in funzione del  $\Delta p_f$  calcolate sperimentalmente

## Correlazione di Friedel [6]

L'ultimo modello utilizzato per confrontare le perdite di carico per attrito è stato quello di Friedel[6]. Dalla Figura 36 e dalla Figura 37, è possibile osservare che anche questo modello stima in modo buono i dati ottenuti a livello sperimentale. Ad alti valori del titolo medio il valore sperimentale e valore calcolato con il modello teorico risultano simili. Nuovamente a bassi titoli si verifica invece uno scostamento tra i valori, il modello di Friedel[6] tende infatti a fare una sovrastima. Rispetto ai casi precedenti, dalla Figura 37 è possibile notare che alcuni dati, anche a titoli medi più elevati, escono dal margine di scostamento del 30% anche se la maggioranza dei valori rientra comunque entro il 20%.

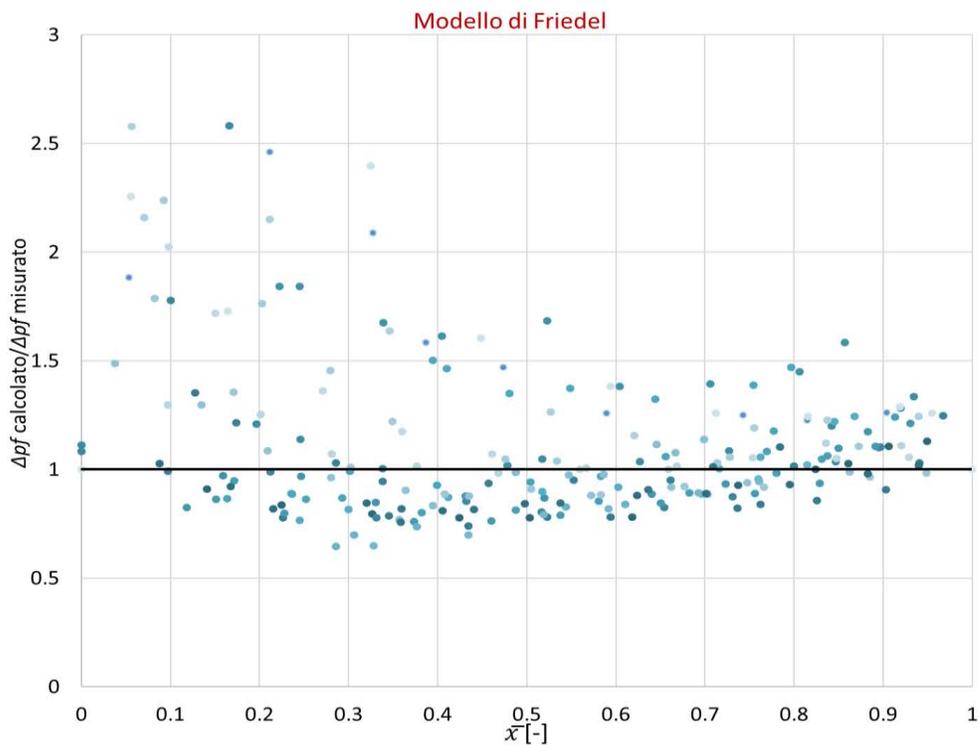


Figura 36. Rapporto  $\Delta p_f$  ottenuto con il modello di Friedel[6] e  $\Delta p_f$  ottenuto sperimentalmente

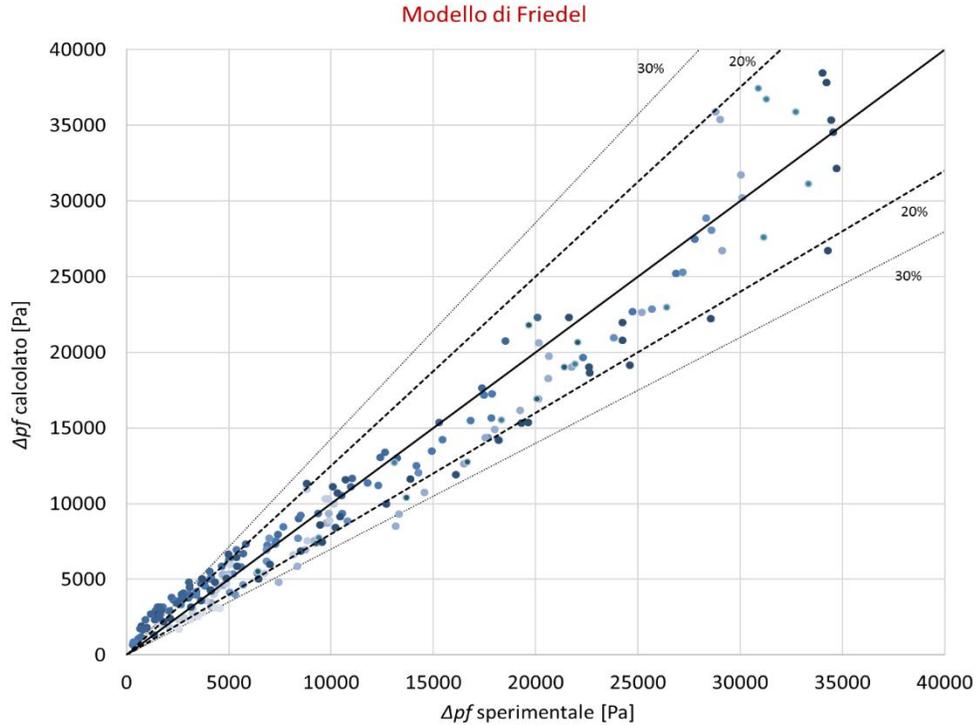


Figura 37. Diagramma  $\Delta p_f$  calcolate con il modello di Friedel[6] in funzione del  $\Delta p_f$  calcolate sperimentalmente

In conclusione i tre modelli, per il calcolo delle perdite di carico dovute all'attrito, osservati, risultano in accordo con i dati sperimentali per valori del titolo medio elevato mentre a bassi valori del titolo medio tendono a sovrastimare la misura. In Tabella 4 sono riportati l'errore relativo medio, l'errore assoluto medio e la deviazione standard ottenuti tra i valori ricavati con i modelli teorici e quelli sperimentali.

	<b>Errore relativo medio percentuale</b>	<b>Errore assoluto medio percentuale</b>	<b>Deviazione standard percentuale</b>
<b>Modello di Cavallini [18]</b>	17%	26%	39%
<b>Modello di Muller et al. [17]</b>	24%	26%	36%
<b>Modello di Friedel [6]</b>	13%	25%	38%

Tabella 4. Errori presentati dai modelli teorici rispetto ai valori sperimentali

## Modelli di valutazione del coefficiente di scambio termico specifico

### Modello di Kim e Mudawar [16]

Osservando la Figura 38 può notare che dati sperimentali e dati teorici risultano in accordo ad elevati valori di titolo medio. A bassi valori del titolo medio, invece, il modello di Kim e Mudawar [16] tende a sottostimare il valore del coefficiente di scambio termico. Dalla Figura 39 si nota che la maggioranza dei valori rientra dentro un margine di scostamento del 30% anche se un certo numero di dati esce da questo.

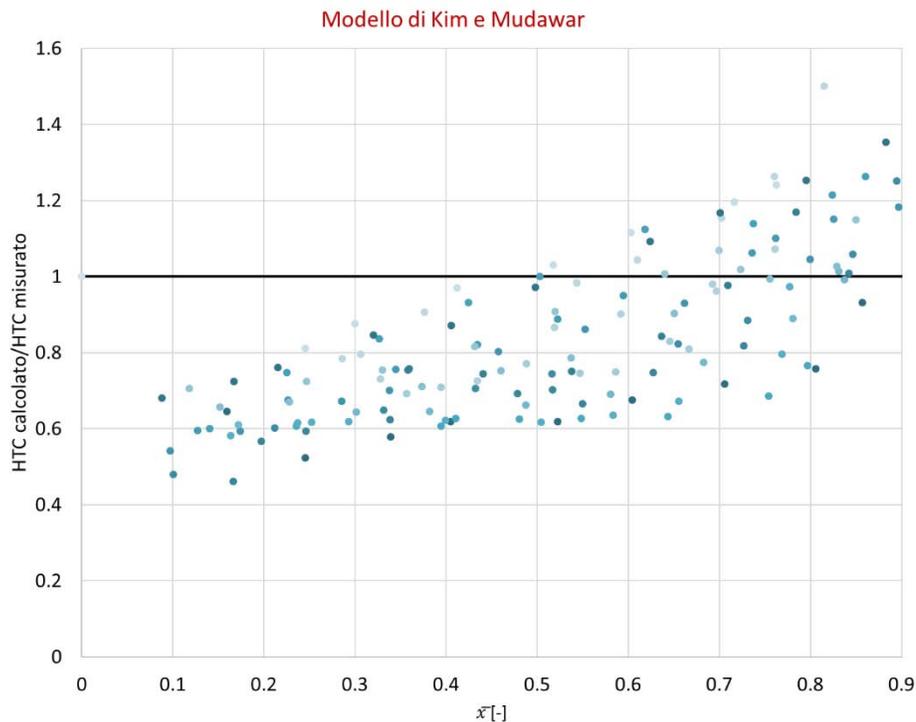


Figura 38. Rapporto HTC ottenuto con il modello di Kim e Mudawar[16] e HTC ottenuto sperimentalmente

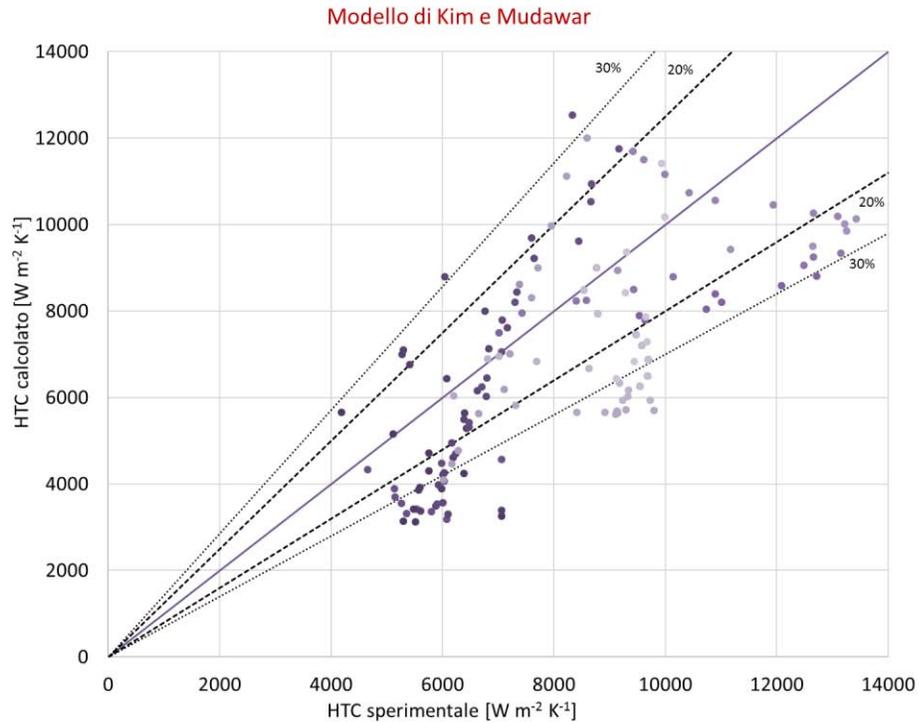


Figura 39. Diagramma HTC calcolato con il modello di Kim e Mudawar[16] in funzione di HTC sperimentale

### Modello di Oh e Son [15]

Si osserva che, rispetto al caso precedente, il modello tende a sottostimare il valore del coefficiente di scambio termico maggiormente, soprattutto a bassi valori del titolo medio. Dalla Figura 41 è possibile notare che sono numerosi i punti che si trovano fuori dallo scostamento del 30% e che alcuni lo sono in modo molto ampio. Questo modello non rappresenta in modo ottimale i risultati ottenuti sperimentalmente.

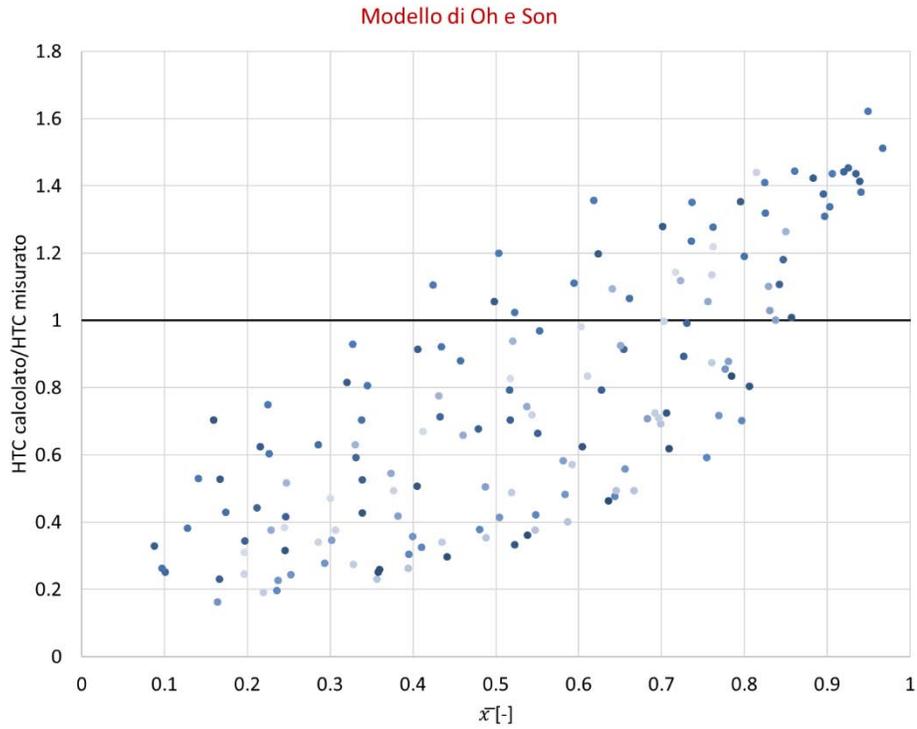


Figura 40. Rapporto HTC ottenuto con il modello di Oh e Son[15] e HTC ottenuto sperimentalmente

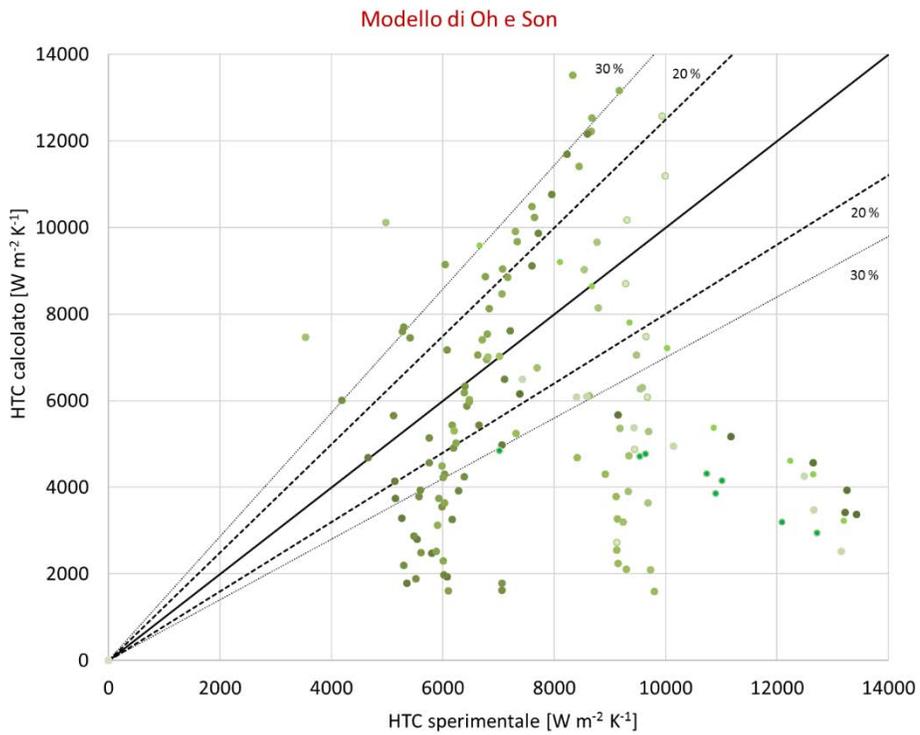


Figura 41. Diagramma HTC calcolato con il modello di Oh e Son[15] in funzione di HTC sperimentalmente

### Modello di J.Yu et al. [14]

Dalla Figura 42 si osserva che i valori ottenuti con il modello di Yu et al.[14] risultano essere conformi con quelli ricavati a livello sperimentale. Si nota uno scostamento solo in condizioni di titolo medio elevato, dove il modello preso in esame tende a sovrastimare i valori del coefficiente di scambio termico. In Figura 43 si nota che la maggioranza dei punti ricade entro il limite di scostamento del 30%.

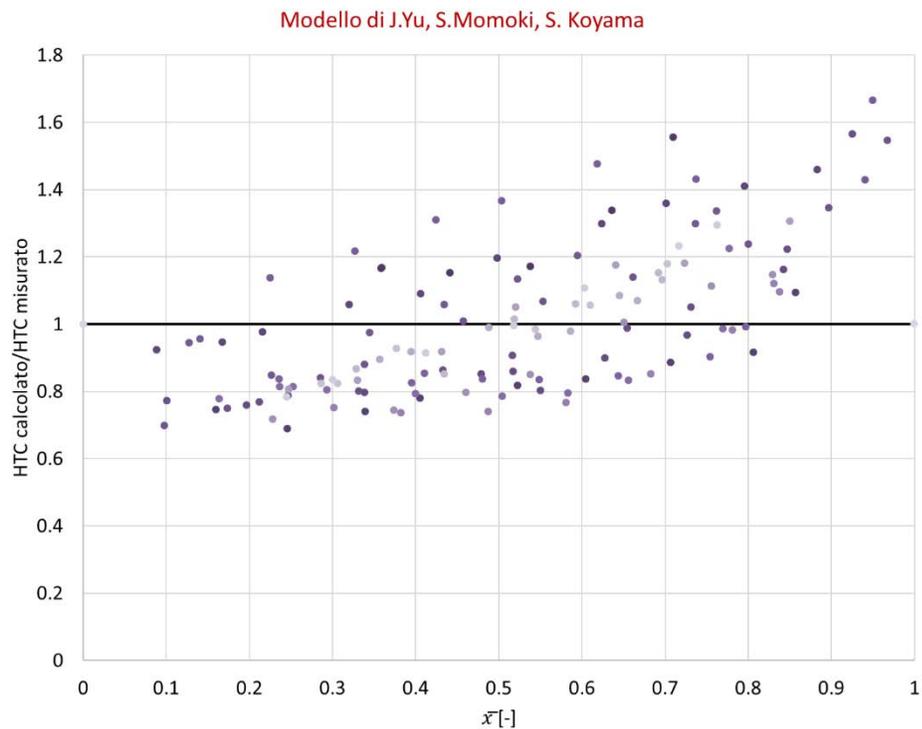


Figura 42. Rapporto HTC ottenuto con il modello di Yu et al[14]. e HTC ottenuto sperimentalmente

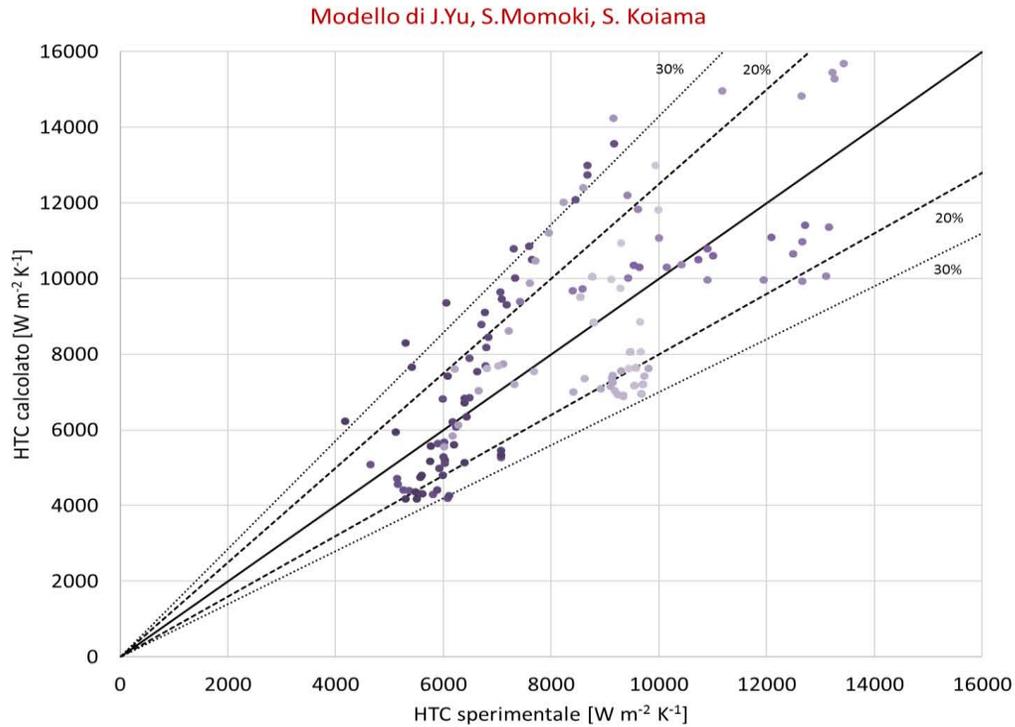


Figura 43. Diagramma HTC calcolato con il modello di Yu et al[14]. in funzione di HTC sperimentale

### Modello di Gungor e Winterton [13]

Dalla Figura 44 si nota che il modello di Gungor e Winterton[13] ben rappresenta i valori di coefficiente di scambio termico ottenuti a livello sperimentale. Non si evidenzia, come invece avveniva nei casi precedenti, una variazione della bontà del modello in relazione al titolo medio. Dalla figura Figura 45 è evidente che quasi la totalità dei dati ricade entro il limite di uno scostamento del 20%.

