

## **UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA**

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

TESI DI LAUREA

### **Scambio termico in vaporizzazione di R1234ze(E) su una superficie nanostrutturata**

*Relatore:* Prof.ssa Luisa Rossetto

*Correlatore:* Ing. Simone Mancin

*Correlatore:* Ing. Andrea Diani

*Laureando:* Vecchi Riccardo 1057558

**ANNO ACCADEMICO 2013-2014**



# Indice

<b>SOMMARIO.....</b>	<b>5</b>
<b>1. LE NUOVE FRONTIERE DELLO SCAMBIO TERMICO.....</b>	<b>7</b>
1.1 IL DEFLUSSO BIFASE.....	7
1.2 EBOLLIZIONE NUCLEATA.....	11
1.3 VAPORIZZAZIONE IN CONDOTTO ORIZZONTALE.....	14
1.4 I NUOVI REFRIGERANTI.....	17
1.5 R134a vs. R1234ze(E).....	20
1.6 LE CORRELAZIONI RIGUARDANTI LA VAPORIZZAZIONE.....	25
1.7 SUPERFICIE NANOSTRUTTURATA.....	25
<b>2. L'APPARATO SPERIMENTALE E LA RIDUZIONE DEI DATI.....</b>	<b>29</b>
2.1 L'APPARATO SPERIMENTALE.....	29
2.2 RIDUZIONE DEI DATI.....	35
2.3 INCERTEZZA ESTESA DEI PARAMETRI STIMATI.....	39
<b>3. RISULTATI SPERIMENTALI DI R1234ze(E).....</b>	<b>45</b>
3.1 PROVE SPERIMENTALI IN REGIME MONOFASE.....	47
3.2 PROVE SPERIMENTALI IN REGIME BIFASE.....	49
3.3 SUPERFICIE LISCIA.....	50
3.4 L'ANDAMENTO DELLE TEMPERATURE DI PARETE CON LA SUPERFICIE LISCIA.....	56
3.5 SUPERFICIE NANOSTRUTTURATA.....	58
3.6 L'ANDAMENTO DELLE TEMPERATURE DI PARETE CON LA SUPERFICIE NANOSTRUTTURATA.....	68
<b>4. CONFRONTO TRA LE DUE SUPERFICI.....</b>	<b>69</b>
<b>5. ANALISI VISIVA DEL DEFLUSSO.....</b>	<b>79</b>
5.1 CENNI DI TECNICA DI RIPRESA VIDEO.....	79
5.2 OSSERVAZIONI DAI VIDEO ACQUISITI.....	82
<i>Superficie liscia.....</i>	<i>82</i>
<i>Superficie nanostrutturata.....</i>	<i>92</i>
<b>6. CONFRONTO TRA DATI SPERIMENTALI E CORRELAZIONI EMPIRICHE.....</b>	<b>99</b>
6.1 INTRODUZIONE.....	99
6.2 CORRELAZIONE DI GUNGOR E WINTERTON (1986).....	99

6.3 CORRELAZIONE DI SHAH.....	101
6.4 CORRELAZIONE DI FANG.....	102
6.5 CORRELAZIONE DI YU ET AL.....	103
6.6 CORRELAZIONE DI YU ET AL. MODIFICATA DA HOSSAIN ET AL.....	104
6.7 CORRELAZIONE DI TAKAMATSU ET AL.....	105
6.8 CORRELAZIONE DI COOPER.....	106
6.9 CONFRONTO CON LA CORRELAZIONE DI GUNGOR E WINTERTON.....	106
6.10 CONFRONTO CON LA CORRELAZIONE DI SHAH.....	109
6.11 CONFRONTO CON LA CORRELAZIONE DI FANG.....	111
6.12 CONFRONTO CON LA CORRELAZIONE DI YU ET AL.....	114
6.13 CONFRONTO CON LA CORRELAZIONE DI YU ET AL. MODIFICATA DA HOSSAIN ET AL.....	117
6.14 CONFRONTO CON LA CORRELAZIONE DI TAKAMATSU ET AL.....	120
6.15 CONFRONTO CON LA CORRELAZIONE DI COOPER.....	124
<b>CONCLUSIONI.....</b>	<b>127</b>
<b>APPENDICE.....</b>	<b>133</b>
<b>NOMENCLATURA.....</b>	<b>135</b>
<b>BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>139</b>
<b>RINGRAZIAMENTI.....</b>	<b>143</b>

## SOMMARIO

Con il progresso tecnologico degli ultimi anni i dispositivi elettronici sono andati incontro ad una crescente miniaturizzazione. Se questo da un lato ha comportato notevoli vantaggi in termini di minori ingombri, dall'altro ha generato un aumento dei flussi termici specifici da asportare. Di qui la necessità di ricorrere a metodi innovativi per incrementare le performance di scambio termico ricorrendo a nuove geometrie ed eventualmente a nuovi fluidi refrigeranti. La spinta per l'utilizzo di nuovi fluidi refrigeranti non è dettata solo da esigenze termodinamiche ma è dovuta anche a sempre più restringenti normative ambientali (quali la 2006/40/EC, che impone l'abbandono, a partire dal 2011, di tutti i refrigeranti dotati di potenziale di effetto serra, GWP, maggiore di 150). L'obbligatorietà di utilizzo di nuove molecole può spingere ad ulteriori sviluppi delle geometrie: sostanze diverse e maggiormente degradabili nell'ambiente non sempre garantiscono uno scambio termico altrettanto efficiente di quelle precedenti.

L'obiettivo del presente lavoro di tesi è quello di confrontare, dal punto di vista sperimentale e teorico, i coefficienti di scambio termico e le perdite di carico durante la vaporizzazione di R1234ze(E) a contatto con una lastra liscia di rame scaldata elettricamente e con una dotata di superficie nanostrutturata.