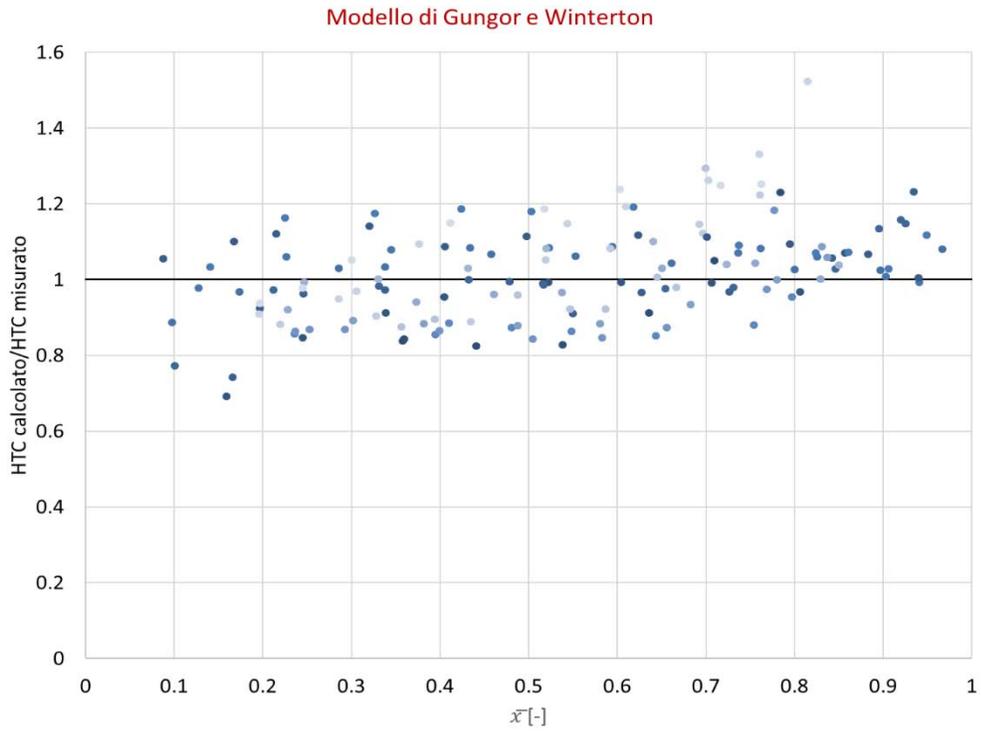


Figura 44. Rapporto HTC ottenuto con il modello di Gungor e Winterton[13] e HTC ottenuto sperimentalmente

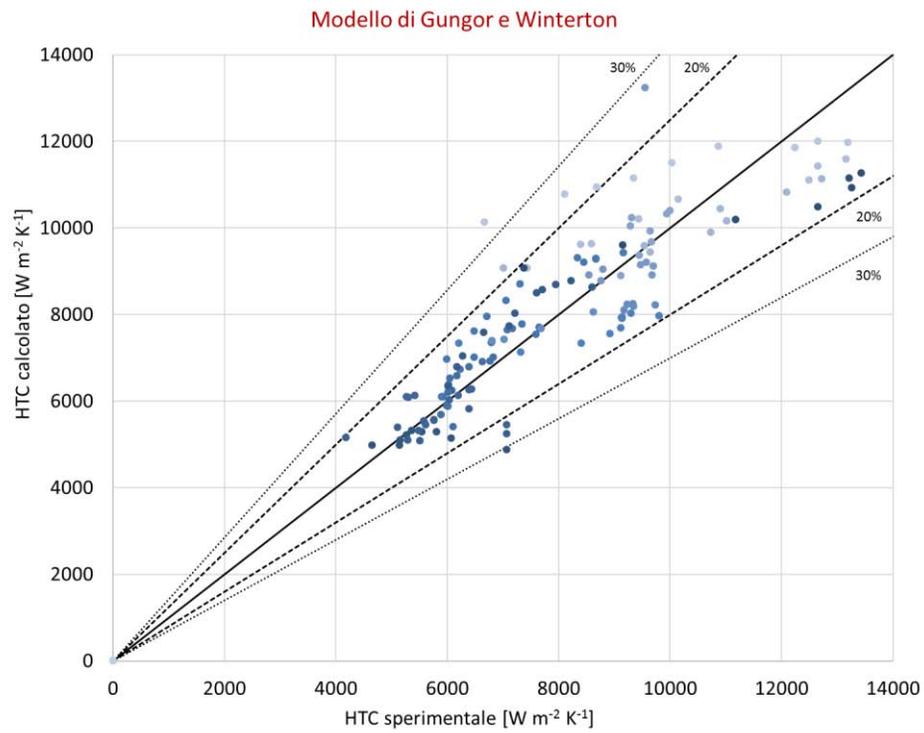


Figura 45. Diagramma HTC calcolato con il modello di Gungor e Winterton[13] in funzione di HTC sperimentalmente

Nella Tabella 5 è possibile osservare l'errore relativo medio, l'errore assoluto medio e la deviazione standard tra i risultati ottenuti dal modello teorico e i valori sperimentali.

	<b>Errore relativo medio percentuale</b>	<b>Errore assoluto medio percentuale</b>	<b>Deviazione standard percentuale</b>
<b>Modello di Kim e Mudawar[16]</b>	25%	33%	32%
<b>Modello di Oh e Son[15]</b>	81%	92%	112%
<b>Modello di Yu et al.[14]</b>	1.1%	19%	22%
<b>Modello di Gungor e Winterton[13]</b>	0.2%	9.5%	12%

*Tabella 5. Errori presentati dai modelli teorici rispetto ai valori sperimentali*

Si può notare quanto già osservato in precedenza, ovvero che il modello che meglio rappresenta i dati sperimentali è quello di Gungor e Winterton[13]. Il modello invece che ha un maggior scostamento tra valori calcolati e valori sperimentali è quello di Oh e Son[15]. In quest'ultimo errore relativo, errore percentuale e deviazione standard risultano molto elevati.

In conclusione tutti i modelli, ad esclusione di quello di Oh e Son[15], ben rappresentano i dati ottenuti a livello sperimentale. Il miglior modello, tra quelli utilizzati, è stato quello di Gungor e Winterton[13].

## 6.2. Sezione riscaldata elettricamente

### Quantificazione dispersioni termiche

In primo luogo si sono valutate le dispersioni termiche presenti nella sezione; per farlo si sono svolte delle prove a vuoto. In particolare sono state valutate le dispersioni in funzione della differenza tra temperatura di parete e temperatura di saturazione a diversi valori della potenza elettrica fornita, pari a 1 W, 2 W, 3 W e 4 W. In Figura 46 è riportato il grafico dell'andamento della potenza calcolata in funzione della differenza tra temperatura media di parete e temperatura di saturazione. Da questo si è poi ricavato il polinomio relativo i cui coefficienti sono stati poi utilizzati per correggere la potenza fornita, dalla resistenza elettrica, al refrigerante.

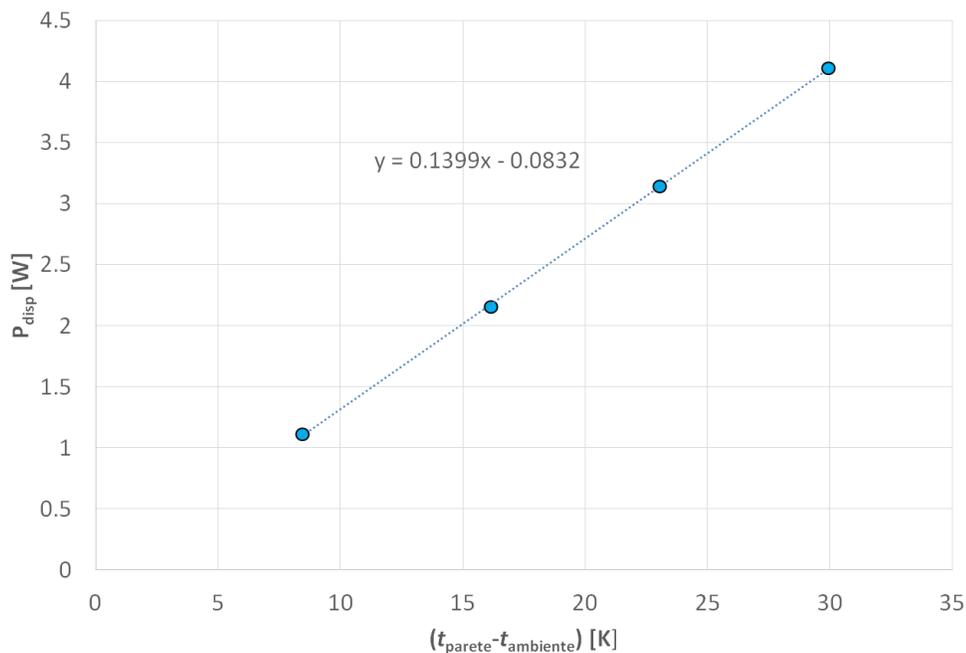


Figura 46. Andamento potenza dispersa in funzione della differenza tra temperatura di parete media e temperatura ambiente

Il polinomio di primo grado così ottenuto è stato poi inserito anche nel modello LabVIEW™2011 utilizzato per la gestione della sezione riscaldata in modo elettrico. La potenza fornita è stata quindi calcolata come:

$$q_{el} = (V \cdot I) - p_{disp} \quad (6.1)$$

$$p_{disp} = 0.1399 \cdot (\bar{t}_p - t_{aria}) - 0.0832 \quad (6.2)$$

### ***Prove in monofase***

Prima di utilizzare la sezione prodotta per effettuare le prove in evaporazione, essa è stata validata mediante delle prove svolte in condizioni monofase. In particolare si sono verificati i bilanci termici e si sono confrontati i dati ottenuti con dei modelli teorici. A livello pratico le prove sono state svolte con una temperatura di saturazione pari a 20°C si è poi regolato l'impianto in modo da avere all'ingresso della sezione test il refrigerante completamente in forma di vapore surriscaldato. Per garantire questa condizione si è applicato un surriscaldamento all'ingresso pari a 5 K nella prima prova e 10 K nelle successive. Raggiunte queste condizioni si sono poi acquisiti dati a diversi valori di portata specifica variabile da 300 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup> a 800 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>.

### **Bilancio termico**

In primo luogo si è verificata la correttezza dei bilanci termici; si è quindi calcolata la potenza lato refrigerante come:

$$q_{ref} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{TS_{out}} - h_{TS_{in}}) \quad (6.3)$$

Questa è stata poi confrontata con la potenza fornita dalla resistenza elettrica, calcolata come indicato in precedenza dall'equazione 6.1. È stata quindi quantificata la differenza tra le due potenze così ottenute e la deviazione percentuale tra esse. In Tabella 6 è possibile osservare che l'effetto di un maggior surriscaldamento non comporta rilevanti variazioni. Questo è dovuto al fatto che già un surriscaldamento di 5 K avrebbe garantito la presenza di solo vapore surriscaldato all'ingresso della sezione test, l'utilizzo di 10 K di surriscaldamento nelle altre prove è stata una scelta cautelativa. In secondo luogo si può osservare che la differenza massima tra i due flussi termici calcolati, pari a 1.17 W, si ha nel caso di portata specifica di 800 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>, ovvero la più alta presa in esame. A questa corrisponde quindi anche il massimo scostamento percentuale pari al 4.22 %.

Portata Specifica [kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup> ]	Surriscaldamento [K]	q <sub>ref</sub> [W]	q <sub>el</sub> [W]	q <sub>el</sub> - q <sub>ref</sub> [W]	Deviazione %
300	5	26.9	26.0	-0.9	3.6
300	10	26.7	25.6	-1.1	4.1
400	10	26.9	26.4	-0.5	2.0
500	10	26.9	26.9	-0.06	0.2
600	10	26.7	27.2	0.6	-1.9
700	10	26.7	27.5	0.8	-2.9
800	10	26.5	27.6	1.2	-4.2

Tabella 6. Dati ottenuti analisi prove monofase

In Figura 47 e in Figura 48 sono riportati gli andamenti ottenuti, in condizioni monofase, per il coefficiente di scambio termico e per il gradiente di pressione dovuto all'attrito.

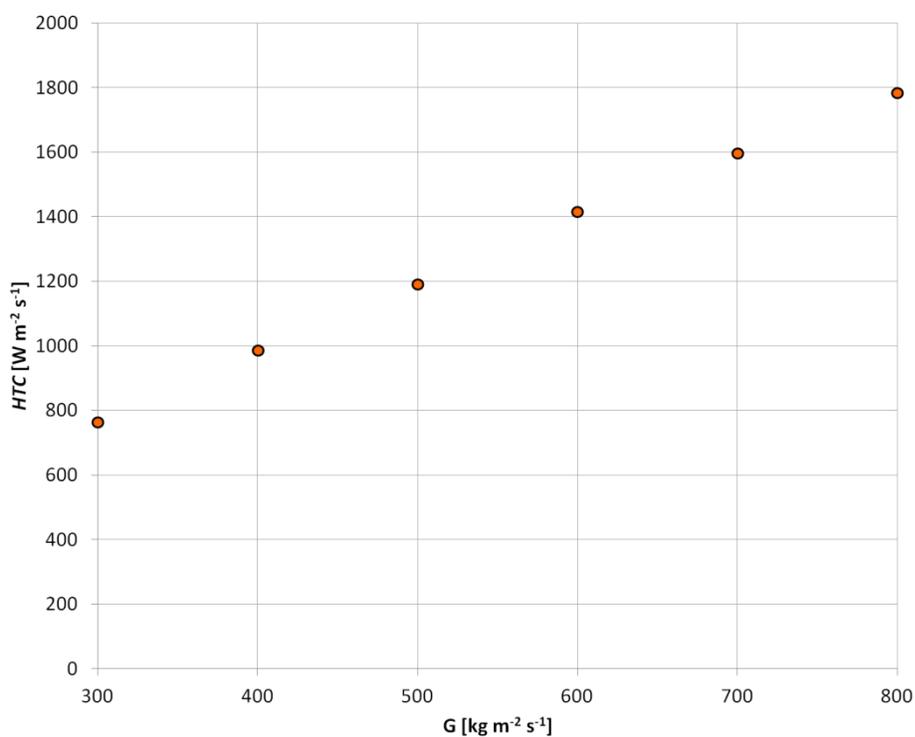


Figura 47. Andamento coefficiente di scambio termico in funzione alla portata specifica

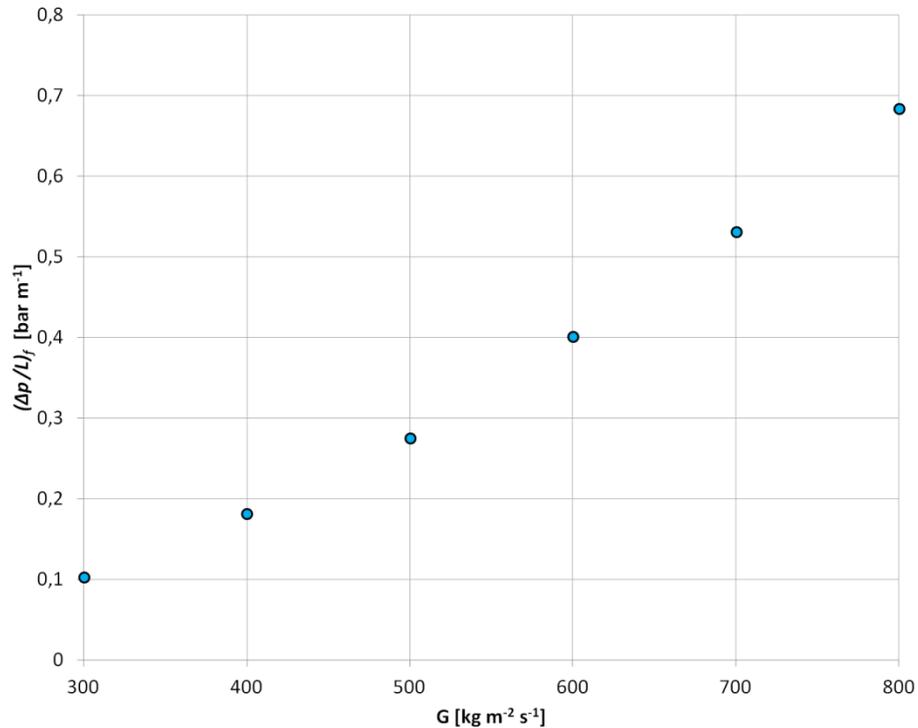


Figura 48. Andamento gradiente di pressione dovuto all'attrito in funzione della portata specifica

### **Confronto con modelli teorici**

I dati ottenuti in condizioni monofase, relativi al coefficiente di scambio termico e alle perdite di carico, sono stati confrontati con alcuni modelli teorici precedentemente riportati al Capitolo 4. Nello specifico si sono verificato il gradiente di pressione dovuto all'attrito mediante il modello di Filonenko[19] mentre si è fatto un confronto del coefficiente di scambio termico calcolato, mediante i modelli di Petukhov e Popov[20], di Gnielinski[21][22] e di Dittus-Boelter[23].

### **Modelli analisi gradiente di pressione dovuto all'attrito**

#### **Modello di Filonenko[19]**

Il primo modello verificato è stato quello di Filonenko[19] per la valutazione delle perdite di carico. Dal grafico in Figura 49 è possibile osservare che i valori calcolati risultano compatibili con quelli misurati sperimentalmente. Graficamente si nota che tutti i dati rientrano in un margine di variazione del 10%.

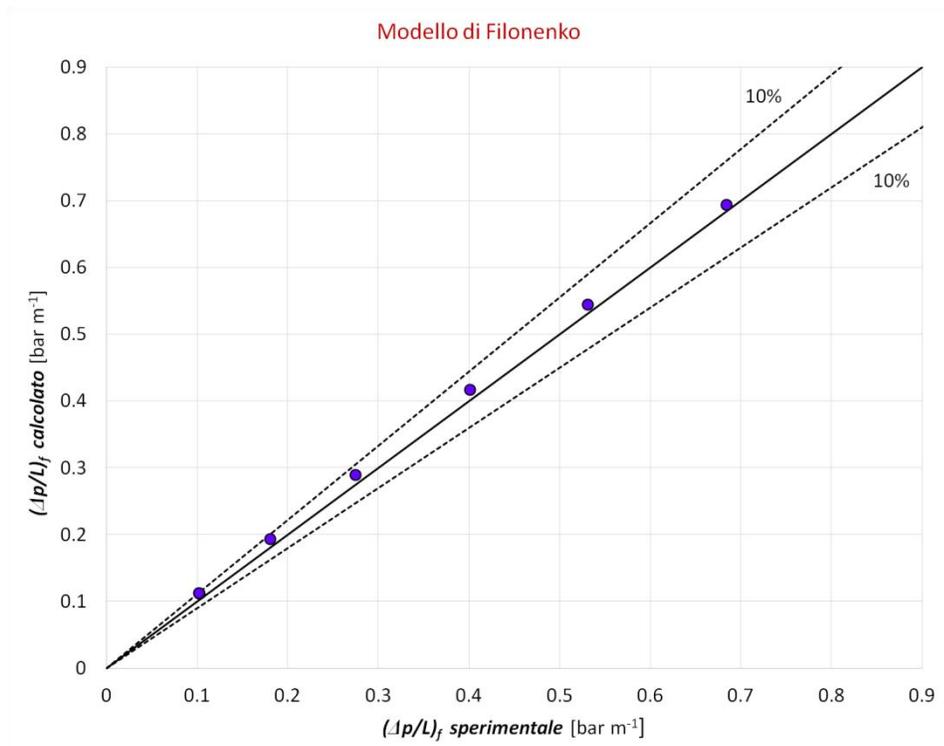


Figura 49. Gradiente di pressione dovuto all'attrito calcolato mediante il modello di Filonenko[19] in funzione del gradiente di pressione dovuto all'attrito misurato sperimentalmente

### Modelli analisi coefficiente di scambio termico specifico

Successivamente sono stati analizzati invece i modelli relativi al coefficiente di scambio termico.

#### Modello di Petukhov e Popov [20]

Il primo modello utilizzato è stato quello di Petukhov e Popov[20]. Dal diagramma in Figura 50 è possibile osservare che i valori calcolati con il modello di Petrukhov e Popov[20] risultano quasi in ottimo accordo con quelli ricavati sperimentalmente. Tutti i valori rientrano ampiamente nel margine imposto del 10% di scostamento.

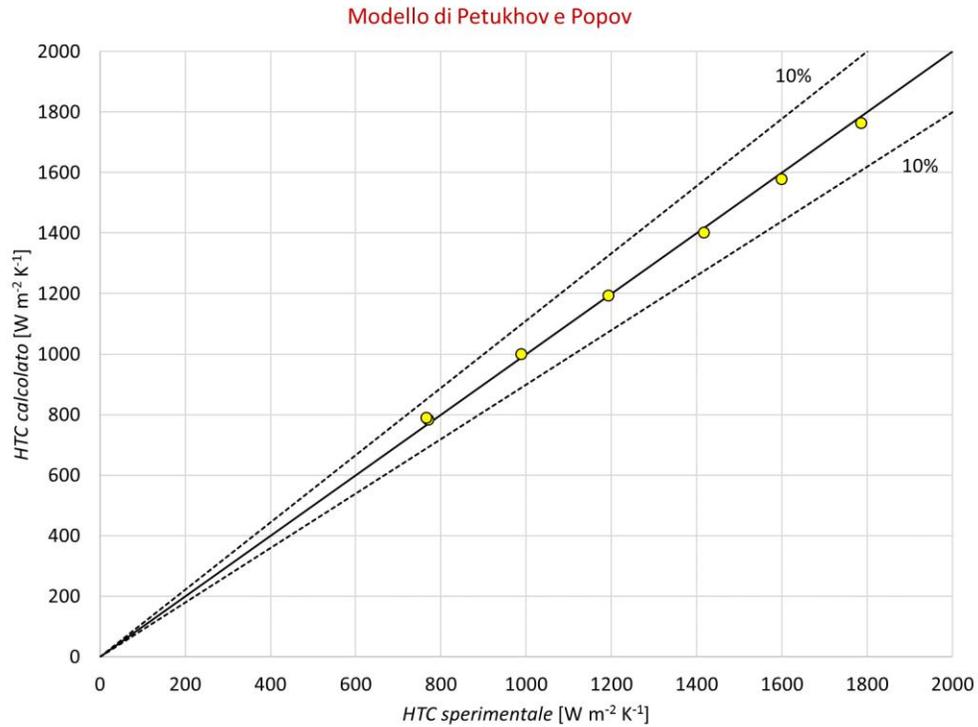


Figura 50. Diagramma HTC calcolato mediante il modello di Petukhov-Popov[20] in funzione all'HTC ottenuto sperimentalmente

### Modello di Gnielinski[21][22]

Dalla Figura 51 è possibile notare che, nuovamente, i dati ottenuti in modo teorico sono in ottimo accordo con quelli ricavati sperimentalmente.