Nel *Capitolo 1* vengono presentate le superfici di scambio termico nanostrutturate, che sembrano essere molto promettenti per migliorare le prestazioni degli attuali scambiatori di calore. Vengono poi analizzati i parametri significativi e le caratteristiche del deflusso bifase gas liquido e dell'evaporazione in condotto orizzontale. Inoltre è spiegato il motivo di interesse per fluidi alternativi all'ormai consolidato R134a, offrendo caratteristiche principali, somiglianze e differenze nel comportamento in termini di scambio termico e di perdite di carico.

Infine viene riportato un confronto tra R1234ze(E) e R134a fatto in microgeometrie al fine di introdurre le differenze tra i due fluidi.

Nel *Capitolo 2* si descrive l'apparato sperimentale utilizzato nel presente lavoro di tesi, le relazioni tra le variabili e le modalità di elaborazione dei dati nonché di studio della propagazione degli errori strumentali e statistici nelle grandezze derivate.

Nel *Capitolo 3* si analizzano i risultati sperimentali presentati sotto forma di grafici in cui si riportano i coefficienti di scambio termico e le temperature nel deflusso a contatto con le due superfici studiate in funzione del titolo medio, della portata di massa del refrigerante e del flusso termico specifico, sia per il regime monofase che bifase.

Nel *Capitolo 4* si pongono a confronto i comportamenti delle due superfici nelle medesime condizioni evidenziandone vantaggi, svantaggi e peculiarità per entrambi i regimi di flusso. Partendo dai dati si cerca inoltre di individuare eventuali caratteristiche legate alle condizioni operative.

Nel *Capitolo 5* si effettuano osservazioni sulla base della visualizzazione del deflusso in regime bifase, correlandolo all'andamento delle temperature di parete nel canale, concentrandosi su vari *frame* estratti dai file video acquisiti.

Il *Capitolo 6* riporta il confronto tra i dati sperimentali ottenuti nel caso di superficie liscia e i coefficienti ottenuti tramite alcune correlazioni empiriche. Vengono inoltre condotte alcune considerazioni relative all'applicabilità delle medesime correlazioni nel caso della superficie nanostrutturata.

Dopo aver tratto le conclusioni, oltre ad altre sezioni, in *Appendice* si trova un esempio dei programmi utilizzati nell'ambito dell'elaborazione dei dati sperimentali.

# 1. LE NUOVE FRONTIERE DELLO SCAMBIO TERMICO

A partire dall'esperienza di *Nukiyama* del 1934, numerosi studi hanno dimostrato come la presenza dell'ebollizione nucleata innalzi il coefficiente di scambio termico di un fluido puro (e di una miscela) che vaporizza, sia nel caso di ebollizione di liquido stagnante (*pool boiling*) che nel caso di fluido in moto (*flow boiling*). Per questo motivo numerose applicazioni (come gli evaporatori nei cicli frigoriferi) vengono progettati in modo da favorire l'ebollizione rispetto all'evaporazione.

Con le normative introdotte a Montreal nel 2006 il mondo dell'ingegneria ha dovuto cominciare a far fronte a nuove e più stringenti caratteristiche di impatto ambientale per i fluidi impiegati; tutto ciò ha portato all'avvento di nuovi fluidi, le cosiddette *idrofluoroolefine HFO*. Queste sono state pensate principalmente in funzione di un *Ozone Depletion Potential (ODP)* nullo (caratteristica già presente nei precedenti *idrofluorocarburi HFC* ma comunque necessaria) e di un ridottissimo *Global Warming Potential (GWP)*, di conseguenza le loro proprietà di scambio termico potrebbero risultare inferiori a quelle dei fluidi attualmente in uso, ovvero gli *HFC*.

Per quanto detto sono iniziati numerosi studi sui loro comportamenti in svariate situazioni operative al fine di confrontarli con altre tipologie di refrigeranti attualmente in uso e di trovare possibili (e plausibili) condizioni ottimali di utilizzo.

## 1.1 IL DEFLUSSO BIFASE

I processi con cambiamento di fase rivestono grande importanza nelle applicazioni industriali. Nell'ambito della refrigerazione e del raffreddamento rivestono grande importanza i sistemi gas-liquido [1]. Tra tutti i possibili moti bifase quelli di questo tipo sono i più complessi in quanto l'interfaccia tra le componenti è deformabile e una fase, quella gassosa, comprimibile. Si hanno così numerose configurazioni di moto difficilmente classificabili in un ridotto numero di regimi di deflusso. La classificazione è tuttavia praticamente necessaria in quanto permette l'individuazione delle configurazioni di deflusso, da cui dipendono, nei processi non adiabatici, lo scambio termico e le perdite di carico.

Esistono varie grandezze fondamentali caratteristiche del deflusso bifase gas-liquido, esse sono:

- *titolo*  $x$ , pari al rapporto tra la portata di gas e quella totale:

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

con  $\dot{m}_L$  e  $\dot{m}_G$  portate di massa della fase liquida e gassosa; qualora nel condotto siano presenti solo gas e liquido della medesima sostanza (per esempio acqua e vapor d'acqua) con portata totale  $\dot{m}$  si ha

$$x = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}} \quad (1.2)$$

- *grado o frazione di vuoto*  $\varepsilon$ , pari alla frazione media nel tempo della sezione trasversale di deflusso o del volume totale bifase occupato dalla fase gassosa:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{A_G}{A} & 1 - \varepsilon &= \frac{A_L}{A} \\ \varepsilon &= \frac{V_G}{V} & 1 - \varepsilon &= \frac{V_L}{V} \end{aligned} \quad (1.3)$$

- *velocità superficiali della fase liquida*  $J_L$  e *gassosa*  $J_G$ , pari a:

$$J_L = \frac{\dot{m} * (1 - x)}{\rho_L * A} \quad (1.4)$$

$$J_G = \frac{\dot{m} * x}{\rho_G * A} \quad (1.5)$$

$$J = \text{velocità superficiale totale} = \sum_i J_i \quad (1.6)$$

- *velocità media della fase liquida*  $u_L$  e *gassosa*  $u_G$ , pari al rapporto tra la portata volumetrica della fase considerata e l'area trasversale occupata dalla fase considerata:



$$u_L = \frac{J_L}{(1 - \varepsilon)} \quad (1.7)$$

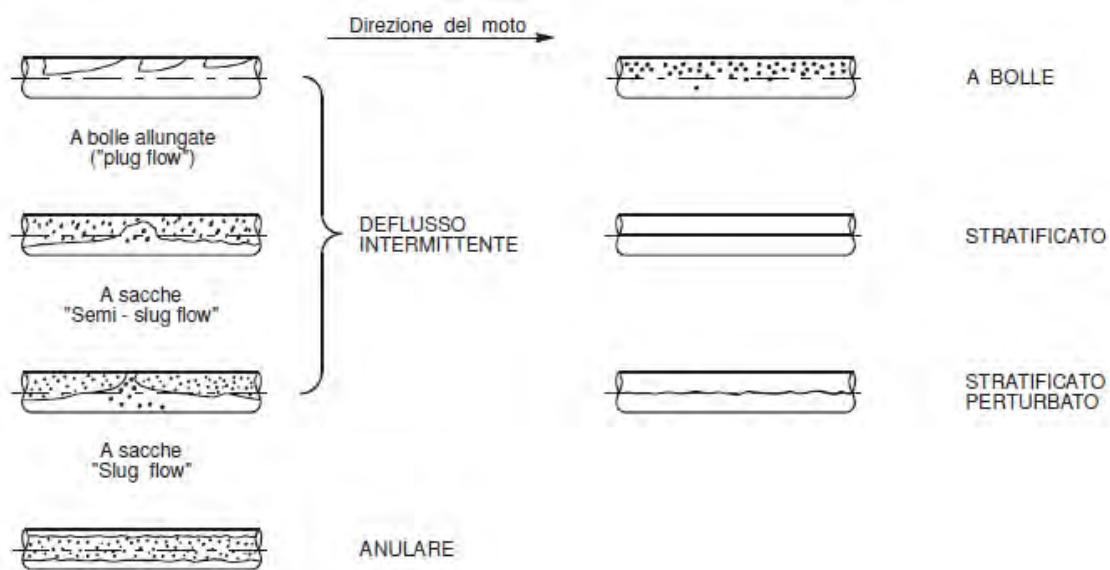
$$u_G = \frac{J_G}{\varepsilon} \quad (1.8)$$

- densità  $\rho_M$  della miscela bifase, pari a:

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

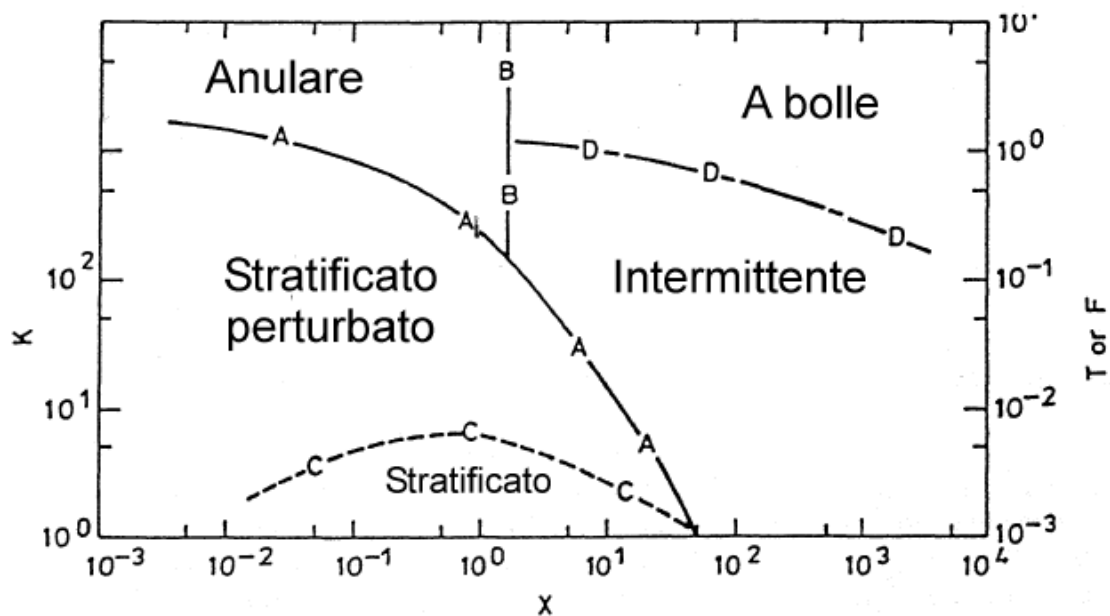
Nel deflusso bifase entro condotti orizzontali sono presenti diversi regimi di deflusso caratterizzati da una mancanza di simmetria dovuta alla forza di gravità che agisce in direzione normale al flusso e non parallelamente ad esso. Si possono evidenziare i seguenti regimi di deflusso (mostrati in *Figura 1.1*):

- *deflusso stratificato o stratificante*: è caratterizzato da una completa separazione delle fasi dovuta alla forza di gravità con il liquido che scorre nella parte inferiore del tubo mentre il gas fluisce nella parte superiore. A seconda della configurazione all'interfaccia liquido-gas si parla di regime stratificato oppure di stratificato perturbato.
- *deflusso intermittente*: il liquido scorre formando delle sacche separate da bolle di vapore. Si può suddividere in deflusso a bolle allungate, che scorrono vicino alla parte superiore del tubo e in deflusso a sacche; nel primo caso il flusso è calmo e il liquido non contiene bolle di vapore; nel secondo caso, a più elevate portate, nel liquido sono presenti bolle di gas e le onde di liquido possono essere di varia ampiezza.
- *deflusso a bolle*: la fase gassosa fluisce nella fase liquida continua sotto forma di bolle di dimensioni uniformi, le bolle si concentrano nella parte alta del tubo; solo per elevate velocità del gas si realizza una distribuzione uniforme delle bolle nella massa liquida.
- *moto anulare*: si ha un film liquido che scorre lungo le pareti del tubo. Lo spessore del film non è uniforme, risultando più sottile nella parte alta del tubo e più spesso in quella bassa.