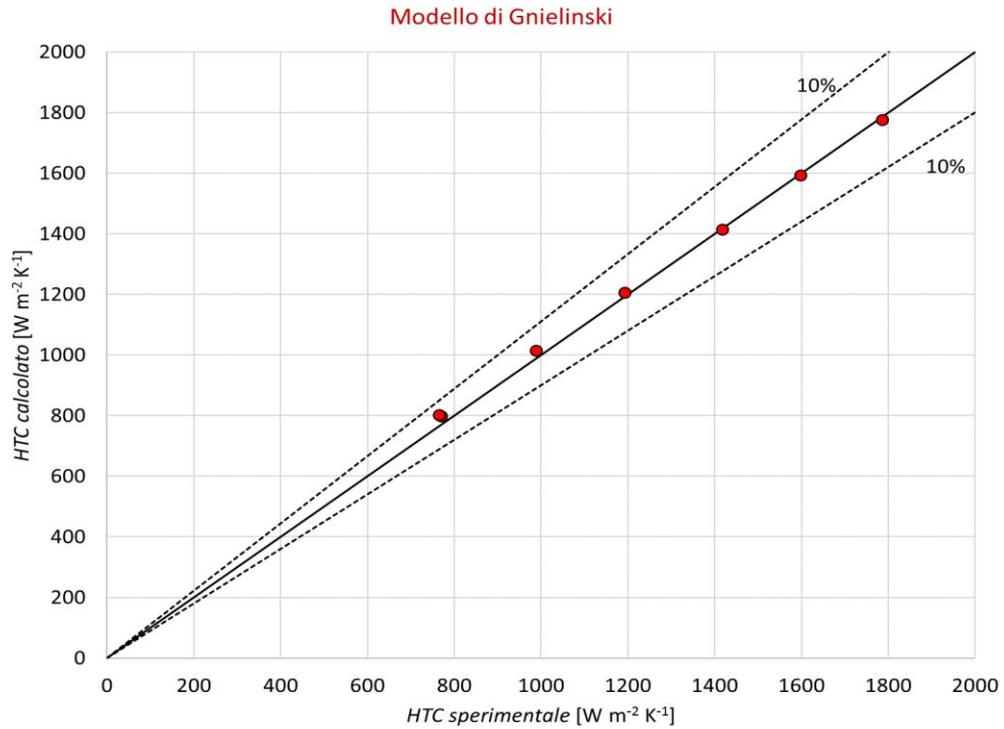


Figura 51. Andamento HTC calcolato con il modello di Gnielinski in funzione dell'HTC ottenuto sperimentalmente

### **Modello di Dittus e Boelter [23]**

Osservando la Figura 52 è possibile notare che, rispetto ai casi precedenti, i valori del coefficiente di scambio termico ottenuti mediante il modello si discostano leggermente da quelli ottenuti a livello sperimentale. Ad ogni modo, però, i valori rientrano comunque entro un limite di scostamento pari al 10%.

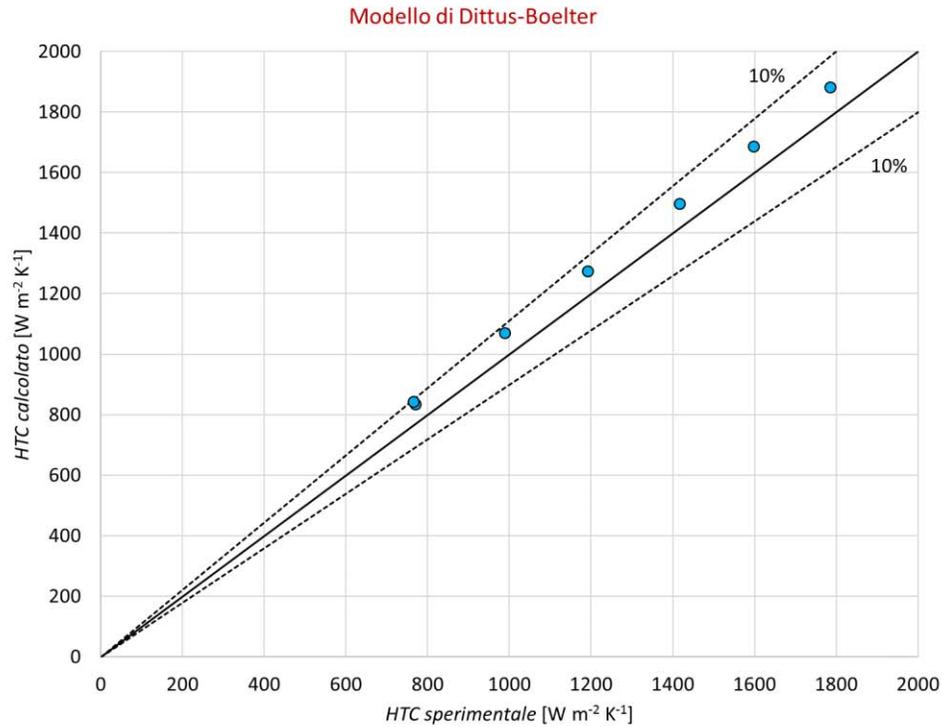


Figura 52. Andamento HTC calcolato con il modello di Dittus-Boelter[23] in funzione dell'HTC ottenuto sperimentalmente

## Conclusioni

Dalle precedenti osservazioni si è quindi concluso che la sezione è valida. Il bilancio termico risulta confermato. Anche i confronti con i modelli teorici hanno portato risultati positivi. In entrambi i casi, sia per quanto riguarda le perdite di carico sia per quanto riguarda il coefficiente di scambio termico, i modelli hanno restituito valori in accordo con quelli ottenuti a livello sperimentale. In nessun caso si osservano scostamenti, tra valori sperimentali e calcolati, superiori al 10%. I modelli che meglio rappresentano il comportamento sperimentale della sezione sono quelli di Petukhov-Popov[20] e di Gnielinski[21][22].

### ***Coefficiente di scambio termico***

Le prime analisi sono riferite alle misure effettuate con una temperatura di saturazione pari a 20°C. Sono state svolte misure con diverse portate specifiche e diversi valori di flusso termico specifico. Nel primo grafico in Figura 53 sono riportati i valori di coefficiente di scambio termico in relazione al titolo medio ottenuti con un flusso termico specifico pari a 12 kW m<sup>-2</sup> per diversi valori di portata specifica.

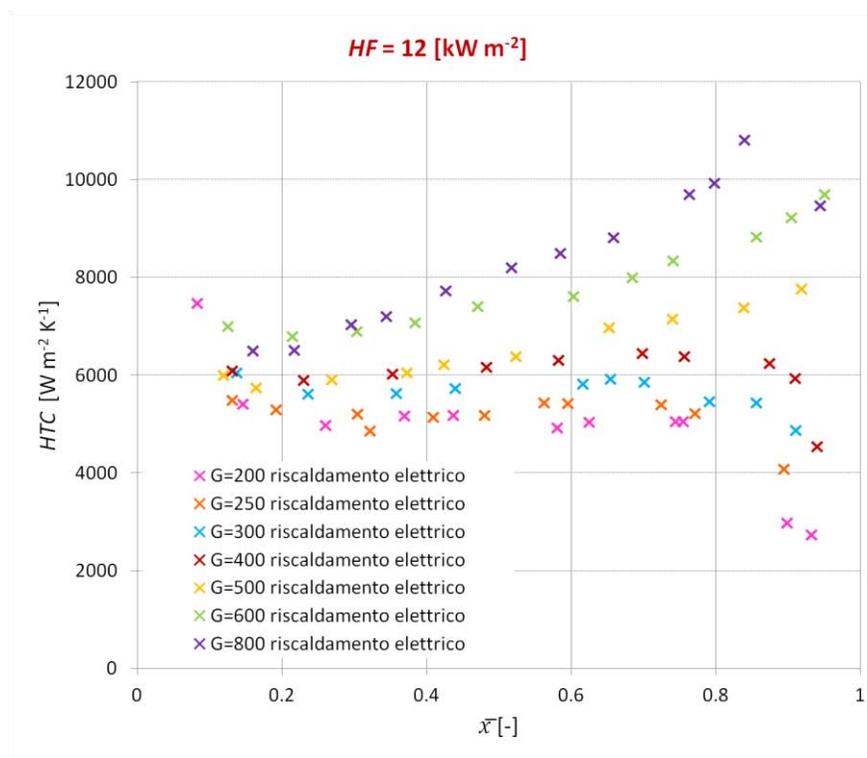


Figura 53. Andamento dell'HTC in relazione al titolo medio con flusso termico specifico pari a 12 kW m<sup>-2</sup> dove le portate specifiche sono espresse in kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>

Si nota che per bassi titoli le curve risultano vicine tra loro. A basso titolo il coefficiente di scambio termico è più alto nel caso di portate basse rispetto alle portate più elevate. Questo potrebbe essere dovuto al fatto che a bassi titoli è debole l'effetto della portata specifica e quindi l'ebollizione nucleata sembra essere il meccanismo di scambio termico preponderante. A titolo medio più elevato, le curve si discostano maggiormente; il coefficiente di scambio risulta molto più grande nel caso di portate elevate. Di seguito in Figura 54 e in Figura 55 sono riportati i grafici per un flusso termico specifico pari a 30 kW m<sup>-2</sup> e 60 kW m<sup>-2</sup>. Si nota che gli andamenti sono compatibili con quelli ottenuti con la sezione riscaldata con acqua. Successivamente, nel

Capitolo 7.2 è riportato un confronto tra i dati ottenuti nelle diverse sezioni in modo da evidenziare questo aspetto.

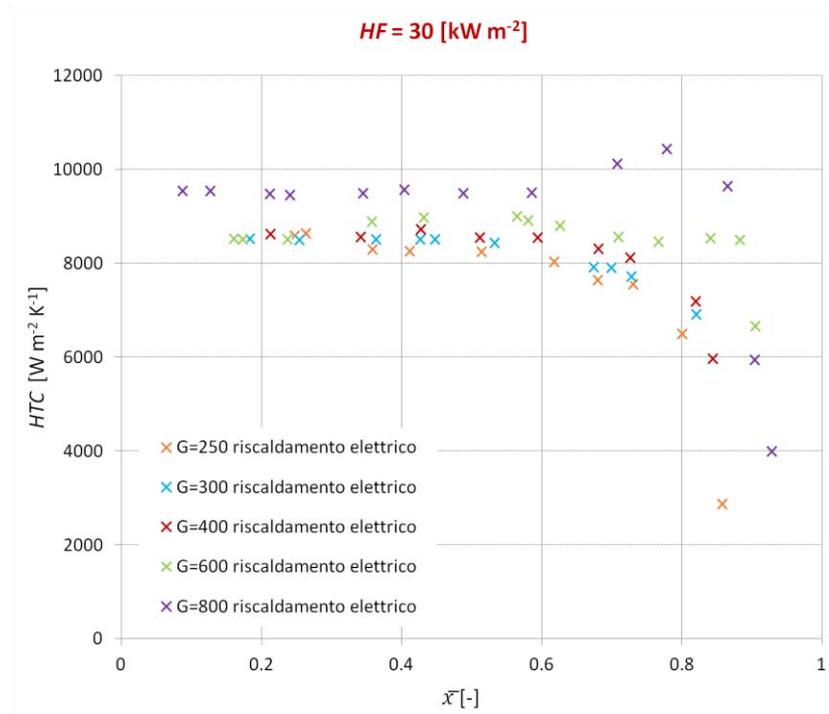


Figura 54. Andamento del HTC in relazione al titolo medio con flusso termico specifico pari a 30 kW m<sup>-2</sup> dove le portate specifiche sono espresse in kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>

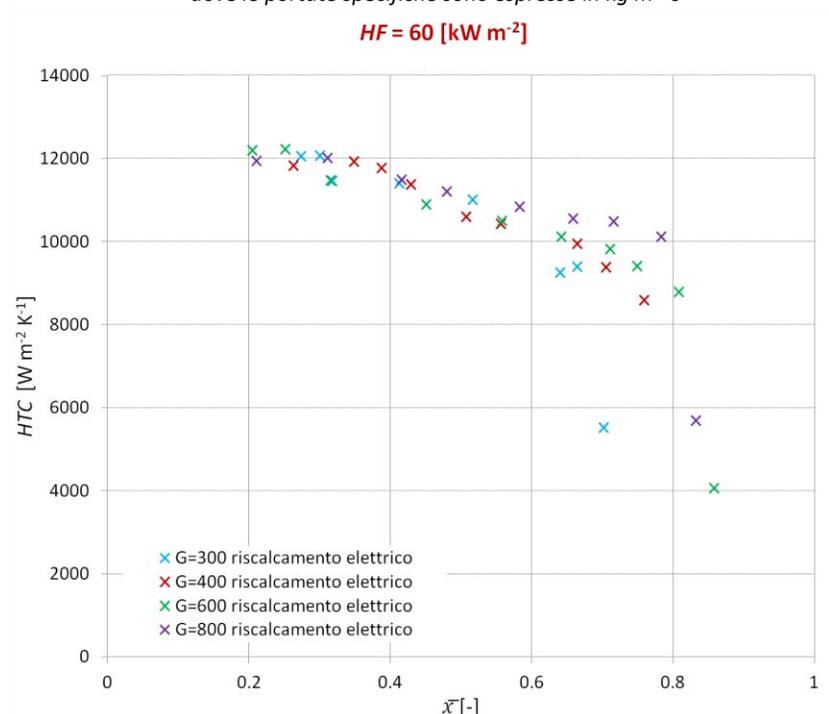


Figura 55. Andamento del HTC in relazione al titolo medio con flusso termico specifico pari a 60 kW m<sup>-2</sup> dove le portate specifiche sono espresse in kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>

### Perdite di carico

Come precedentemente fatto nel caso della sezione riscaldata con acqua, anche in questo caso, si sono svolte delle osservazioni in termini di caduta di pressione dovuta all'attrito. Di seguito in Figura 56 e Figura 58 vengono riportati gli andamenti delle perdite di carico per attrito in relazione al titolo medio nel caso di flusso termico specifico pari a  $12 \text{ kW m}^{-2}$ ,  $30 \text{ kW m}^{-2}$  e  $60 \text{ kW m}^{-2}$ .

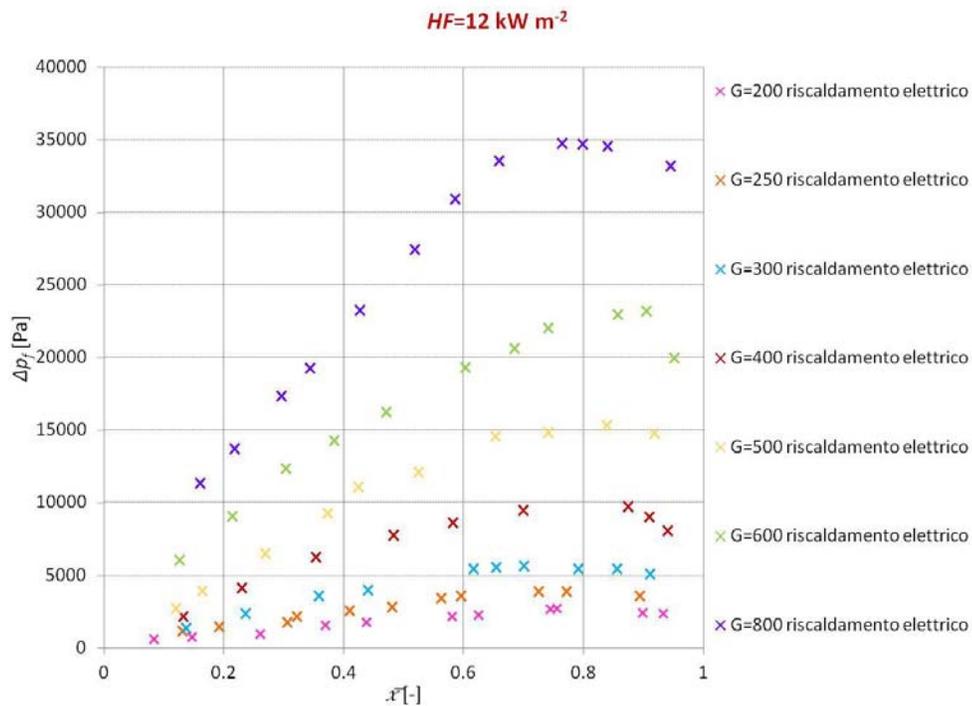


Figura 56. Andamenti perdite di carico per attrito in funzione al titolo medio per diverse portate specifiche con flusso termico specifico pari a  $12 \text{ kW m}^{-2}$  dove le portate specifiche sono espresse in  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$

Si osserva che, anche nel caso delle perdite di carico dovute all'attrito, gli andamenti risultano compatibili con quelli che si erano ottenuti nel caso della sezione riscaldata con acqua. Per ulteriori analisi a riguardo si rimanda al Capitolo 7.2.

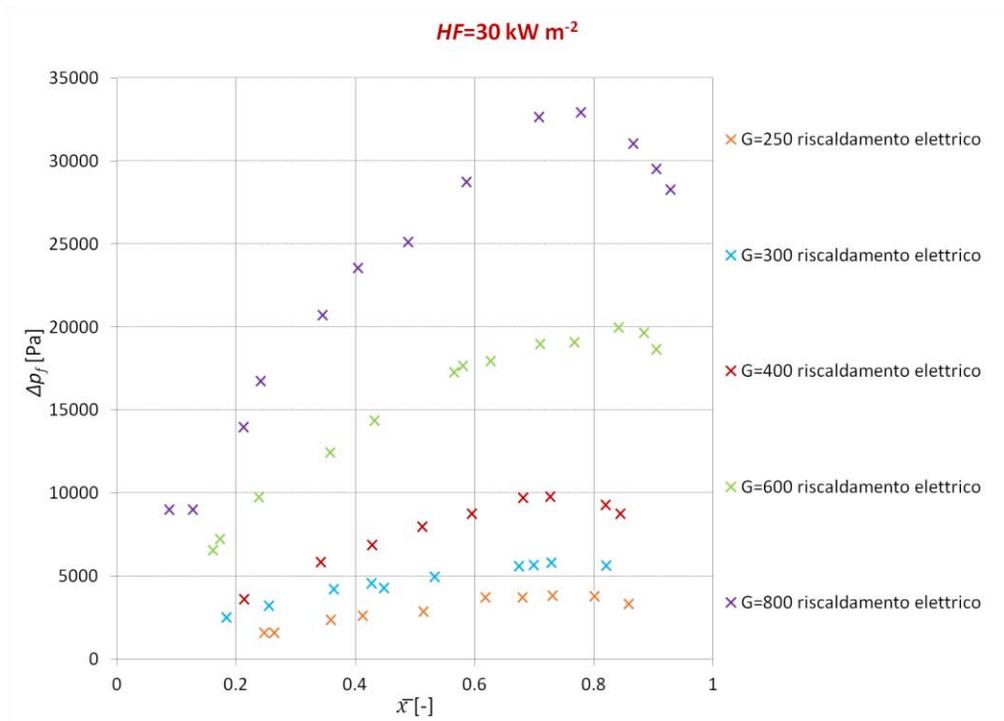


Figura 57. Andamenti perdite di carico per attrito in funzione al titolo medio per diverse portate specifiche con flusso termico specifico pari a  $30 \text{ kW m}^{-2}$  dove le portate specifiche sono espresse in  $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$

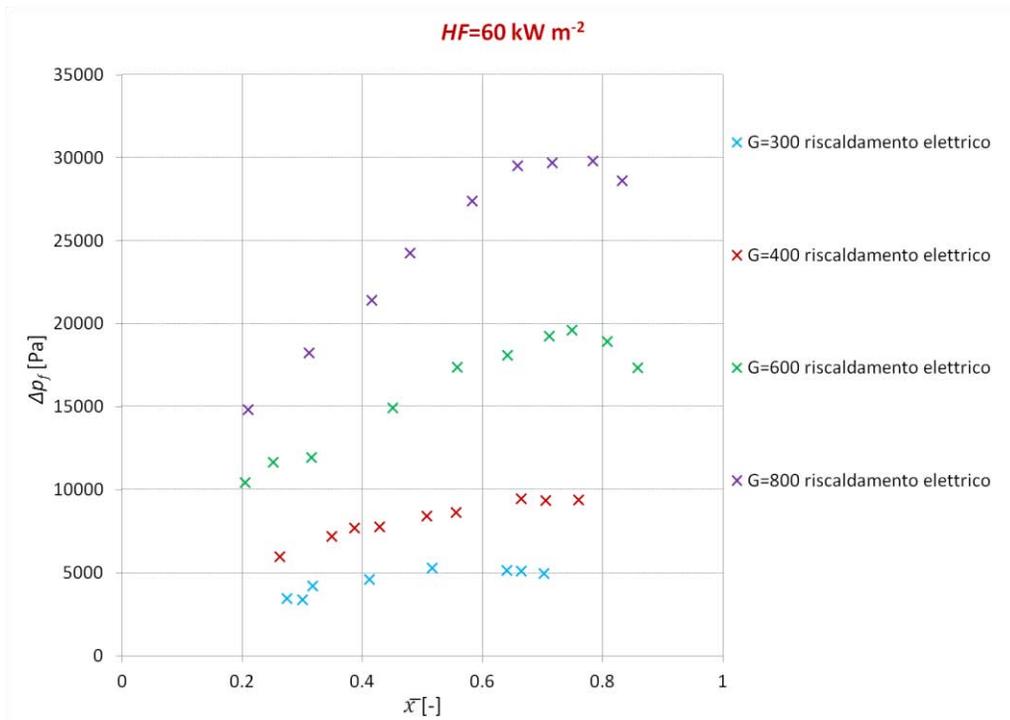


Figura 58. Andamenti perdite di carico per attrito in funzione al titolo medio per diverse portate specifiche con flusso termico specifico pari a  $60 \text{ kW m}^{-2}$  dove le portate specifiche sono espresse in  $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$

## Confronto a diverse temperature di saturazione

Come fatto in precedenza per la sezione riscaldata con acqua, anche in questo caso, sono state svolte alcune misurazioni a diversa temperatura di saturazione. In particolare si sono fatte prove alle portate specifiche di  $400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $800 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  con flusso termico specifico pari a  $12 \text{ kW m}^{-2}$  e  $60 \text{ kW m}^{-2}$  ad una temperatura di saturazione di  $15^\circ\text{C}$  e  $25^\circ\text{C}$ ; queste sono state poi confrontate con le misure svolte in precedenza ad una temperatura di saturazione pari a  $20^\circ\text{C}$ . In primo luogo si è valutato l'effetto della temperatura di saturazione sul coefficiente di scambio termico.