**Fig. 1.1: Regimi di deflusso nel caso di deflusso bifase entro condotti orizzontali -[1]**

I parametri dimensionali che influenzano la transizione di regime nel deflusso bifase sono le densità del liquido e del gas, le loro viscosità, la tensione superficiale, l'accelerazione di gravità, il diametro del tubo (o in alternativa il diametro idraulico nel caso di condotto non circolare), la scabrezza superficiale della parete, l'inclinazione del condotto e le velocità superficiali delle due fasi.



**Fig. 1.2: Mappa dei regimi di deflusso di Taitel e Dukler -[1]**

Una delle mappe dei regimi di deflusso per moto bifase entro tubo orizzontale o leggermente inclinato più conosciuta è quella di *Taitel e Dukler* (Figura 1.2). Essa è

costruita tramite diversi gruppi adimensionali espressi in funzione del parametro di Martinelli.

Qualora (come nel presente lavoro) non si abbia un tubo ma un condotto di forma diversa ci si può riportare alla presente mappa tramite il calcolo del diametro idraulico equivalente.

La mappa è stata costruita nel caso di moto adiabatico, se invece ha luogo un'evaporazione, al progredire del fenomeno, le condizioni di moto cambiano e con esse i regimi. Nell'attraversamento del condotto il fluido passerà attraverso regimi di moto differenti.

## 1.2 EBOLLIZIONE NUCLEATA

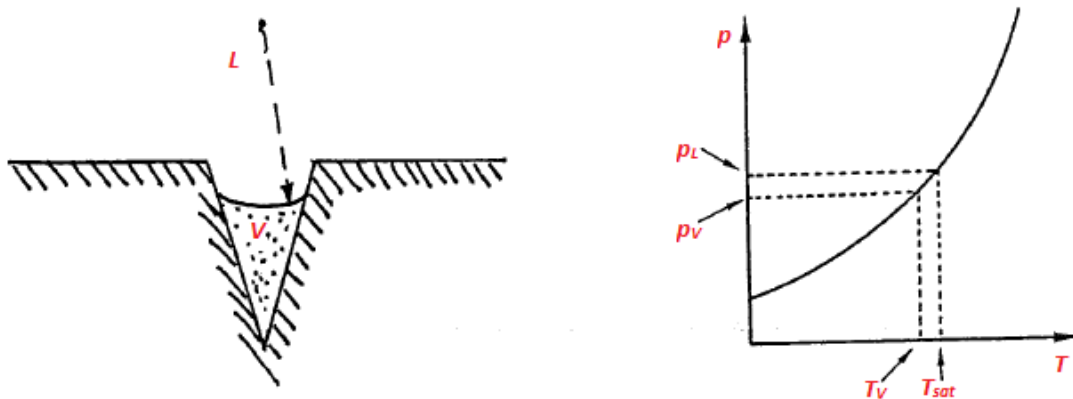
L'ebollizione è un processo di vaporizzazione in cui si formano bolle di vapore su una superficie riscaldata immersa nel liquido oppure (più raramente) nel liquido stesso [2]. Il processo di formazione della bolla è detto nucleazione, eterogenea nel primo caso, omogenea nel secondo. Il primo caso è quello generalmente presente nell'ebollizione nucleata.

Qualunque superficie [3] presenta cavità di raggio variabile in un certo intervallo, che agiscono da punti di nucleazione. Queste cavità sono in grado di trattenere vapore anche nel caso di liquido sottoraffreddato dato che:

$$p_L - p_V = \frac{2\sigma}{a} \quad (1.10)$$

con  $p_L$  e  $p_V$  pressioni parziali del liquido e del vapore,  $\sigma$  tensione superficiale e  $a$  raggio di curvatura dell'interfaccia. Minore è  $p_V$  (e quindi più sottoraffreddato è il fluido) e minore è il raggio  $a$  e più arretrata nella cavità è l'interfaccia.

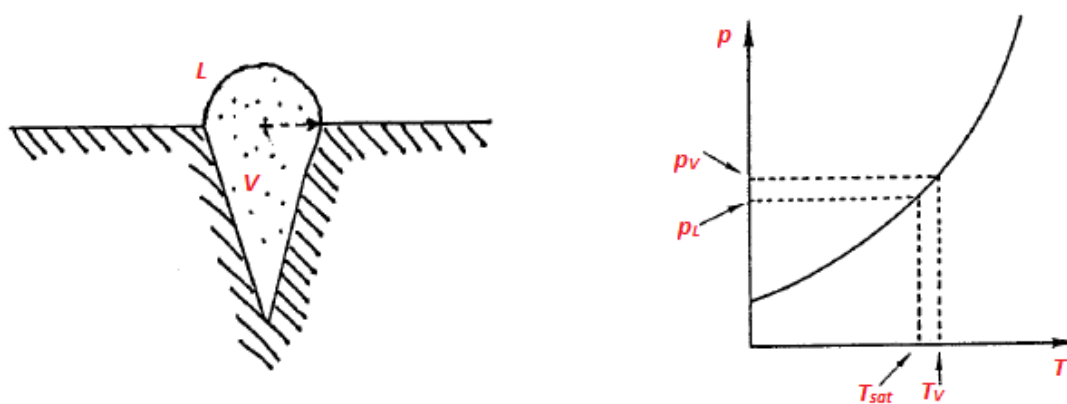
Se viene fornito calore aumenta la pressione parziale di vapore, cresce la bolla e il suo raggio di curvatura varia (in molti sistemi il raggio di curvatura minimo della bolla che cresce è pari al raggio della bocca della cavità). La bolla crescendo arriva a formare un emisfero sulla superficie della cavità, l'interfaccia diventa convessa e  $p_V$  maggiore di  $p_L$ ; l'equilibrio meccanico allora impone:



**Fig. 1.3: Trattenimento del vapore nelle cavità in presenza di liquido sottoraffreddato -[2]**

$$p_V - p_L = \frac{2\sigma}{a} = (T_V - T_{sat}) * \frac{\partial p}{\partial T} \quad (1.11)$$

con  $\frac{\partial p}{\partial T}$  pendenza della curva della pressione di saturazione in funzione della temperatura.



**Fig. 1.4: Emisfero formatosi sulla superficie di una cavità nel momento in cui  $p_V$  è diventata maggiore di  $p_L$  -[2]**

Affinché la bolla cresca la temperatura di parete  $T_p$  deve essere sufficiente elevata da vaporizzare il liquido alla pressione  $p_V$ , ovvero:

$$T_p > T_{sat} + \frac{\partial T}{\partial p} * \frac{2\sigma}{a} \quad (1.12)$$

Tutto questo nel caso di *pool boiling*. Nel caso di *flow boiling* le condizioni per la crescita della bolla sono le medesime (temperatura di parete maggiore di quella di saturazione), tuttavia va considerato anche il gradiente di temperatura a cui va incontro la bolla che cresce. Una correlazione che fornisce il valore minimo della temperatura di parete nel caso di vaporizzazione a flusso termico imposto, con un ampio intervallo di cavità attivate e bolle che crescono nel film di liquido laminare adiacente alla parete, è quella di *Davis e Anderson* [4]. Essi affermano che perché una bolla di raggio “a” cresca, la temperatura del liquido, esprimibile tramite l’equazione della conduzione in funzione del flusso termico specifico, deve essere maggiore della temperatura di parete di una quantità data:

$$T_L = T_p - \frac{dq}{dA} * \frac{y}{\lambda_L} \quad (1.13)$$

$$T_L > T_{sat} + \frac{2\sigma * T_{sat}}{yr\rho_G} \quad (1.14)$$

con *r* calore latente di vaporizzazione.

Imponendo la tangenza delle due curve alla distanza *y* dalla parete (così facendo ci si assicura che il liquido sia a temperatura sufficientemente alta da permettere la crescita della bolla) si ottiene:

$$T_p - T_{sat} > \sqrt{\frac{8\sigma * T_{sat} * \frac{dq}{dA}}{\lambda_L r \rho_G}} \quad (1.15)$$

In generale nell’ebollizione nucleata sono validi alcuni principi:

- all’aumentare della temperatura di parete si attivano cavità di raggio sempre più piccolo;
- più una superficie è liscia e maggiore dovrà essere la differenza di temperatura tra parete e saturazione per avere ebollizione nucleata, inoltre una stessa superficie può “invecchiare” (le cavità diminuiscono le proprie dimensioni) nel tempo a causa di sporcizia e usura;

- sono necessarie minori differenze di temperatura se la pressione del sistema cresce poiché aumenta la pendenza della curva della pressione di saturazione;
- una volta iniziata l'ebollizione nucleata la temperatura della parete aumenta lentamente anche per grandi variazioni del flusso termico specifico.

### 1.3 VAPORIZZAZIONE IN CONDOTTO ORIZZONTALE

La vaporizzazione in un condotto orizzontale è suddivisibile in due principali categorie a causa dell'effetto della forza di gravità che promuove regimi di deflusso asimmetrici con porzioni di tubo secche lambite da vapore [5]. In assenza di stratificazione delle due fasi un condotto orizzontale si comporta come uno verticale. Questo accade con alte velocità di deflusso e nelle zone ad alti titoli del vapore. Se invece vi è stratificazione del moto in generale si va in contro a:

- coefficienti di scambio medio sul perimetro del tubo inferiori;
- surriscaldamento della superficie del tubo anche a flussi termici modesti;
- ad alti titoli, con moto anulare, il film liquido è più sottile nella parte superiore del condotto e si prosciugherà prima dando luogo a un deflusso di vapore a contatto della parte superiore e di liquido nella parte inferiore, inoltre il vapore si potrà surriscaldare prima che tutto il liquido sia evaporato.

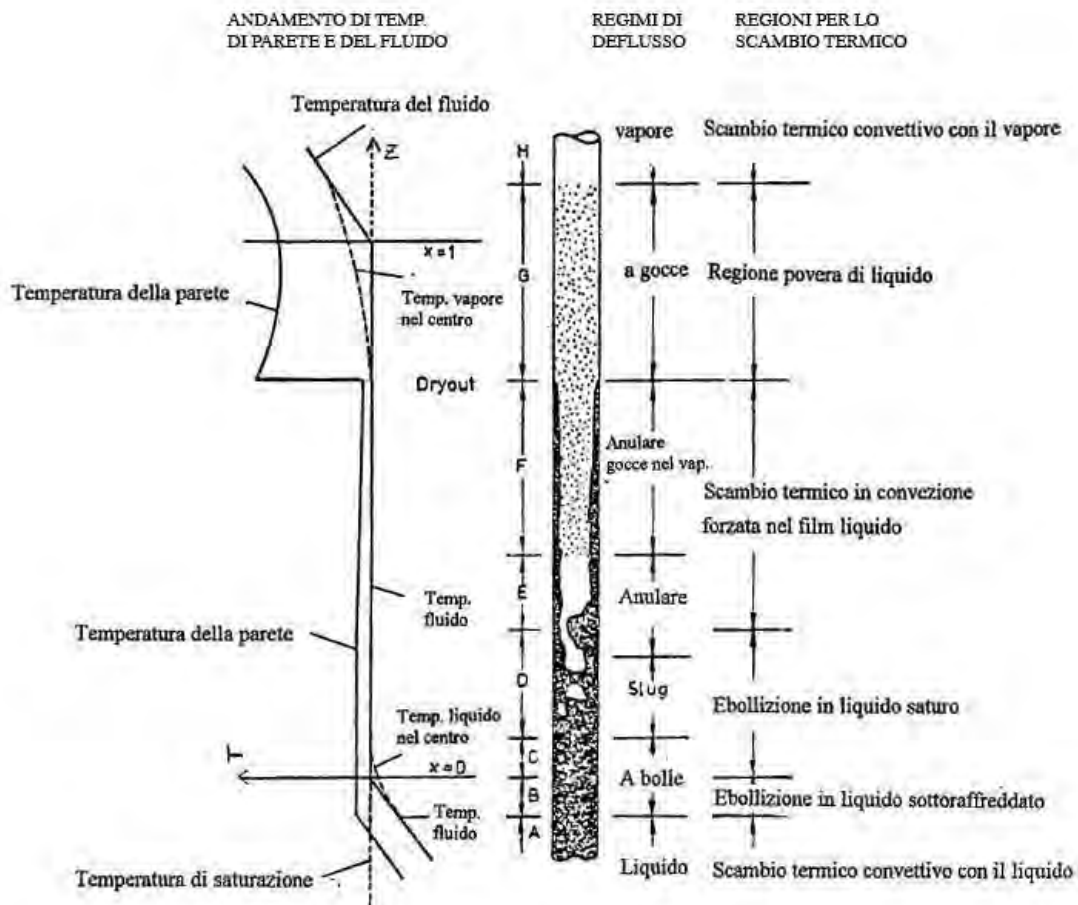
In generale la vaporizzazione in condotto orizzontale sarà sempre meno stratificata (e quindi sempre più simile a quella in condotto verticale) al diminuire del diametro idraulico, all'aumentare della pressione (la differenza tra le densità di liquido e gas cala) e all'aumentare della portata specifica.