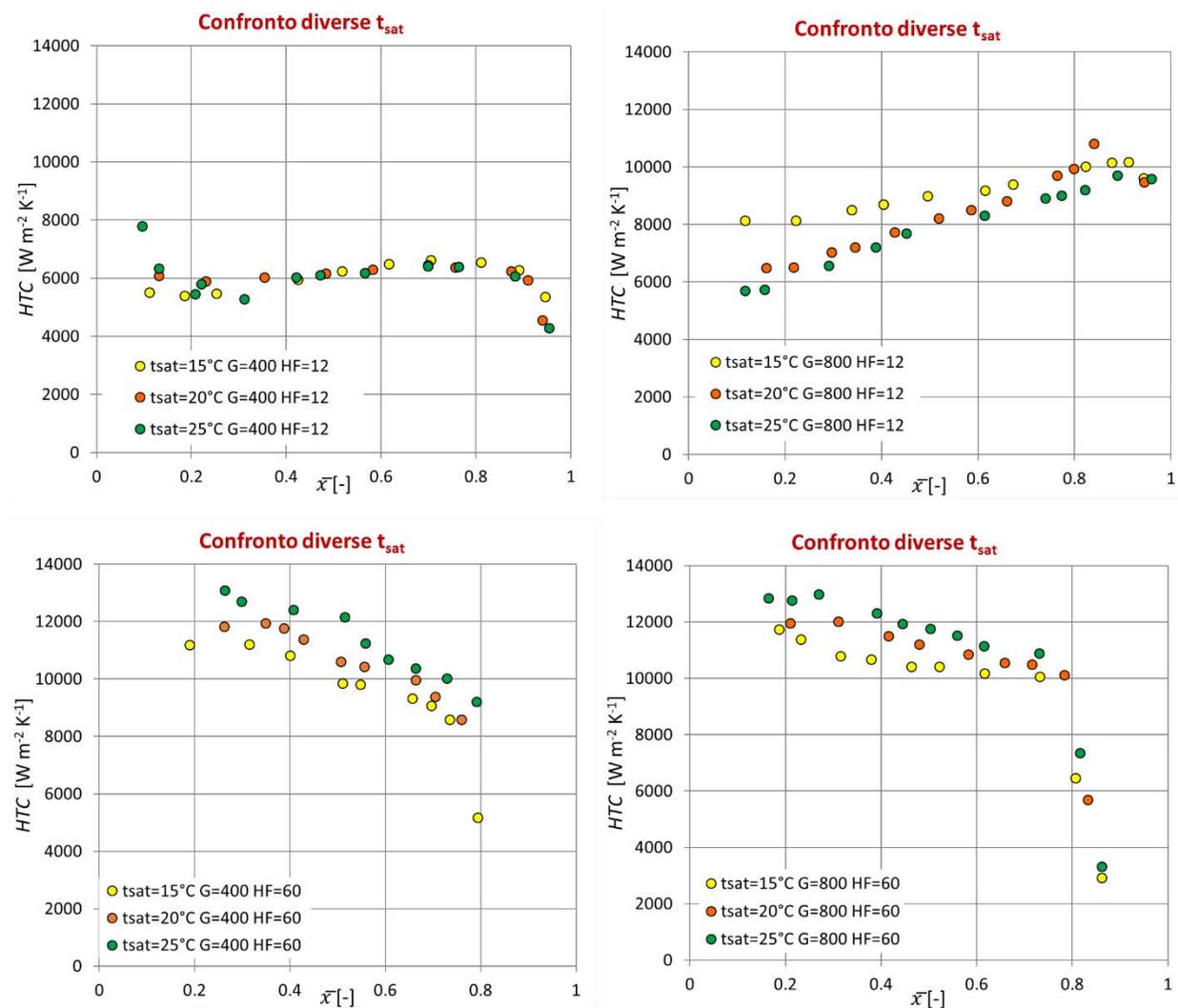


Figura 59. Andamento dell'HTC al variare del titolo medio alle tre temperature di saturazione analizzate dove le portate specifiche sono espresse in  $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e il flusso termico specifico in  $\text{kW m}^{-2}$

Dalla Figura 59 è possibile osservare che, a basso flusso termico specifico e portata specifica pari a  $400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , i valori assunti dal coefficiente di scambio termico non variano molto al variare della temperatura di saturazione. Si osserva invece che con flusso termico specifico basso, pari a  $12 \text{ kW m}^{-2}$  e portata specifica più elevata, pari a  $800 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , il coefficiente di scambio termico risulta essere più elevato per una temperatura di saturazione pari a  $15^\circ\text{C}$  rispetto alle temperature di saturazione  $20^\circ\text{C}$  e  $25^\circ\text{C}$ . Questo si può spiegare osservando che a una diminuzione della temperatura di saturazione corrisponde una diminuzione della densità. Essendo la portata specifica fissa, una riduzione della densità comporta un aumento della velocità media del refrigerante e quindi un aumento dello scambio termico convettivo. Ad elevato flusso termico specifico invece l'HTC aumenta all'aumentare della temperatura di saturazione. Questo può essere dovuto al fatto che ad elevati flussi termici specifici l'ebollizione nucleata risulta essere preponderante rispetto alla componente convettiva, comportando quindi un aumento del coefficiente di scambio termico per le alte temperature di saturazione.

Anche nel caso delle perdite di carico è stato fatto un confronto della loro variazione al variare della temperatura di saturazione. Come per il coefficiente di scambio termico sono state comparate tre temperature di saturazione:  $15^\circ\text{C}$ ,  $20^\circ\text{C}$  e  $25^\circ\text{C}$  per portate specifiche pari a  $400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $800 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  con flusso termico specifico di  $12 \text{ kW m}^{-2}$  e  $60 \text{ kW m}^{-2}$ . Di seguito in Figura 60 è possibile osservare l'andamento delle perdite di carico dovute all'attrito in queste casistiche.

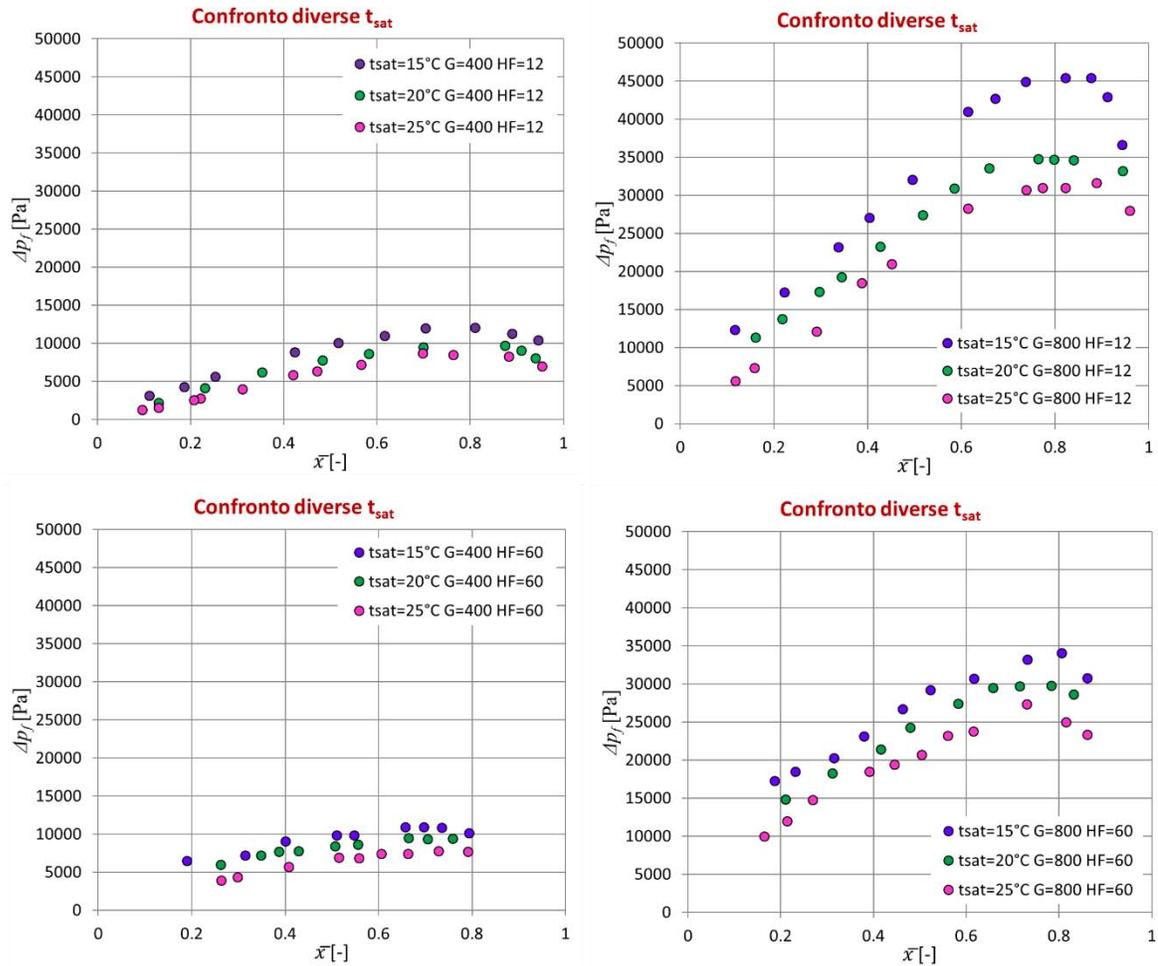


Figura 60. Andamenti perdite di carico per attrito in funzione al titolo medio a diverse temperature di saturazione dove il flusso termico specifico è espresso in  $\text{kW m}^{-2}$  e le portate specifiche in  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$

Si osserva che, in tutti i casi osservati, al diminuire della temperatura di saturazione le perdite di carico dovute all'attrito aumentano. Questo andamento si può spiegare nuovamente osservando che ad una temperatura di saturazioni più bassa corrisponde un valore inferiore della densità del vapore del refrigerante. La densità del vapore di R513A alla temperatura di saturazione di  $15^\circ\text{C}$  è circa il 14% più bassa rispetto alla densità del vapore alla temperatura di saturazione di  $20^\circ\text{C}$  che a sua volta è di circa il 14% inferiore rispetto a quella ad una temperatura di saturazione di  $25^\circ\text{C}$ . Essendo la portata specifica fissa, una densità minore produce un aumento della velocità media del refrigerante e quindi un aumento delle perdite di carico dovute all'attrito.

## Valutazione dryout

In relazione ai dati acquisiti con la sezione elettrica si sono fatte delle osservazioni anche in rapporto al titolo di inizio *dryout*. Le medesime valutazioni non sono state fatte sulla sezione riscaldata ad acqua perché in questa non era presente un numero sufficiente di termocoppie tale da consentire una buona determinazione della temperatura di parete lungo la sezione. La prima fase per valutare il titolo d'inizio della crisi termica è stata quella di determinare il valore del titolo all'ingresso al quale si presentava una brusca riduzione del coefficiente di scambio termico. Una volta selezionato questo titolo all'ingresso è stata valutata la deviazione standard sulla temperatura misurata da ogni singola termocoppia, per un intervallo di 100 letture. È stato poi rappresentato l'andamento della deviazione standard così calcolata in relazione alla termocoppia a cui era riferita. Di seguito, in Figura 61, viene riportato a titolo di esempio il grafico relativo a un flusso termico specifico di  $12 \text{ kW m}^{-2}$  e portata specifica pari a  $250 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ . Nel caso specifico è stato individuato un titolo medio d'ingresso d'inizio *dryout* pari a 0.72. Sono quindi state valutate le deviazioni standard delle temperature di parete misurate dalle termocoppie nelle condizioni del titolo d'ingresso precedentemente individuato. In Figura 61 è possibile vedere che la termocoppia selezionata come punto d'inizio della crisi termica è stata la numero 9. Si osserva infatti che successivamente a quella termocoppia il valore della deviazione standard delle temperature misurate aumenta in modo rapido.

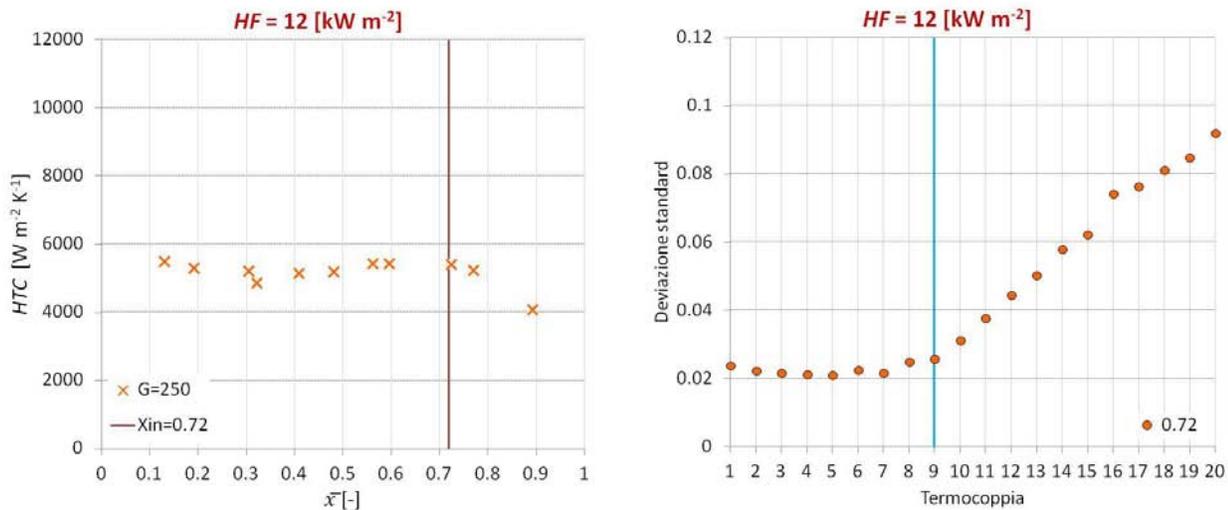


Figura 61. A sinistra, diagramma relativo all'andamento dell'HTC in funzione al titolo medio; a destra, andamento della deviazione standard sulla temperatura di parete misurata dalle venti termocoppie presenti sulla sezione relative ad un titolo all'ingresso pari a 0.72 dove la portata specifica è espressa in  $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

Dopo aver individuato la termocoppia con questo procedimento, essendo noto il titolo all'ingresso e la variazione di titolo nella sezione, si è calcolato il valore esatto del titolo a cui ha inizio la crisi termica. Nel caso posto come esempio si è ottenuto un titolo d'inizio *dryout* pari a 0.76. Questo procedimento è stato impiegato nel caso di flusso termico specifico pari a 12 kW m<sup>-2</sup> e 30 kW m<sup>-2</sup>, al variare della portata specifica. Non è stato possibile applicarlo nel caso di alto flusso termico, pari a 60 kW m<sup>-2</sup>, poiché risultava ambigua l'individuazione univoca dell'inizio della crisi termica in quanto questa avveniva in modo molto anticipato.

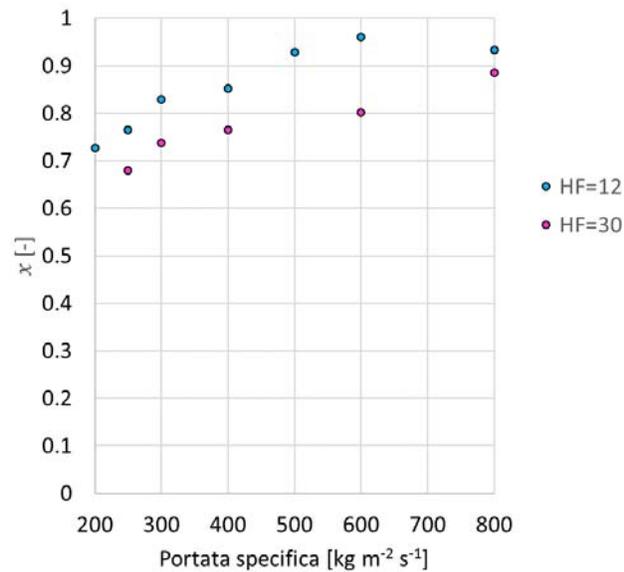


Figura 62. Andamento titolo d'inizio crisi termica in funzione della portata specifica per diversi valori del flusso termico specifico espresso in kW m<sup>-2</sup>

I valori ottenuti sono stati poi confrontati con tre modelli teorici, precedentemente presentati al Capitolo 4.4. I due modelli utilizzati sono stati quelli di Del Col et al.[24], di Cheng et al.[25] e di Kim e Mudawar [5]. Di seguito, in Tabella 7 è possibile osservare i valori ottenuti mediante i tre modelli teorici e il valore della differenza tra valore ricavato con il metodo della valutazione delle deviazioni standard e valore ottenuto dai modelli.

G	Valore Stimato	Modello di Del Col et al.[24]	Modello di Cheng et al.[25]	Modello di Kim e Mudawar [5]	Valore stimato - valore modello Del Col et al.[24]	Valore stimato - Valore modello Cheng et al.[25]	Valore stimato - Valore modello Kim e Mudawar[5]
<b>HF=12</b>							
200	0.727	0.883	0.794	0.763	0.156	0.067	0.036
250	0.765	0.872	0.771	0.757	0.107	0.006	-0.008
300	0.829	0.859	0.745	0.749	0.031	-0.084	-0.080
400	0.852	0.842	0.700	0.736	-0.010	-0.152	-0.116
500	0.859	0.829	0.662	0.727	-0.029	-0.197	-0.132
600	0.919	0.819	0.629	0.716	-0.100	-0.290	-0.203
800	0.934	0.804	0.573	0.700	-0.130	-0.361	-0.234
<b>HF=30</b>							
250	0.680	0.824	0.694	0.659	0.144	0.014	-0.021
300	0.738	0.813	0.691	0.664	0.074	-0.048	-0.075
400	0.766	0.797	0.641	0.647	0.032	-0.125	-0.119
600	0.802	0.776	0.559	0.619	-0.026	-0.242	-0.183
800	0.856	0.761	0.495	0.598	-0.095	-0.361	-0.259

Tabella 7. Titolo d'inizio crisi termica ottenuto con metodo della valutazione della variazione della deviazione standard e con modelli teorici dove la portata specifica è espressa in  $kg\ m^{-2}\ s^{-1}$  e il flusso termico specifico in  $kW\ m^{-2}$

Si nota che, per tutti i modelli si ha un certo scostamento tra i valori ottenuti con i tre metodi e i valori stimati. Si sono calcolati anche massimo e minimo scostamento tra valore ottenuto con metodo sperimentale e valore ottenuto mediante modello.

Nel caso del modello di Del Col et al.[24] si è ottenuto uno scostamento minimo pari a 0.0102 e massimo pari a 0.1563; nel caso del modello di Cheng et al.[25] si è ottenuto uno scostamento minimo pari a 0.006 e massimo pari a 0.391; nel caso del modello di Kim e Mudawar[5] uno scostamento minimo di 0.008 e massimo di 0.259. In Figura 63 sono riportati questi valori in funzione alla portata specifica. Si osserva quindi che i modelli di Cheng et al.[25] E di Kim e Mudawar[5] presentano degli scostamenti, rispetto al valore calcolato con il metodo delle deviazioni standard più grandi rispetto al modello di Del Col et al.[24], lo scostamento risulta essere più ampio ad elevati valori della portata specifica.

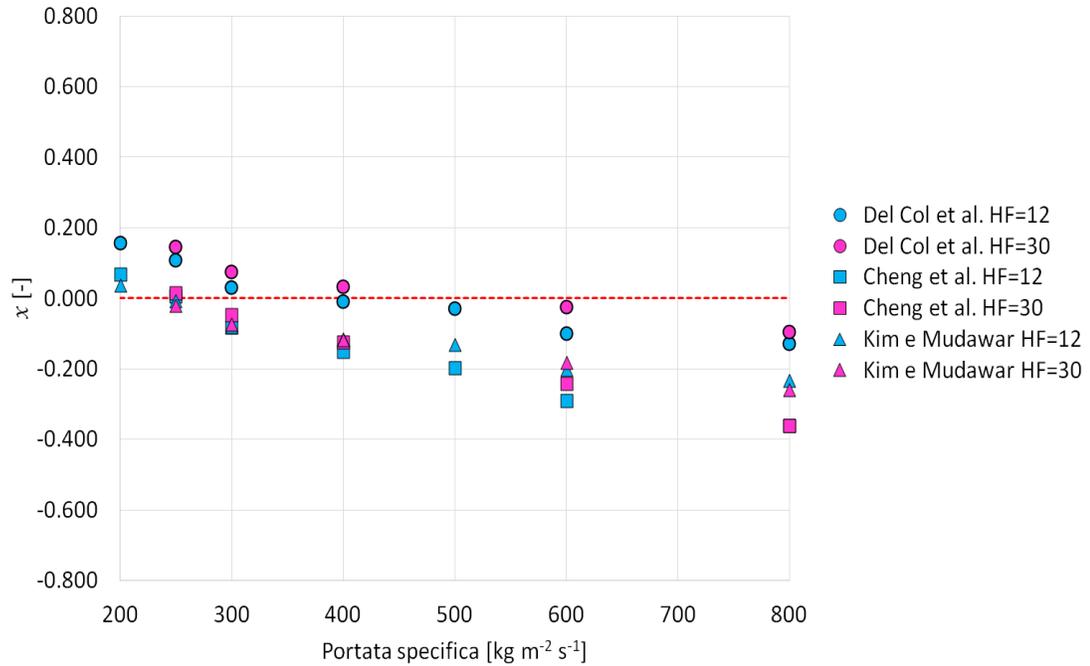


Figura 63. Scostamento titolo inizio crisi termica stimato con valutazione della variazione della deviazione standard e ottenuto da modelli teorici

Questo è dovuto al fatto che tutti i modelli, ed in modo più marcato quello di Cheng et al.[25], prevedono una riduzione del titolo di inizio della crisi termica all’aumentare della portata specifica. I risultati stimati utilizzando il metodo della valutazione della deviazione standard hanno invece un andamento opposto, ovvero si ha un aumento del titolo d’inizio crisi termica all’aumentare della portata specifica.

	<b>Errore relativo medio</b>	<b>Errore assoluto medio</b>	<b>Deviazione standard percentuale</b>
<b>Modello di Del Col et al. [24]</b>	0.0026	0.0097	0.013
<b>Modello di Cheng et al. [25]</b>	0.017	0.019	0.017
<b>Modello di Kim e Mudawar [5]</b>	0.017	0.016	0.014

Tabella 8. Errore relativo medio, errore assoluto medio e deviazione standard presentati dai due modelli utilizzati

Dalla Tabella 8 si può notare che l’errore relativo ed assoluto medi, così come la deviazione standard risultano essere inferiori nel caso del modello di Del Col et al.[24] rispetto al caso dei modelli di Cheng et al.[25] E di Kim e Mudawar[5].