Nel caso di assenza di stratificazione, con condotto alimentato da una portata costante di liquido puro sottoraffreddato e flusso termico specifico applicato costante la situazione muta con l'avanzamento del processo di vaporizzazione (*Figura 1.5*).

Nel primo tratto il liquido aumenta la propria temperatura e la temperatura di parete rimane al di sotto del valore necessario per la nucleazione, si ha quindi scambio termico per convezione forzata nella fase liquida. Poiché il coefficiente di scambio è circa costante, a meno della variazione delle proprietà con la temperatura (comunque ridotta per un liquido), la differenza di temperatura tra parete e fluido è costante e l'andamento delle due temperature (crescenti) è lineare con la lunghezza

del tratto di condotto percorso (ovvero con il crescere di  $z$ , coordinata longitudinale dell'asse del condotto).

Segue poi un secondo tratto, che inizia quando la temperatura di parete è sufficientemente alta da dare luogo alla nucleazione di bolle, in cui si ha ebollizione nucleata. Il fenomeno può avvenire anche in presenza di liquido sottoraffreddato per i gradienti di temperatura presenti tra le pareti e il centro del condotto; si parla in questo caso di ebollizione nucleata in liquido sottoraffreddato. In questa regione la temperatura di parete è circa costante, la differenza di temperatura tra parete e fluido diminuisce linearmente con  $z$  mentre il coefficiente di scambio aumenta nello stesso modo.



**Fig. 1.5: Vaporizzazione in tubo orizzontale in assenza di stratificazione e in tubo verticale -[2]**

Le bolle che si formano cedono calore al liquido sottoraffreddato in cui collassano. Quando il liquido raggiunge le condizioni di saturazione (per i gradienti di

temperatura presenti può capitare che le variabili medie del fluido siano quelle di un liquido saturo mentre in se si ha vapore in prossimità della parete e liquido sottoraffreddato nella zona centrale della sezione di deflusso) si ha ebollizione in liquido saturo. In questa fase il titolo va aumentando e il coefficiente di scambio rimane costante. Il regime di deflusso al crescere del titolo passa da bolla a sacche ad anulare. Una volta giunti al regime anulare all'aumentare del titolo lo spessore del film liquido diventa sempre più sottile mentre cresce lo sforzo tangenziale esercitato dal vapore sul film. A causa del crescere di questo sforzo diventa prima rilevante e poi predominante un ulteriore meccanismo di scambio termico: il calore viene trasportato per convezione forzata nel film dalla parete fino all'interfaccia liquido-vapore dove avviene l'evaporazione. Si parla quindi di vaporizzazione in convezione forzata bifase.

Al diminuire dello spessore del film la resistenza termica ad esso associata cala, il coefficiente di scambio aumenta e la temperatura di parete diminuisce. Come conseguenza si disattivano i siti di nucleazione delle bolle e l'ebollizione viene soppressa.

Ad un certo valore critico del titolo e ad una certa coordinata  $z$  si avrà completa evaporazione del film. Liquido potrà essere presente sotto forma di gocce trascinate da vapore nel centro del tubo; adiacente alla parete si avrà vapore in convezione forzata che realizza un coefficiente di scambio di uno o due ordini di grandezza più basso di quello presente in convezione forzata bifase. Nel caso in cui il flusso termico superficiale sia una variabile indipendente (come il raffreddamento di componenti elettronici) questa transizione è nota come "crisi termica" o "*dryout*" ed è associata ad un aumento della temperatura di parete.

La zona compresa tra la crisi termica e il punto in cui l'entalpia media è pari a quella del vapore saturo secco alla pressione operativa viene detta regione povera di liquido. In questa zona all'aumentare del titolo aumenta la velocità e il coefficiente di scambio mentre diminuisce la temperatura di parete.

Infine nella regione monofase del vapore surriscaldato il coefficiente di scambio si porta al valore relativo a scambio termico convettivo di solo gas e la differenza di temperatura tra la parete e il gas è circa costante.

Tutto questo vale se il flusso termico specifico applicato oltre che costante è ridotto, se così non è, le condizioni per l'ebollizione nucleata si verificano in liquido sottoraffreddato a temperatura inferiore, il coefficiente di scambio nella regione di



ebollizione nucleata è più alto ma rimane inalterato nella zona di convezione forzata bifase e il *dryout* avviene a titoli inferiori: in generale aumenta il gradiente di temperatura, di stato termodinamico e di condizioni tra il fluido alla parete e quello che scorre nel centro del condotto. Se il flusso termico è estremamente alto si ha una zona, intermedia tra quella di ebollizione nucleata e la regione povera di liquido, in cui si ha ebollizione a film, con coefficienti di scambio termico modesti.

### 1.4 I NUOVI REFRIGERANTI

In questi anni il mondo della refrigerazione sta affrontando una fase di grossi cambiamenti. Da un lato l'industria che si occupa del raffreddamento in applicazioni ad elevati flussi termici specifici guarda ormai sempre più allo scambio termico di fluidi frigorigeni in regime bifase al fine di usufruire dei suoi vantaggi (possibilità di scambiare anche il calore latente con coefficienti di scambio termico maggiori). Dall'altro l'industria della produzione di refrigeranti è ormai posta di fronte a un grosso bivio dovuto alla direttiva 2006/40/CE [6] che impone che dal 2011 non vengano più utilizzati refrigeranti con potenziale di effetto serra (*GWP*) maggiore di 150.

First Appended Letter: Refers to the Substitution on the Central Carbon		Second Appended Letter: Refers to the Substitution on the Terminal Methylene Carbon	
Group Substitution	Letter	Group Substitution	Letter
-Cl	x	=CCl <sub>2</sub>	a
-F	y	=CClF	b
-H	z	=CF <sub>2</sub>	c
		=CHCl	d
		=CHF	e
		=CH <sub>2</sub>	f

**Fig. 1.6: Modifiche alla molecola di propilene e corrispondenti suffissi -[7]**

In questo senso un dubbio analogo era stato posto al mondo quando la problematica non era far fronte all'effetto serra bensì alla distruzione dell'ozono (annullare il potenziale di distruzione dell'ozono, *ODP*, dei refrigeranti) che ha poi comportato il

passaggio da *clorofluorocarburi* (CFC) e *idroclofluorocarburi* (HCFC) agli *idrofluorocarburi* (HFC). A titolo di esempio una transizione emblematica allora fu quella da R12 ( $ODP=1$ ,  $GWP=8100$ ) a R134a ( $ODP=0$ ,  $GWP=1430$ ).

Le strade possibili da percorrere sono due: l'utilizzo di fluidi naturali o quello di fluidi di sintesi di nuova concezione e che soddisfino i nuovi requisiti.

Il primo passo in favore della seconda ipotesi è stato fatto dalle compagnie *Honeywell* e *DuPont* nel 2006 quando hanno annunciato il brevetto di un nuovo refrigerante [7]: l'R1234yf. Questo ha segnato l'inizio di quella che sembra essere una delle più promettenti soluzioni al problema del potenziale effetto serra: l'utilizzo delle idrofluoroolefine (HFO), famiglia a cui appartiene anche l'R1234ze(E).

A tal proposito la *Figura 1.6* e la *Figura 1.7* presentano rispettivamente le modifiche alla molecola di propilene indicate dalle lettere del suffisso e i principali tipi di molecola con le loro caratteristiche calcolate al *NBP*.

Refrigerant <sup>6</sup>	Molecular Formula <sup>6</sup>	NBP °F (°C)	T <sub>g</sub> °F (°C)	P <sub>g</sub> psia (kPa)	ρ <sub>g</sub> lbm/ft <sup>3</sup> (kg/m <sup>3</sup> )	c <sub>p</sub> <sup>o</sup> at T <sub>g</sub> = 0.8 Btu/lb <sub>m</sub> · °R (kJ/kg · K)	ω
R-1225ye(E)	CF <sub>3</sub> CF = CHF	5.0 <sup>19</sup> (-15.0)	236.5 (113.6)	493.3 (3401)	32.3 (517)	0.189 (0.789)	0.313
R-1125ye(Z)	CF <sub>3</sub> CF = CHF	-3.9 <sup>21</sup> (-20.0)	223.1 (106.1)	483.8 (3335)	32.3 (517)	0.186 (0.778)	0.305
R-1225zc	CF <sub>3</sub> CH = CF <sub>2</sub>	-7.2 <sup>18</sup> (-21.8)	218.2 (103.4)	480.4 (3312)	32.3 (517)	0.185 (0.774)	0.303
R-1234ye(E)	CHF <sub>2</sub> CF = CHF	-7.5 <sup>20</sup> (-22.0)	224.1 (106.7)	512.6 (3534)	29.6 (473)	0.198 (0.828)	0.290
R-1234yf	CF <sub>3</sub> CF = CH <sub>2</sub>	-18.3 <sup>22</sup> (-28.0)	205.1 (96.1)	498.2 (3435)	29.6 (473)	0.202 (0.845)	0.280
R-1234ze(E)	CF <sub>3</sub> CH = CHF	-2.1 <sup>22</sup> (-19.0)	232.2 (111.2)	518.7 (3576)	29.6 (473)	0.200 (0.836)	0.295
R-1234ze(Z)	CF <sub>3</sub> CH = CHF	48.3 <sup>22</sup> (9.0)	308.5 (153.6)	575.8 (3970)	29.6 (473)	0.217 (0.906)	0.333
R-1243zf	CF <sub>3</sub> CH = CH <sub>2</sub>	-13.3 <sup>9</sup> (-25.2)	222.0 (105.5)	542.5 (3740)	26.4 (423)	0.223 (0.934)	0.274

**Fig. 1.7: Principali tipologie di fluidi HFO e alcune loro caratteristiche in corrispondenza all'NBP -[7]**

I refrigeranti *HFO* presentano il doppio vantaggio di avere *ODP* nullo e valori di *GWP* estremamente bassi. Recentemente, per l'R1234ze(E) e l'R1234yf, sono stati ricalcolati nonostante i primi studi li avessero trovati pari rispettivamente a 6 e 4 [8], e sono risultati inferiori all'unità, cioè al potenziale di effetto serra della stessa anidride carbonica. Come fluidi risultano interessanti tanto per il condizionamento dell'aria nei veicoli quanto per i sistemi di refrigerazione.