## Capitolo 7 . Effetto tipo di riscaldamento

### 7.1 Analisi numerica con software Ansys

Per studiare il campo di temperatura della sbarra di rame riscaldata dalle resistenze elettriche inserite nella nuova sezione, si sono svolte alcune simulazioni con il software Ansys17.2. In primo luogo si è disegnata la struttura e si sono indicate le caratteristiche dei suoi materiali costituenti. In Figura 64 è riportata la vista frontale della sezione così prodotta.

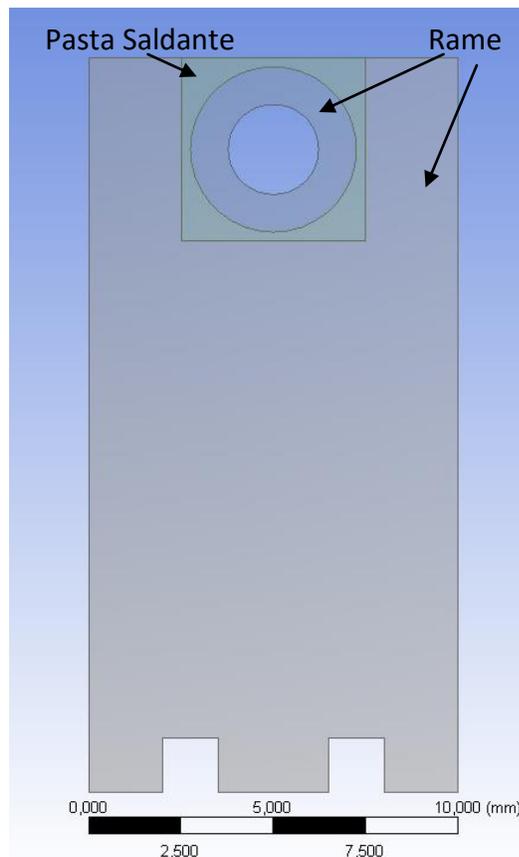


Figura 64. Vista frontale sezione test con indicazione dei materiali costituenti

Si sono poi svolte alcune simulazioni 2D imponendo delle condizioni fissate di flusso termico specifico e coefficiente di scambio termico specifico. Come condizioni al contorno si è imposto un flusso termico specifico nella zona corrispondente alle due cave del riscaldatore elettrico e si è imposto un coefficiente di scambio termico e temperatura del fluido indisturbato (corrispondente alla temperatura di saturazione) sulla superficie interna del tubo di rame. In tal modo, non si è simulata la vaporizzazione del refrigerante all'interno del tubo. Queste sono

state scelte sulla base delle prove svolte sperimentalmente: si sono quindi simulati valori di flusso termico pari a  $12 \text{ W m}^{-2}$ ,  $30 \text{ W m}^{-2}$  e  $60 \text{ W m}^{-2}$  e coefficiente di scambio termico specifico minimo e massimo ottenuti dalle prove sperimentalmente. In Figura 65. a titolo di esempio, è riportato l'andamento delle temperature ottenuto con alto coefficiente di scambio termico specifico e basso flusso termico.

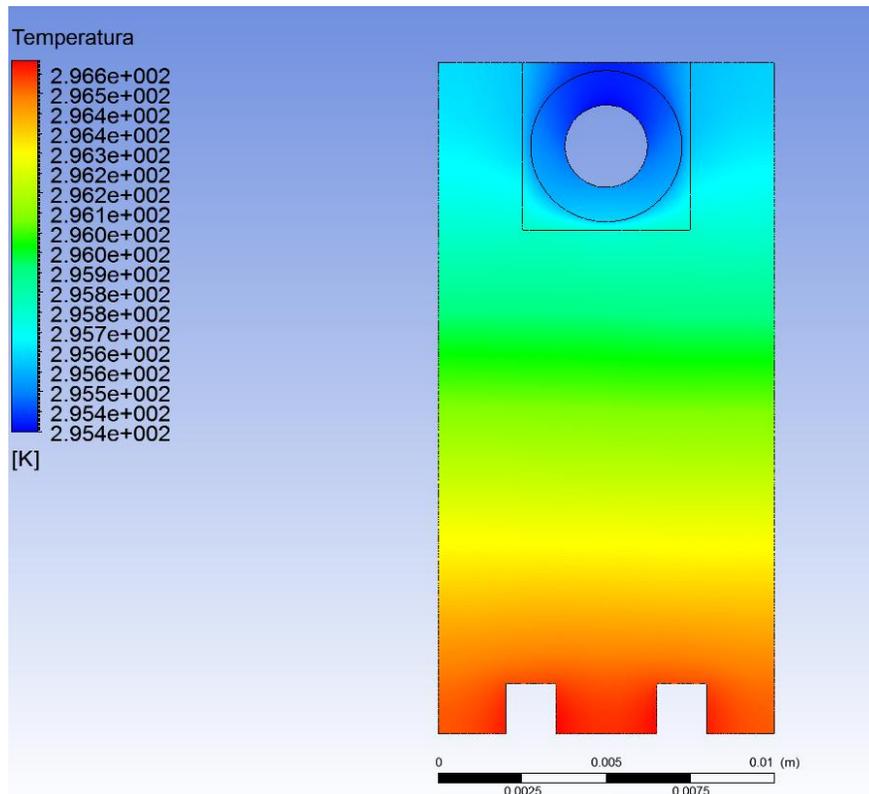


Figura 65. Andamento temperature sulla sezione test analizzata con  $HTC$  pari a  $12230 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  e flusso termico specifico pari a  $23550 \text{ W m}^{-2}$

Si osserva che la temperatura è massima in corrispondenza delle resistenze elettriche (poste alla base della sbarra in rame) e si riduce fino ad arrivare ad un valore minimo all'estremo superiore della sezione, nella cava in cui è inserito il tubo esaminato. In primo luogo si è voluto valutare se il riscaldamento risultasse omogeneo lungo il tubo. Per farlo si sono acquisite le temperature a metà della sezione del tubo nella zona superiore ed inferiore nei punti "a" e "b", come indicato nell'ingrandimento in Figura 66. Grazie alle diverse casistiche esaminate si è potuto osservare l'effetto di un diverso flusso termico specifico e di un diverso coefficiente di scambio termico specifico.

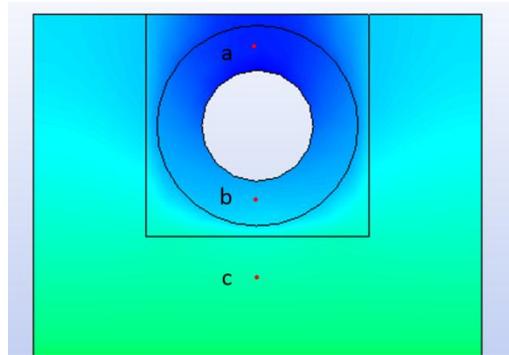


Figura 66. Ingrandimento sezione tubo in cui sono evidenziati i punti di acquisizione della temperatura

Nella Tabella 9 sono riportati i risultati ottenuti. Si evidenzia che le stesse simulazioni sono state svolte anche sostituendo alla pasta saldante le caratteristiche del rame. In questo modo si voleva valutare l'influenza della presenza della saldatura nello scambio termico della sezione. I risultati ottenuti hanno mostrato che considerando la struttura completamente in rame la differenza di temperatura tra i due punti "a" e "b" si riduce in tutte le casistiche osservate.

	<b>Flusso termico specifico BASSO 9420 W m<sup>-2</sup></b>	<b>Flusso termico specifico MEDIO 23550 W m<sup>-2</sup></b>	<b>Flusso termico specifico ALTO 47100 W m<sup>-2</sup></b>
<b>HTC BASSO 2732 W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup></b>	$T_a = 297.604 \text{ K}$ $T_b = 297.695 \text{ K}$ $\Delta T = 0.091 \text{ K}$	$T_a = 304.156 \text{ K}$ $T_b = 304.382 \text{ K}$ $\Delta T = 0.226 \text{ K}$	$T_a = 315.113 \text{ K}$ $T_b = 315.563 \text{ K}$ $\Delta T = 0.450 \text{ K}$
<b>HTC ALTO 12230 W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup></b>	$T_a = 294.201 \text{ K}$ $T_b = 294.281 \text{ K}$ $\Delta T = 0.08 \text{ K}$	$T_a = 295.393 \text{ K}$ $T_b = 295.579 \text{ K}$ $\Delta T = 0.186 \text{ K}$	$T_a = 297.651 \text{ K}$ $T_b = 298.028 \text{ K}$ $\Delta T = 0.377 \text{ K}$

Tabella 9. Valori delle temperature ottenuti per le diverse condizioni imposte

Si osserva che il coefficiente di scambio termico non influisce in modo considerevole sulla diversa distribuzione della temperatura nel tubo. Un'importanza più rilevante è data invece dal flusso termico specifico. Più grande è questo, infatti, maggiore è la differenza di temperatura che si ottiene nei due punti esaminati. A basso flusso termico la differenza di temperatura è trascurabile, in quanto calcolandone una media risulta all'interno dell'incertezza delle termocoppie utilizzate. A medio ed alto flusso termico si nota, invece, che la differenza di

temperatura diventa più ampia. Per verificare se questo possa influire sulle misure svolte si sono fatte delle ulteriori analisi. Si è determinato il valore della temperatura in un ulteriore punto, corrispondente alla posizione effettiva della termocoppia, come precedentemente indicato in Figura 66 dal punto “c”. Si è quindi calcolata la media tra le due temperature misurate nel tubo e, successivamente, la differenza tra questa temperatura media e la temperatura misurata dalla termocoppia. Questa analisi è stata svolta ad un valore fissato di coefficiente di scambio termico, pari a  $12230 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  variando invece il flusso termico specifico, facendogli assumere prima il valore massimo poi il minimo tra quelli precedentemente analizzati. In Tabella 10 sono riportati i risultati ottenuti.

<b>Flusso termico specifico</b> <b>BASSO</b> <b><math>9420 \text{ W m}^{-2}</math></b>	$T_{\text{med}} = 294.241 \text{ K}$ $T_c = 294.39 \text{ K}$ $\Delta T = 0.149 \text{ K}$
<b>Flusso termico specifico</b> <b>MEDIO</b> <b><math>23550 \text{ W m}^{-2}</math></b>	$T_{\text{med}} = 295.486 \text{ K}$ $T_c = 295.826 \text{ K}$ $\Delta T = 0.34 \text{ K}$
<b>Flusso termico specifico</b> <b>ALTO</b> <b><math>47100 \text{ W m}^{-2}</math></b>	$T_{\text{med}} = 297.84 \text{ K}$ $T_c = 298.512 \text{ K}$ $\Delta T = 0.672 \text{ K}$

*Tabella 10. Valori delle temperature ottenuti dalla media di  $T_a$  e  $T_b$  e temperatura nel punto “c”*

Si nota che a basso flusso termico specifico la differenza tra la temperatura misurata dalla termocoppia e la temperatura media del tubo risulta bassa, considerando anche un'incertezza sulla misura della termocoppia pari a  $\pm 0.05 \text{ K}$ . Ad alto e medio flusso termico la differenza si dimostra essere invece rilevante. Nel momento di analisi dei dati sperimentali si dovrà considerare quindi che la temperatura di parete rilevata dalla termocoppia è in realtà maggiore della temperatura del tubo. Una misura più alta della temperatura di parete potrebbe comportare un aumento della differenza tra temperatura di parete e temperatura di saturazione e quindi una riduzione del coefficiente di scambio termico specifico calcolato. Questo dovrebbe essere più evidente a medio ed alto flusso termico specifico, mentre dovrebbe essere meno importante a basso flusso termico specifico. Si evidenzia che sono state svolte

anche le medesime simulazioni semplificando la posizione delle resistenze elettriche, ovvero considerando che queste non fossero inserite all'interno delle due cave, ma che il flusso termico fosse fornito in modo omogeneo alla base della sbarra in rame. È emerso che questa semplificazione non comportava grandi variazioni nei risultati ottenuti.

## 7.2. Confronto dati sperimentali

### Coefficiente di scambio termico

I dati sperimentali ottenuti con la sezione riscaldata ad acqua sono stati confrontati con i medesimi ottenuti con la sezione riscaldata elettricamente. Sovrapponendo le curve relative al coefficiente di scambio termico e alle perdite di carico dovute all'attrito, si è valutato se i loro andamenti fossero comparabili. In Figura 67, Figura 68 e Figura 69 sono riportati i grafici relativi all'andamento del coefficiente di scambio termico al variare del titolo medio per valori fissati della portata specifica.

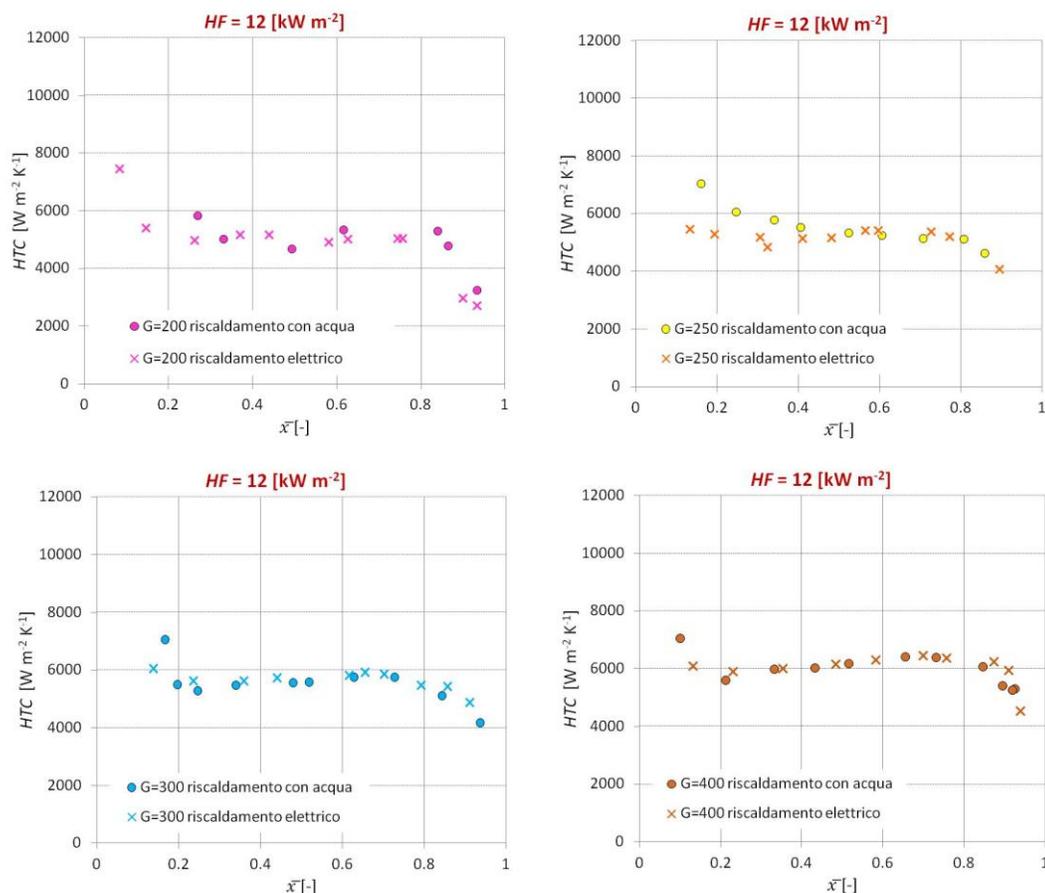


Figura 67. Andamento del HTC al variare del titolo medio per portate specifiche e flussi termici specifici fissati ottenuti dalla sezione riscaldata con acqua e dalla sezione riscaldata elettricamente dove le portate specifiche sono espresse in  $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

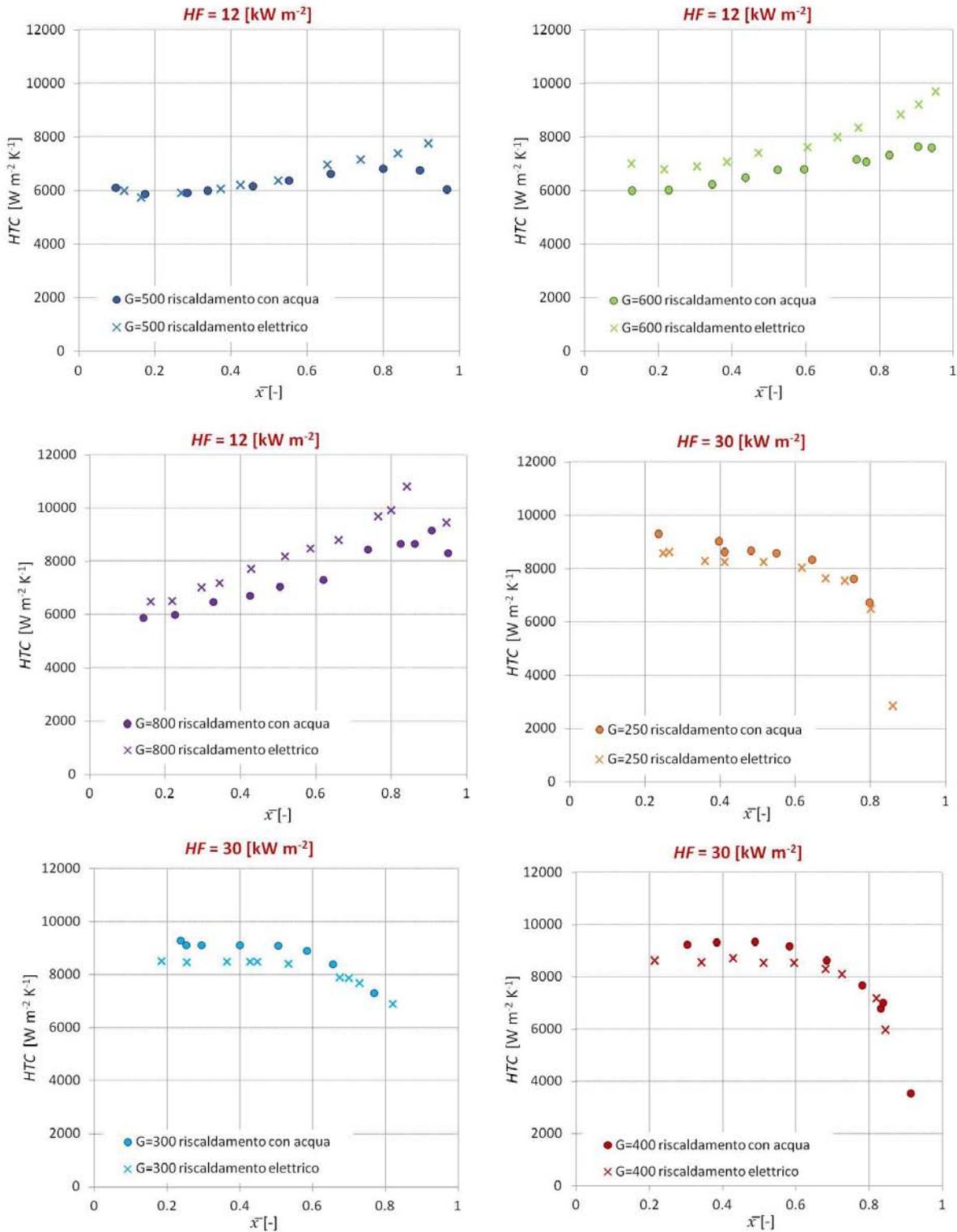


Figura 68. Andamento del HTC al variare del titolo medio per portate specifiche e flussi termici specifici fissati ottenuti dalla sezione riscaldata con acqua e dalla sezione riscaldata elettricamente dove le portate specifiche sono espresse in  $kg m^{-2} s^{-1}$

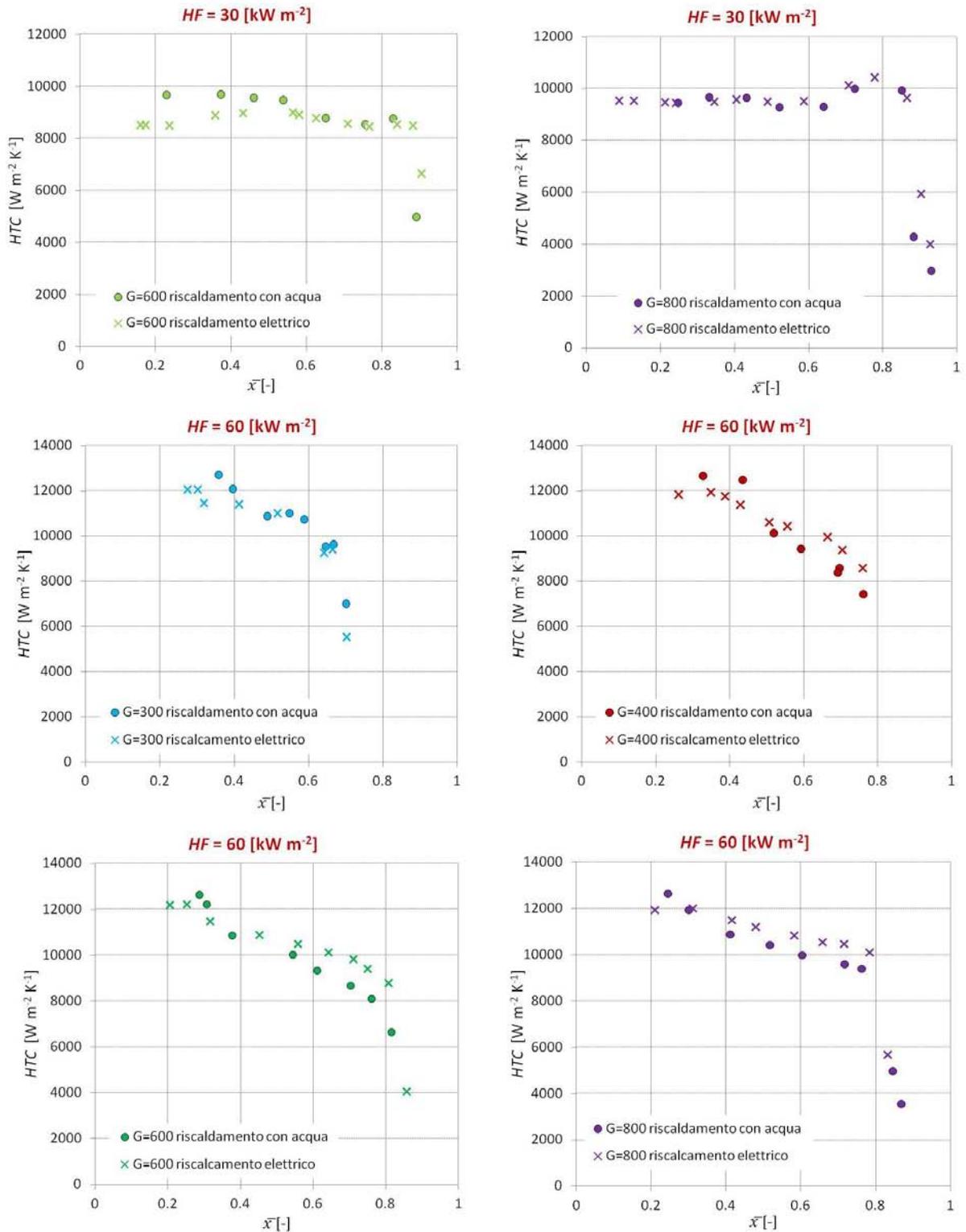


Figura 69. Andamento del HTC al variare del titolo medio per portate specifiche e flussi termici specifici fissati ottenuti dalla sezione riscaldata con acqua e dalla sezione riscaldata elettricamente dove le portate specifiche sono espresse in  $kg m^{-2} s^{-1}$

Come si può osservare, gli andamenti del coefficiente di scambio termico ottenuti per le due diverse sezioni risultano essere tra loro compatibili. A flusso termico specifico pari a  $30 \text{ kW m}^{-2}$  e portata specifica bassa si nota che il coefficiente di scambio termico risulta maggiore nel caso della sezione riscaldata ad acqua. Questo può essere dovuto a quanto precedentemente osservato riguardo il non omogeneo riscaldamento, riscontrato nell'analisi numerica. A flusso termico pari a  $60 \text{ kW m}^{-2}$  questo aspetto è meno evidente in quanto il *dryout* inizia velocemente. Si può constatare che con un flusso termico specifico pari a  $12 \text{ kW m}^{-2}$  per portate specifiche pari a  $600 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $800 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , le curve risultano essere distanziate tra loro, pur seguendo il medesimo andamento. Si deve però rilevare anche che l'errore associato al coefficiente di scambio termico calcolato risulta essere elevato nel caso di basso flusso termico ed elevate portate specifiche. Per poter visualizzare meglio questo aspetto in Figura 70 è possibile osservare le medesime misurazioni a cui è affiancata l'incertezza associata al coefficiente di scambio termico e al titolo medio.

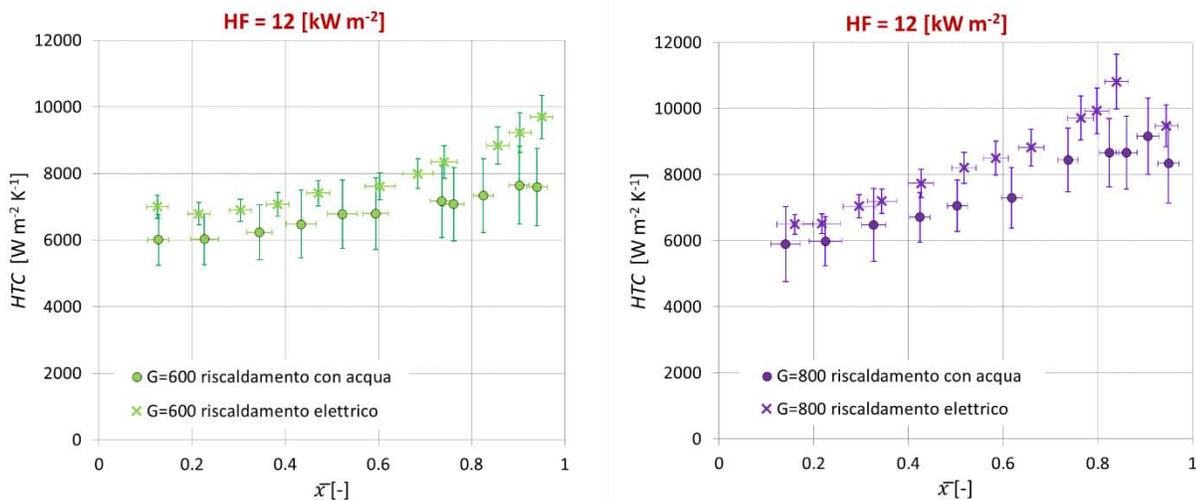


Figura 70. Andamento del HTC al variare del titolo medio per portate specifiche di  $600 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $800 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , flusso termico specifico pari a  $12 \text{ kW m}^{-2}$  dove sono riportate le incertezze associate alle misure

È quindi confermato che associando alle misure la loro incertezza, i valori di coefficiente di scambio termico specifico ottenuti con la sezione riscaldata in modo elettrico risultano in accordo con quelli ottenuti con la sezione riscaldata con acqua.

## Perdite di carico

Come precedentemente fatto nel caso della sezione riscaldata con acqua, anche in questo caso, si sono svolte delle osservazioni in termini di perdite di carico per attrito. Di seguito in Figura 71, Figura 72 e Figura 73 vengono riportati gli andamenti delle perdite di carico per attrito in relazione al titolo medio nel caso di flusso termico specifico pari a  $12 \text{ kW m}^{-2}$ ,  $30 \text{ kW m}^{-2}$  e  $60 \text{ kW m}^{-2}$ .

A differenza degli andamenti del coefficiente di scambio termico, in questo caso, si sono riportate tutte le portate specifiche analizzate nel medesimo grafico. È stata fatta questa scelta in quanto gli andamenti risultano essere quasi perfettamente sovrapposti sia ad elevate portate specifiche sia a basse portate specifiche.

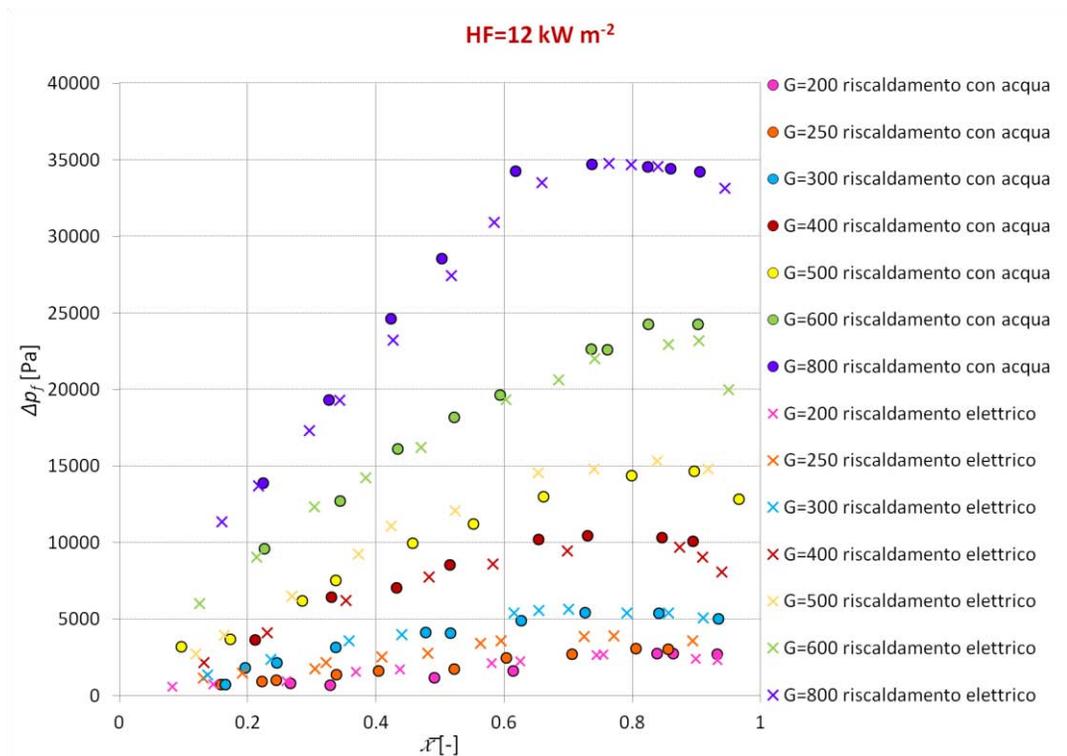


Figura 71. Andamenti perdite di carico per attrito in funzione al titolo medio per diverse portate specifiche con flusso termico specifico pari a  $12 \text{ kW m}^{-2}$  dove le portate specifiche sono espresse in  $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$

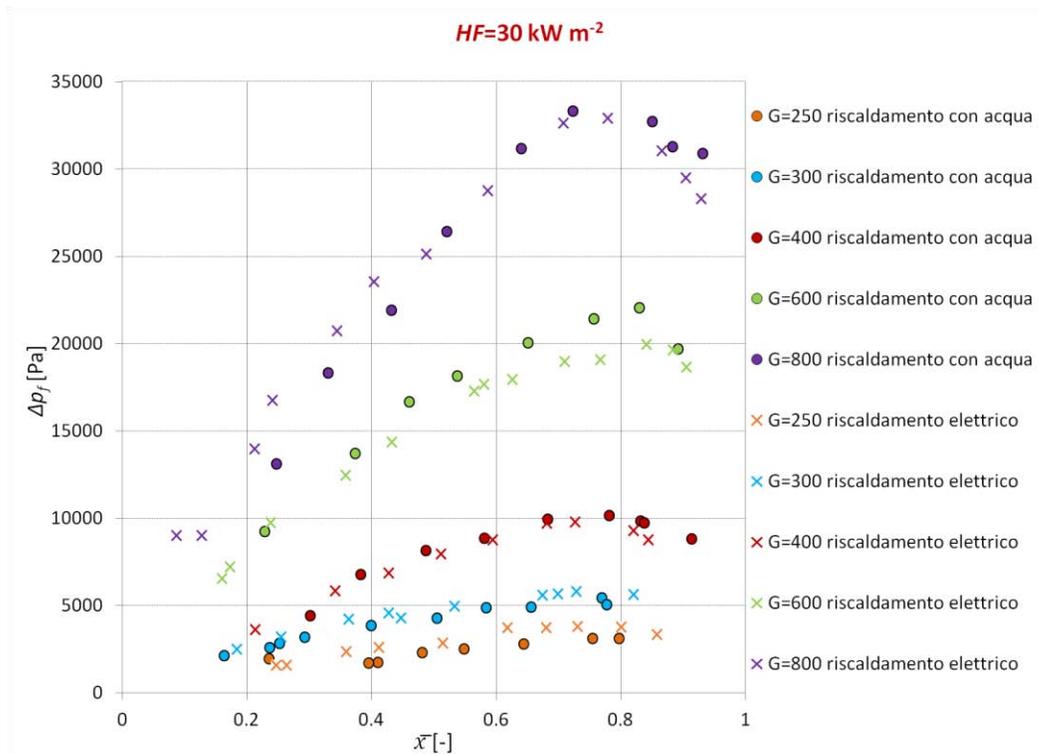


Figura 72. Andamenti perdite di carico per attrito in funzione al titolo medio per diverse portate specifiche con flusso termico specifico pari a 30 kW m<sup>-2</sup> dove le portate specifiche sono espresse in kg m<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup>

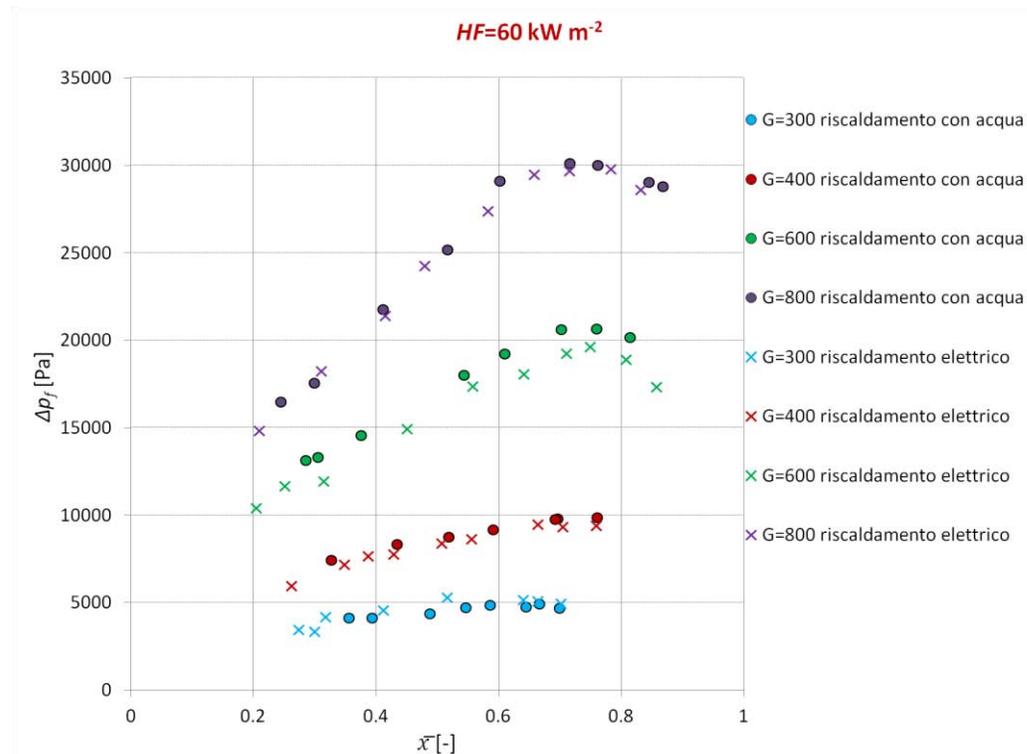


Figura 73. Andamenti perdite di carico per attrito in funzione al titolo medio per diverse portate specifiche con flusso termico specifico pari a 60 kW m<sup>-2</sup> dove le portate specifiche sono espresse in kg m<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup>

In Figura 71, Figura 72 e Figura 73 è possibile osservare quanto già affermato in precedenza, ovvero che le perdite di carico dovute all'attrito risultano compatibili tra le due sezioni analizzate. Questo è corretto anche dal punto di vista teorico in quanto le caratteristiche della tubazione sono le medesime e quindi anche le perdite di carico dovute all'attrito in esse presenti.



## Capitolo 8 . Confronto diversi tipi di tubo

### 8.1. Tubo microalettato

#### *Coefficiente di scambio termico*

I risultati ottenuti, in termini di coefficiente di scambio termico, per il tubo liscio in esame sono stati poi confrontati con i valori relativi ad un tubo microalettato di diametro interno all'apice dell'aletta di 2.4 mm, altezza dell'aletta 0.12 mm, numero di alette pari a 40, angolo all'apice di 43° e angolo d'elica pari a 7°.

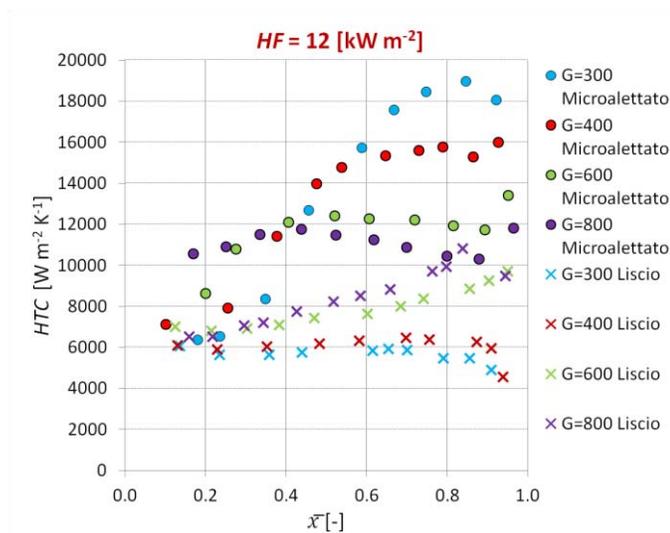


Figura 74. Grafico andamento coefficiente di scambio termico per diversi valori di portata specifica al variare del titolo medio con flusso termico specifico pari a  $12 \text{ kW m}^{-2}$

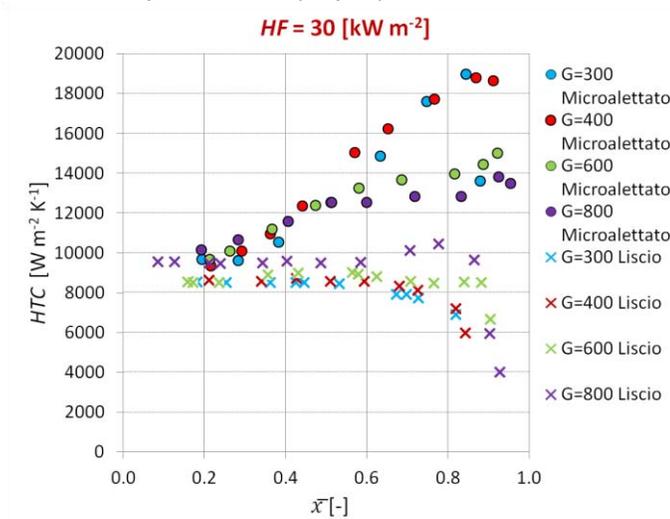


Figura 75. Grafico andamento coefficiente di scambio termico per diversi valori di portata specifica al variare del titolo medio con flusso termico specifico pari a  $30 \text{ kW m}^{-2}$

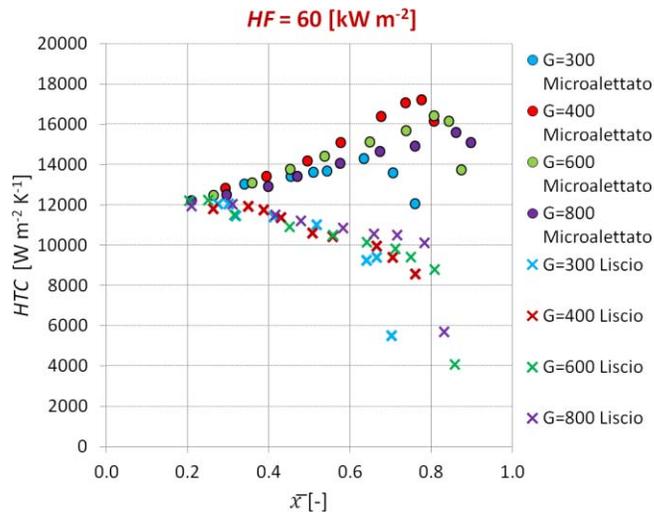


Figura 76. Grafico andamento coefficiente di scambio termico per diversi valori di portata specifica al variare del titolo medio con flusso termico specifico pari a  $60 \text{ kW m}^{-2}$

Nella Figura 74, Figura 75 e Figura 76 sono riportati gli andamenti del coefficiente di scambio termico nel caso di tubo liscio e di tubo microaletto per diversi valori di portata specifica al variare del titolo medio, con flusso termico specifico pari a  $12 \text{ kW m}^{-2}$ ,  $30 \text{ kW m}^{-2}$  e  $60 \text{ kW m}^{-2}$ . In tutti e tre i casi si può osservare che il valore del coefficiente di scambio termico risulta essere, a parità di portata specifica, più alto nel caso di tubo microaletto. Questo è legato al fatto che con il tubo microaletto si ottiene un aumento della superficie di scambio termico. A bassi valori del titolo medio la differenza tra tubo liscio e microaletto, in termini di HTC, risulta essere inferiore. Questa differenza aumenta invece all'aumentare del titolo medio; ad alto titolo medio, l'unico caso in cui i valori del coefficiente di scambio termico risultano confrontabili, è ad elevata portata specifica e basso flusso termico. Questo può essere legato al fatto che ad elevate portate potrebbe essere complesso far seguire al film di liquido l'angolo di alettatura, cosa che non avviene invece a basse portate specifiche. Inoltre ad alte portate ed alti titoli il film di liquido potrebbe annegare le scanalature della microalettatura peggiorando così lo scambio termico e le punte delle alette potrebbero non essere bagnate dal liquido.

L'incremento medio del coefficiente di scambio termico è del 89.74 %.

In conclusione, in termini di coefficiente di scambio termico, si evidenzia un notevole vantaggio nell'utilizzo del tubo microaletto rispetto all'uso di un tubo liscio in tutte le condizioni analizzate.

## Perdite di carico

Successivamente è stato svolto un confronto anche in termini di perdite di carico dovute all'attrito. Come nel caso precedente, sono state valutate tre casistiche, differenziate per flusso termico pari rispettivamente a  $12 \text{ kW m}^{-2}$ ,  $30 \text{ kW m}^{-2}$  e  $60 \text{ kW m}^{-2}$ . Si sono considerate diverse portate specifiche pari a  $800 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ ,  $600 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ ,  $400 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  e  $300 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ .

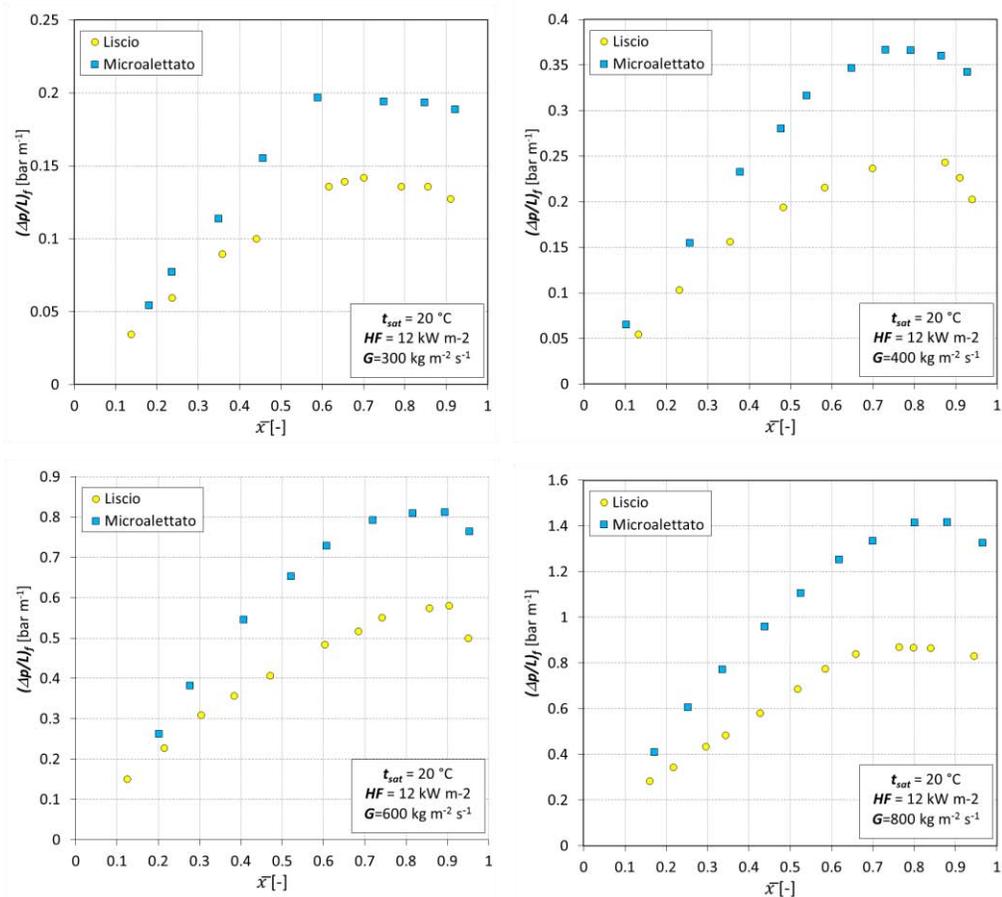


Figura 77. Andamento gradiente di pressione per attrito per diversi valori della portata specifica al variare del titolo medio per flusso termico specifico pari a  $12 \text{ kW m}^{-2}$

In tutti i casi si nota che il gradiente di pressione dovuto all'attrito risulta essere maggiore per la tubazione microalettata. Questo è dovuto al fatto che la presenza delle alettature aumenta le perdite di carico presenti. Il tubo microalettato aumenta mediamente le perdite di carico per attrito del 47.22 %.

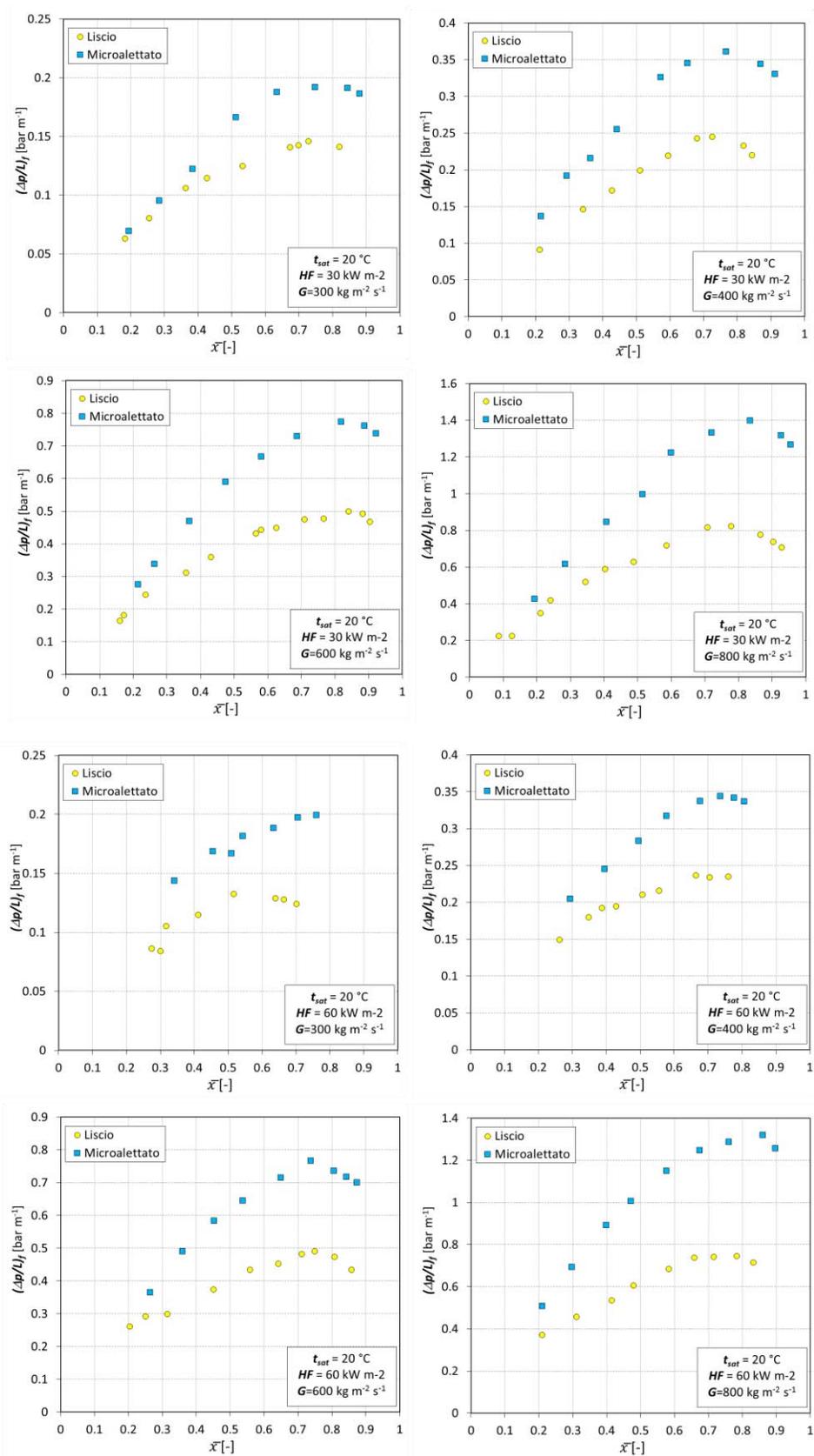


Figura 78. Andamento gradiente di pressione per attrito per diversi valori della portata specifica al variare del titolo medio per flusso termico specifico pari a  $30 \text{ kW m}^{-2}$  e  $60 \text{ kW m}^{-2}$

## 8.2. Tubo diametro interno 3.5 mm

Di seguito è stato svolto un confronto con un tubo di dimensioni superiori a quello in esame ovvero con un diametro di 3.5 mm.

### *Coefficiente di scambio termico*

Si sono svolte in primo luogo delle osservazioni in termini di coefficiente di scambio termico. Di seguito vengono riportati alcuni grafici che riportano l'andamento del coefficiente di scambio termico al variare del titolo medio. Ogni grafico si riferisce a una portata specifica e ad un flusso termico specifico fissati.

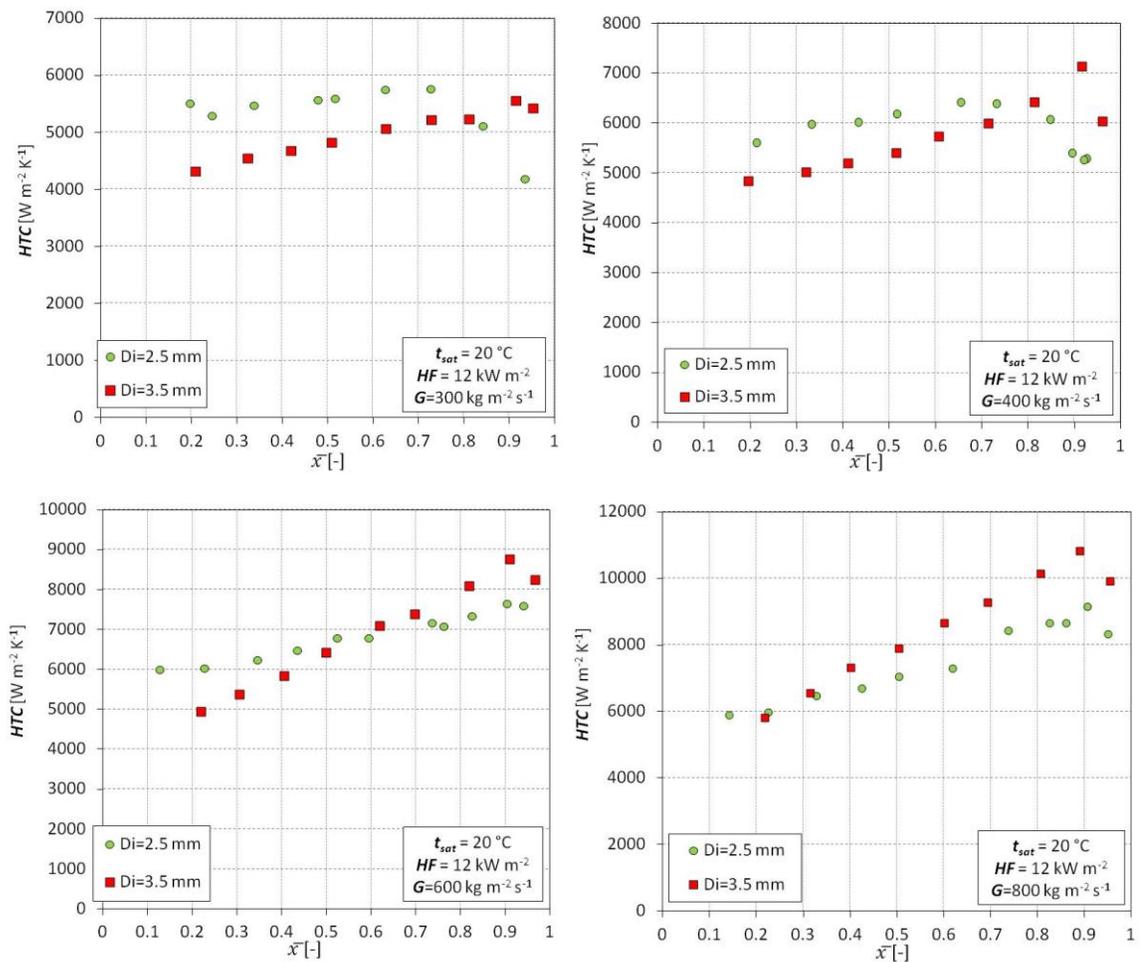


Figura 79. Grafici andamento coefficiente di scambio termico per diversi valori di portata specifica al variare del titolo medio con flusso termico specifico pari a  $12$   $kW m^{-2}$

In particolare la Figura 79 mostra l'andamento dell'HTC con un flusso termico specifico basso pari a  $12$   $kW m^{-2}$ . Si può osservare che ad elevate portate il coefficiente di scambio termico è più

alto nel caso di tubo con diametro maggiore. Questo non è invece vero negli altri casi. A portate più basse e bassi titoli medi si evidenzia, infatti, che il coefficiente di scambio termico risulta essere maggiore nel caso di tubo con diametro 2.5 mm. A titoli medi elevati invece l'HTC risulta essere maggiore nel tubo con diametro interno pari a 3.5 mm.

Si nota che a portate specifiche più basse il coefficiente di scambio termico risulta essere maggiore per tubazioni con diametro inferiore fino a valori di titolo medio più alti rispetto al caso a più alta portata specifica.

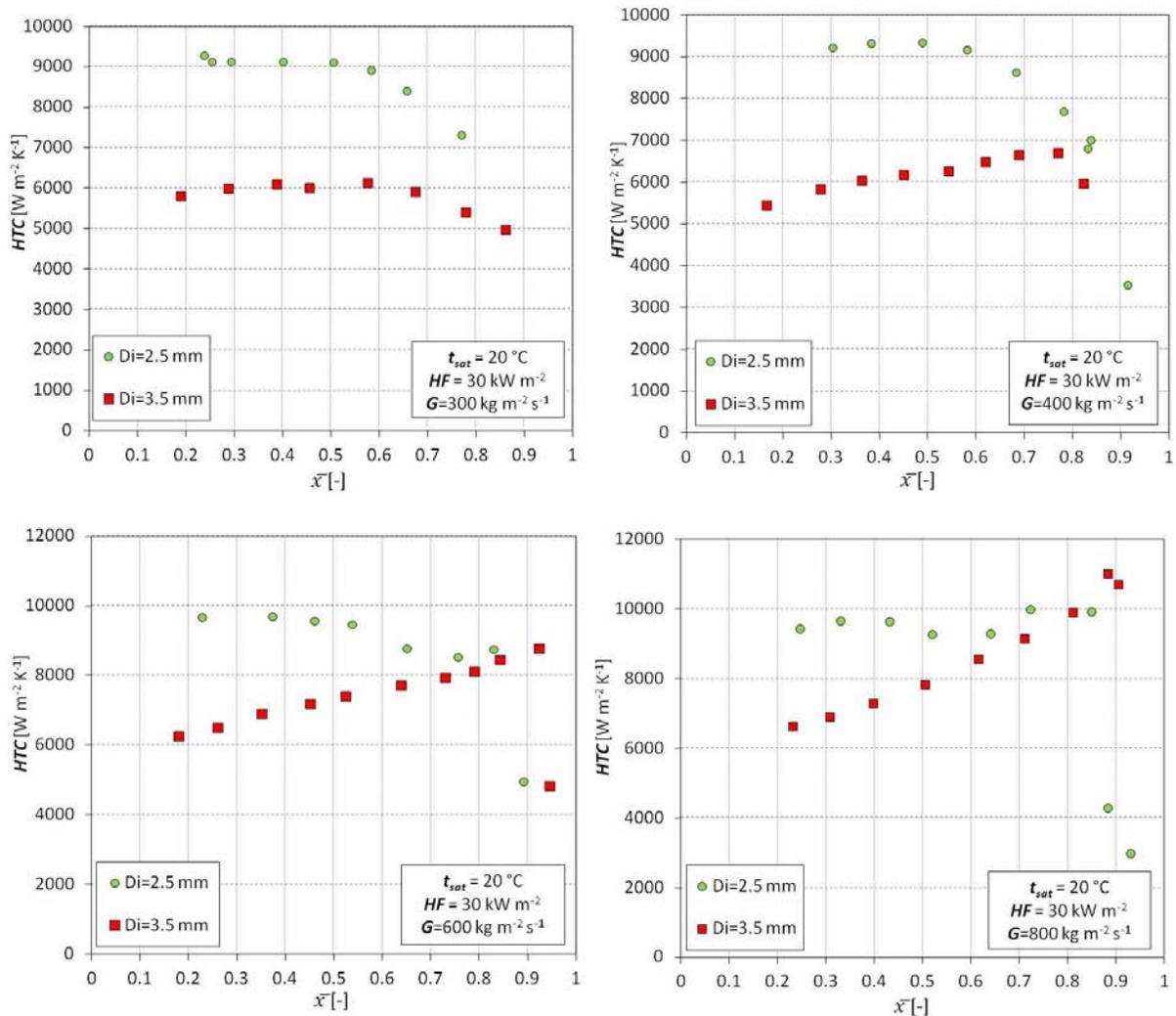


Figura 80. Grafici andamento coefficiente di scambio termico per diversi valori di portata specifica al variare del titolo medio con flusso termico specifico pari a  $30$   $kW m^{-2}$

Nella Figura 80 sono riportati i grafici relativi ad un flusso termico specifico pari a  $30 \text{ kW m}^{-2}$ . Si nota che a tutte le portate il coefficiente di scambio termico risulta essere maggiore nel tubo da 2.5 mm rispetto a quello della tubazione con diametro maggiore. Si evidenzia che questo aspetto risulta essere più evidente a basse portate specifiche ed a bassi titoli medi.

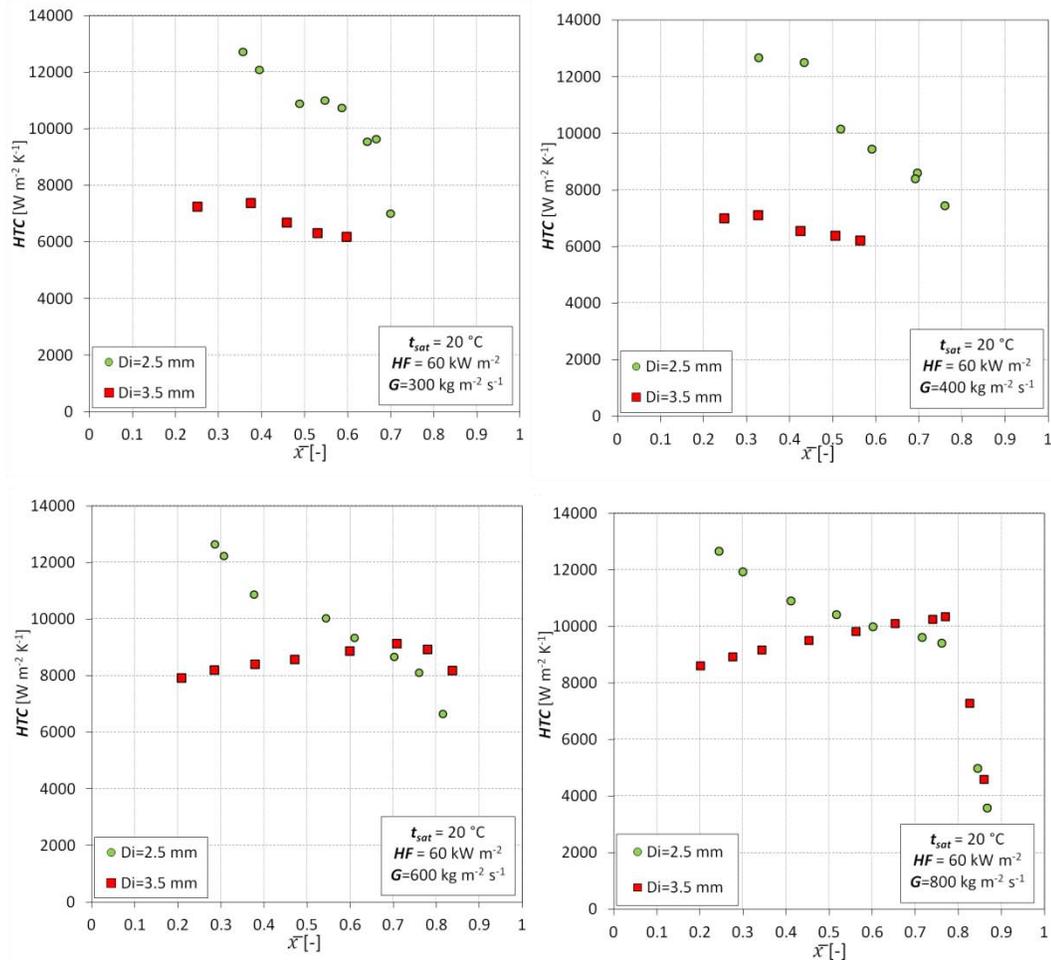


Figura 81. Grafici andamento coefficiente di scambio termico per diversi valori di portata specifica al variare del titolo medio con flusso termico specifico pari a  $60 \text{ kW m}^{-2}$

Nella Figura 81 sono riportati, infine, gli andamenti del coefficiente di scambio termico con flusso termico specifico pari a  $60 \text{ kW m}^{-2}$ . Si osserva che ad alti valori di portata specifica l'HTC risulta essere maggiore nel caso di tubo con diametro interno 2.5 mm a bassi valori del titolo medio. A più alti valori del titolo medio, invece, il coefficiente di scambio termico è maggiore per il tubo con diametro 3.5 mm. Alle portate specifiche di  $400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $300 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  il

coefficiente di scambio termico è sempre maggiore nel caso di tubo con diametro interno di 2.5 mm rispetto al tubo con diametro 3.5 mm.

In conclusione, quindi, il coefficiente di scambio termico è generalmente migliore nel caso di tubo con diametro 2.5 mm rispetto al caso di tubo con diametro interno 3.5 mm. L'HTC risulta essere più elevato nel caso di tubo con diametro interno di 3.5 mm solo nel caso di alte portate e bassi flussi termici specifici o per alti valori del titolo a portate specifiche e flussi termici specifici non elevati.

### ***Perdite di carico***

Successivamente è stato svolto un confronto anche in termini di perdite di carico dovute all'attrito. Come nel caso precedente, sono state valutate tre casistiche differenziate per flusso termico specifico pari rispettivamente a  $12 \text{ kW m}^{-2}$ ,  $30 \text{ kW m}^{-2}$  e  $60 \text{ kW m}^{-2}$ . Si sono considerate diverse portate specifiche pari a  $800 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ ,  $600 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ ,  $400 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  e  $300 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ .

In tutti i casi si nota che il gradiente di pressione dovuto all'attrito ha lo stesso comportamento. Sia nel tubo con diametro inferiore che in quello con diametro interno più grande le perdite di carico dovute all'attrito aumentano all'aumentare del titolo medio fino ad un valore massimo oltre il quale si riducono in modo veloce.

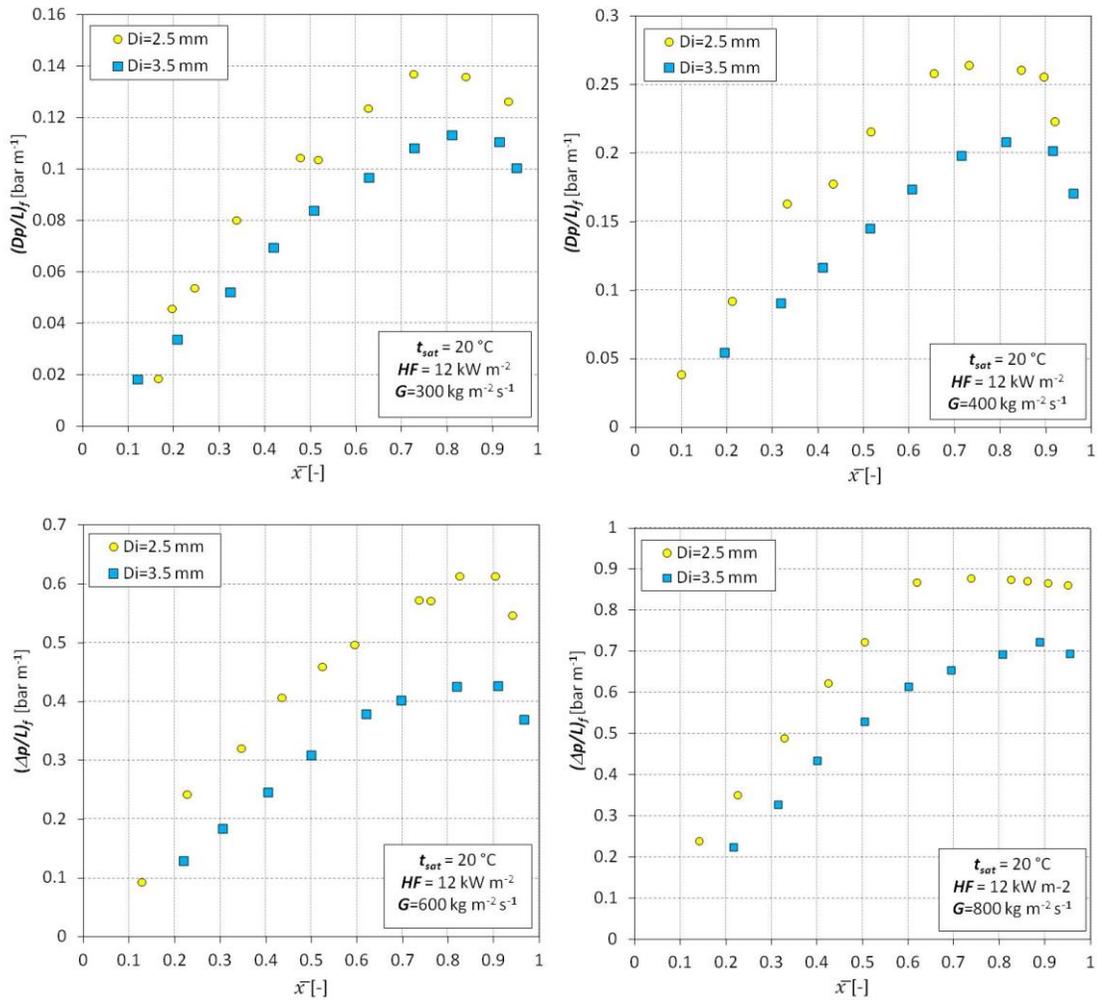


Figura 82. Andamento gradiente di pressione per attrito per diversi valori della portata specifica al variare del titolo medio per flusso termico specifico pari a  $12 \text{ kW m}^{-2}$

In particolare si può osservare che il gradiente di pressione dovuto all'attrito risulta essere sempre maggiore nel tubo con diametro interno 2.5 mm rispetto al tubo con diametro interno 3.5 mm. L'andamento della curva del gradiente di pressione per l'attrito viene ben rispettato in tutti i casi. In conclusione gli andamenti delle perdite di carico dovute all'attrito risultano essere in accordo nei due tubi osservati e, come prevedibile, le perdite sono risultate essere maggiori nel tubo con diametro interno inferiore.

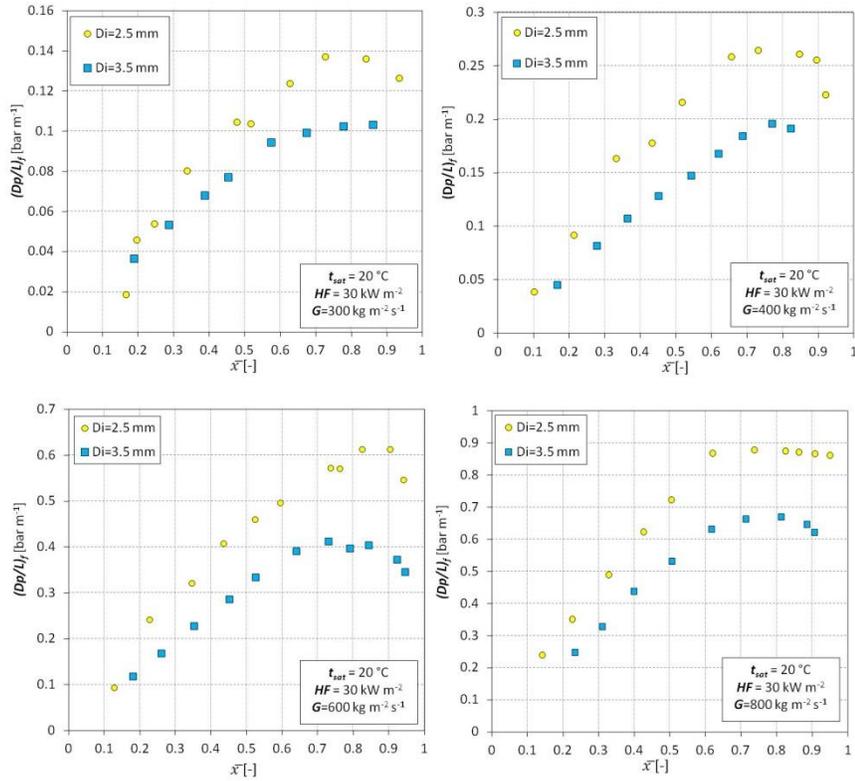


Figura 83. Andamento gradiente di pressione per attrito per diversi valori della portata specifica al variare del titolo medio con flusso termico specifico pari a  $30 \text{ kW m}^{-2}$

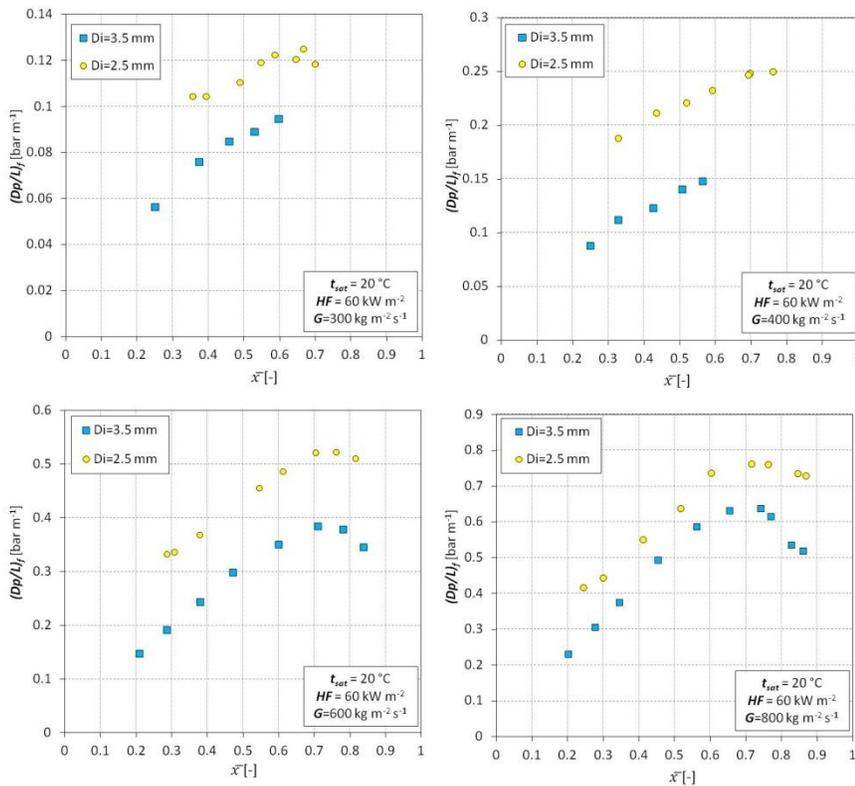


Figura 84. Andamento gradiente di pressione per attrito per diversi valori della portata specifica al variare del titolo medio con flusso termico specifico pari a  $60 \text{ kW m}^{-2}$

## Conclusioni

In questo lavoro di tesi è stato analizzato il comportamento in fase di vaporizzazione del refrigerante R513A all'interno di un tubo liscio, in rame, con diametro interno di 2.5 mm. L'impianto sperimentale utilizzato per lo svolgimento delle misure è situato nel Laboratorio di Trasmissione del calore in micro-geometrie del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova. Sono stati acquisiti dati relativi a due diverse sezioni test: una prima in cui il calore necessario alla vaporizzazione veniva fornito da acqua calda e una seconda in cui il calore veniva invece fornito da una resistenza percorsa da corrente elettrica. La sezione riscaldata mediante l'uso di acqua era già pronta e inserita all'interno dell'impianto sperimentale, la seconda, invece, è stata costruita durante il lavoro di tesi. Questo ha comportato sia un lavoro teorico di progettazione che pratico, per esempio, per la costruzione dei vari componenti e la taratura delle termocoppie. In primo luogo è stata fatta un'analisi con l'uso del programma Ansys17.2 in modo da osservare la distribuzione della temperatura all'interno della sbarretta di rame e del tubo costituenti la sezione sperimentale. Una volta creata poi fisicamente la struttura si sono valutate le sue dispersioni termiche verso l'esterno. Successivamente si sono acquisite alcune misure in condizioni monofase, in questo modo la nuova sezione è stata validata verificando che il bilancio termico risultasse confermato e confrontando i risultati sperimentali con modelli teorici per la determinazione del coefficiente di scambio termico e del gradiente di pressione in condizioni monofase. Si sono utilizzati i modelli di Filonenko [19], di Gnelinsky [21][22], di Petrukhov e Popov[20] e di Dittus e Boelter[23]; tutti i modelli utilizzati per la comparazione hanno restituito valori in accordo con quelli ottenuti sperimentalmente.

Con due sezioni sperimentali analizzate sono state svolte numerose prove variando temperatura di saturazione, portata specifica e flusso termico specifico, variando il titolo all'ingresso. In particolare le prime prove sono state effettuate ad una temperatura di saturazione di 20°C, la portata specifica è stata variata da  $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  a  $800 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  con flusso termico specifico pari a  $12 \text{ kW m}^{-2}$ ,  $30 \text{ kW m}^{-2}$  e  $60 \text{ kW m}^{-2}$ . Si è osservato che a parità di portata specifica il coefficiente di scambio termico specifico aumenta all'aumentare del flusso termico specifico. A maggiori flussi termici specifici si ha però una riduzione del titolo d'inizio della crisi termica, la

quale comporta una brusca riduzione del coefficiente di scambio termico. Per quanto riguarda le perdite di carico dovute all'attrito si è visto che, fissato un flusso termico specifico e fissato un titolo di vapore, queste aumentano al crescere della portata specifica. Il loro andamento risulta essere crescente in modo lineare da titoli medi bassi verso titoli medi più alti fino a raggiungere un massimo oltre il quale cala in modo veloce.

Successivamente sono state svolte anche delle prove sperimentali a diversa temperatura di saturazione, nello specifico a 30°C e 40°C per la sezione riscaldata ad acqua e 15°C e 25°C per la sezione riscaldata in modo elettrico. Si è osservato che, in termini di coefficiente di scambio termico, all'aumentare della temperatura di saturazione questo si riduce per i punti a basso flusso termico specifico. Questo può essere dovuto al fatto che una diminuzione della temperatura di saturazione comporta una riduzione della densità e quindi un aumento della velocità media del refrigerante e del coefficiente di scambio termico. Andamento opposto si ha invece ad alto flusso termico, ad elevati flussi termici l'ebollizione nucleata assume un ruolo più rilevante rispetto alla componente convettiva, producendo un aumento del coefficiente di scambio termico ad alte temperature di saturazione. Dal punto di vista delle perdite di carico si è osservato che al diminuire della temperatura di saturazione queste aumentano. Tale andamento può essere spiegato nuovamente considerando la variazione della densità. Essendo, infatti, la portata specifica fissa, una riduzione della densità comporta un aumento della velocità media del refrigerante e quindi un aumento delle perdite di carico dovute all'attrito.

I risultati ottenuti con le due sezioni sono stati poi comparati: sia per quanto riguarda gli andamenti relativi al coefficiente di scambio termico, che per quelli relativi alle perdite di carico per attrito i valori sono risultati compatibili. Si è evidenziato uno scostamento tra valori del coefficiente di scambio termico ottenuti con le due sezioni a maggiori flussi termici imposti. Questo potrebbe essere dovuto al campo di temperatura non perfettamente omogeneo lungo l'altezza della sbarra di rame dove è stato saldato il tubo di prova, verificato anche dalla simulazione numerica.

I risultati sperimentali sono stati poi confrontati con alcuni modelli teorici, nello specifico i modelli di Gungor e Winterton[21], di Yu et al.[14], di Oh e Son [15] e di Kim e Mudawar [5] per

la determinazione del coefficiente di scambio termico e i modelli di Muller et al. [17], di Friedel [6] e di Cavallini [18] per la determinazione del gradiente di pressione dovuto all'attrito. Si è osservato che i modelli utilizzati per la valutazione del coefficiente di scambio termico specifico, ad eccezione del modello di Oh e Son[15], hanno fornito risultati coerenti, il modello che ha prodotto valori più vicini a quelli sperimentali è stato quello di Gungor e Winterton[13]. Quest'ultimo presenta un errore relativo medio del 0.2%, un errore assoluto medio del 9.6% e una deviazione standard del 12%. Il modello che invece è risultato più distante dai valori sperimentali è stato quello di Oh e Son[15], in questo caso la differenza tra valore calcolato con il modello e valore sperimentale è stata ampia. Per quanto riguarda le perdite di carico dovute all'attrito i modelli utilizzati hanno dato risultati vicini a quelli sperimentali per alti valori del titolo medio mentre hanno sovrastimato la misura a bassi valori del titolo medio. Il modello che meglio ha rappresentato i dati sperimentali è stato quello di Friedel, a questo è associato un errore relativo medio del 13%, un errore assoluto medio del 25% e una deviazione standard media del 38%.

In relazione ai dati acquisiti con la sezione elettrica si sono fatte delle analisi in riferimento all'inizio della crisi termica. In primo luogo si è determinato il titolo d'inizio *Dryout* valutando il titolo d'ingresso in cui si osservava un brusco calo del coefficiente di scambio termico specifico. Selezionato questo titolo all'ingresso si è poi osservato l'andamento della deviazione standard sulle temperature misurate dalle singole termocoppie disposte lungo il tubo in esame. In questo modo si è definito quindi il titolo preciso in cui si ha inizio della crisi termica. Il valore così determinato è stato poi confrontato con tre modelli teorici: il modello di Del Col et al.[24], il modello di Cheng et al.[25] e il modello di Kim e Mudawar[5]. Osservando errore relativo medio, errore assoluto medio e deviazione standard è emerso che il modello che meglio rappresentava i dati ottenuti è stato quello di Del Col et al[24].

Infine i dati sperimentali relativi al tubo liscio in esame sono stati confrontati con valori relativi a due diverse tubazioni: un tubo micro-alettato di diametro interno all'apice dell'aletta pari a 2.4 mm, altezza dell'aletta 0.12 mm, numero di alette pari a 40, angolo all'apice dell'aletta di 43° e angolo d'elica pari a 7° e con un tubo liscio di diametro interno 3.5 mm. Dal confronto con il tubo micro-alettato è emerso che il valore del coefficiente di scambio termico risulta essere, a

parità di portata specifica, più basso nel caso di tubo liscio. L'unico caso in cui i valori del coefficiente di scambio termico risultano simili è ad elevata portata specifica e basso flusso termico. Per quanto riguarda invece le perdite di carico, si è osservato che il gradiente di pressione dovuto all'attrito sempre è maggiore, a parità di condizioni, nel caso di tubo micro-alettato. Comparando il tubo liscio in esame con un tubo di diametro superiore si è osservato che solo nel caso di alta portata specifica e basso flusso termico, il coefficiente di scambio termico è risultato maggiore nella tubazione con diametro 3.5 mm. Nelle altre condizioni, invece, il coefficiente di scambio termico è risultato maggiore nel tubo con diametro interno 2.5 mm, soprattutto a bassi titoli medi. Ad elevati titoli medi questo non avviene poiché la crisi termica risulta anticipata nel tubo con diametro inferiore. Osservando l'andamento delle perdite di carico si è notato che il gradiente di pressione dovuto all'attrito è risultato sempre maggiore nel tubo con diametro interno di 2.5 mm, gli andamenti nei due diversi tubi sono risultati comunque concordi.

## Nomenclatura

$\dot{m}$  = portata massica [ $\text{kg s}^{-1}$ ];

$C_p$  = calore specifico [ $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ];

$t$  = temperatura [ $^{\circ}\text{C}$ ];

$h$  = entalpia specifica [ $\text{kJ kg}^{-1}$ ];

$P_{el}$  = potenza [W];

$q$  = flusso termico specifico [ $\text{W m}^{-2}$ ];

$h_{fg}$  = calore latente di vaporizzazione [ $\text{kJ kg}^{-1}$ ];

$\Delta V$  = differenza di potenziale [V];

$I$  = intensità di corrente [A];

$A$  = area interna del tubo [ $\text{m}^2$ ];

$L$  = lunghezza del tubo [m];

$\Delta p_a$  = variazione di pressione dovuta alla variazione della quantità di moto [Pa];

$\Delta p_g$  = variazione di pressione dovuta alla forza di gravità [Pa];

$\Delta p_f$  = variazione di pressione dovuta all'attrito [Pa];

$x$  = titolo di vapore [-];

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

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

$D$  = diametro interno del tubo [m];

$M$  = massa molare [ $\text{kg mol}^{-1}$ ];

$P_H$  = perimetro riscaldato del canale [m];

$P_w$  = perimetro bagnato del canale [m];

$P_{rid}$  = pressione ridotta [-];

$P_{crit}$  = pressione critica [Pa];

$We_L$  = numero di Weber [-];

$Pr$  = numero di Prandtl [-];

$Re$  = numero di Reynolds [-];

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

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

$Rc$  = rugosità [ $\mu m$ ];

$R$  = resistenza;

$X_{tt}$  = parametro di Martinelli [-];

### **Simboli greci:**

$\rho$  = densità [ $kg m^{-3}$ ]

$\varepsilon$  = grado di vuoto [-];

$\sigma$  = tensione superficiale [ $N m^{-1}$ ];

$\lambda$  = conducibilità termica [ $W m^{-1}K^{-1}$ ];

$\mu$  = viscosità [ $kg m^{-1}s^{-1}$ ];

$\Delta$  = differenza tra due grandezze;

$\Phi$  = moltiplicatore bifase [-];

$\xi$  = fattore d'attrito;

### **Pedici:**

$w$  = acqua;

$ref$  = refrigerante;

$IN$  = ingresso;

$OUT$  = uscita;

$PC$  = pre-condensatore;

*TS* = sezione test;

*vs* = vapore saturo;

*g* = vapore;

*l* = liquido;

*go* = sola fase vapore;

*lo* = sola fase liquida;

*wall* = parete;

*sat* = saturazione;

*int* = interno;

*disp* = dispersa;

*med* = medio;

*eq* = equivalente;

*nb* = ebollizione nucleata;

*cv* = convezione;

*h* = idraulico;

## Bibliografia

- [1] Collier e J. C., «Boiling and evaporation» *Heat Exchanger Design Handbook*, 1983.
- [2] D. Jige e 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, pp. 566-573, 2019.
- [3] D. Jige, K. Sagawa, S. Iizuka e N. Inoue, «Boiling heat transfer and flow characteristic of R32 inside a horizontal small-diameter microfin tube» *International Journal of Refrigeration*, vol. 95, pp. 73-82, 2018.
- [4] A. Diani, S. Mancin, A. Cavallini e L. Rossetto, «Experimental investigation of R1234ze(E) flow boiling inside a 2.4 mm ID horizontal microfin tube» *International journal of refrigeration*, vol. 69, pp. 272-284, 2016.
- [5] S.-M. Kim e I. Mudawar, «Review of databases and predictive methods for heat transfer in condensing and boiling mini/micro-channel flows» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 77, pp. 627-652, 2014.
- [6] L. Rossetto, Dispense corso "Termodinamica Applicata", Università degli Studi di Padova.
- [7] A. Diani, M. Campanale e 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, pp. 1316-1325, 2018.
- [8] A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbrí, V. Pascual-Miralles, Á. Barragán-Cervera e A. Maiorino, «Experimental influence of an internal heat exchanger (IHx) using R513A and R134a in a vapor compression system» *Applied Thermal Engineering*, vol. 147, pp. 482-491, 2019.
- [9] A. Mota-Babiloni, P. Makhnatch, R. Khodabandeh e J. Navarro-Esbrí, «Experimental assessment of R134a and its lower GWP alternative R513A» *international journal of refrigeration*, vol. 74, pp. 682-688, 2017.
- [10] M. Yang, H. Zhang, Z. Meng e Y. Qin, «Experimental study on R1234yf/R134a mixture (R513A) as R134a replacement in a domestic refrigerator» vol. 146, pp. 540-547, 2019.
- [11] E. Lemmon, M. Huber e M. McLinden, *REFPROP, Version 10.0*, Gaithersburg, MD: Standard Reference Data Program, National Institute of Standards and Technology: NIST Standard

Reference Database 23, Nist Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties, 2018.

- [12] S. Rouhani e E. Axelsson, «Calculation of void fraction in the subcooled and quality boiling regions» *Heat Mass Transfer*, vol. 13, pp. 383-393, 1970.
- [13] K. Gungor e R. Winterton, «A general correlation for flow boiling in tubes and annuli» *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 29, pp. 351-358, 1986.
- [14] J. Y. S. Momoki e S. Koyama, «Experimental study of surface effect on flow boiling heat transfer in horizontal smooth tubes» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 42, pp. 1909-1918, 1999.
- [15] H. Oh e C. Son, «Evaporation flow pattern and heat transfer of R-22 and R-134a in small diameter tubes» *Heat Mass Transfer*, vol. 47, p. 703–717, 2011.
- [16] S.-M. Kim e I. Mudawar, «Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels – Part II. Two-phase heat transfer coefficient» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 64, pp. 1239-1256, 2013.
- [17] M. Tarawneh, «Two Phase Frictional Pressure Drop of Carbon Dioxide in Horizontal Micro Tubes» *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, vol. 7, n. 5, pp. 812-819, 2013.
- [18] A. Cavallini, D. Del Col, M. Matkovic e L. Rossetto, «Frictional pressure drop during vapour–liquid flow in minichannels: Modelling and experimental evaluation» *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 30, pp. 131-139, 2009.
- [19] Filonenko e G.K., «Hydraulischer Widerstand von Rohrleitungen (Hydraulic resistance in pipes.)» *Teploenergetika*, vol. 4, pp. 40-44, 1954.
- [20] B. Petukhov e V. Popov, «Theoretical calculation of heat exchange in turbulent flow in tubes of an incompressible fluid with variable physical properties» *HIGH Temperature*, vol. 1, n. 1, pp. 69-83, 1963.
- [21] V. Gnelinski, «On heat transfer in tubes» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 63, pp. 134-140, 2013.
- [22] V. Gnelinski, «Corrigendum to “On heat transfer in tubes”» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 81, p. 638, 2015.

- [23] F. Dittus, Boelter e L.M.K., «Heat transfer in automobile radiators of tubular type»  
*University of California Publication in Engineering*, vol. 2, pp. 443-461.
- [24] D. Del Col, F. Fantini e L. Rossetto, «Dryout quality in a minichannel flow boiling» in *XXV UIT National Heat Transfer Conf.*, Italy, 2007.
- [25] L. Cheng, G. Ribatski, L. Wojtan e J. Thome, « New flow boiling heat transfer model and flow pattern map for carbon dioxide evaporating inside horizontal tubes» *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 49, pp. 4082-4094, 2006.
- [26] G. Fanti, *Teoria e pratica della misurazione. Appunti per allievi ingegneri meccanici industriali*, Progetto libreria, 2017.

## ***Ringraziamenti***

*Ringrazio la Prof.ssa Luisa Rossetto per avermi dato la possibilità di svolgere questa tesi e per gli insegnamenti da lei impartitemi durante il percorso di studi, che mi hanno fatto appassionare alla sua materia.*

*Ringrazio l'Ingegnere Andrea Diani per avermi seguita ed aiutata durante questo lavoro di tesi con grande pazienza, gentilezza e competenza.*

*Ringrazio la mia famiglia, per avermi dato la possibilità di proseguire negli studi ed avermi sostenuta sempre, anche nei momenti più faticosi.*

*Ringrazio tutti gli amici e le persone che in vari modi mi sono state vicine in questi anni e hanno contribuito al raggiungimento di questo risultato.*

*Alice*