La maggior parte degli studi riguarda le loro proprietà termodinamiche, che risultano essere molto simili a quelle dell'R134a, come da *Tabella 1.1*.

Refrigerante	MM [kg kmol <sup>-1</sup> ]	T <sub>c</sub> [K]	p <sub>c</sub> [bar]	ODP [-]	GWP [kg CO2 equiv.]
R134a	102	374,13	40,7	0	1430
R1234yf	114,042	367,85	33,82	0	<1
R1234ze(E)	114,04	382,55	36,36	0	<1

**Tab. 1.1: Proprietà R134a, R1234yf, R1234ze(E)**

I candidati con maggiori possibilità d'impiego sono l'R1234ze(E) (GWP<1), il cui comportamento in vaporizzazione con deflusso verrà analizzato nel seguito, e l'R1234yf (GWP<1); essi presentano caratteristiche di infiammabilità, tuttavia l'energia di innesco richiesta è molto alta rispetto ad altri refrigeranti, al punto da permetterne la classificazione nella categoria A2L [9].

La compatibilità con oli e materiali sembra promettente e va sottolineato che le performance rispetto al refrigerante che viene sostituito possono essere anche migliori previa progettazione opportuna dei componenti e modifiche del sistema, come mostrato in un lavoro di Zilio et al. [10].

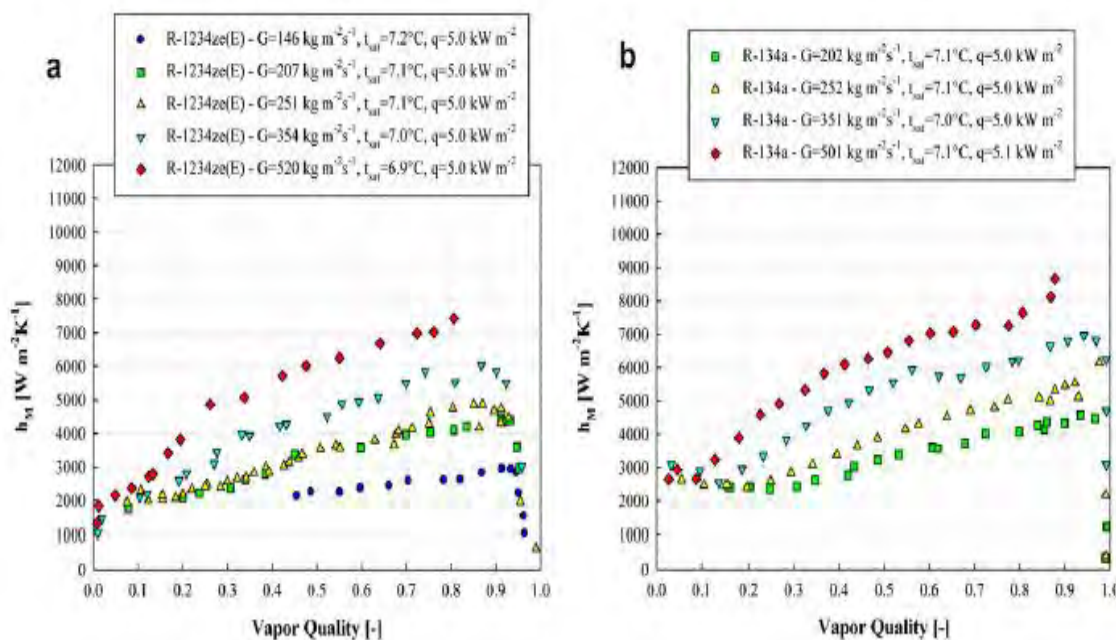
Così come avvenne per la transizione da R12 a R134a, anche il passaggio da quest'ultimo ad altri sostituti richiederà molti anni, con i primi cambiamenti indispensabili introdotti fin da subito (come la necessità di riprogettare e ridimensionare gli scambiatori), e poi altri valutati man mano.

Infine bisogna comunque sottolineare che, in un'ottica di attenzione alla problematica dell'effetto serra, l'ottimizzazione delle proprietà del refrigerante deve essere affiancata da un analogo procedimento per le caratteristiche del ciclo. Infatti non è sufficiente che il fluido abbia potenziale di effetto serra più basso possibile, bisogna anche valutare le inevitabili perdite in atmosfera esprimibili in [kg anno<sup>-1</sup>] e i consumi di energia del circuito nel suo complesso, poiché a questi corrispondono ulteriori emissioni di gas serra in termini di energia primaria. In tal senso lo studio in sede sperimentale delle perdite di carico nonché dei coefficienti di scambio termico è di fondamentale importanza nella progettazione poiché entrambi posseggono una diretta implicazione nell'energia consumata, nella portata di refrigerante utilizzata, nella carica dello stesso e, in ultima analisi, nell'impatto ambientale.

### 1.5 R134a vs. R1234ze(E)

In un lavoro di Mauro et al. [11], si pongono a confronto il fluido oggetto del presente lavoro di tesi con quello che dovrà sostituire. Le condizioni sono le seguenti: tubo liscio orizzontale, diametro interno di 6 mm, riscaldamento elettrico, temperatura di saturazione di 7 °C per entrambi.

L'R1234ze(E) sarebbe preferibile all'R1234yf, mentre rispetto al R134a i coefficienti di scambio termico sono abbastanza simili, mostrando lo stesso andamento al variare del titolo; nelle peggiori condizioni alla portata specifica più bassa quelli dell'R1234ze(E) sono fino al 33% più bassi di quelli dell'R134a ma si avvicinano all'aumentare della portata specifica. Inoltre il titolo di *dryout* dell'R1234ze(E) è inferiore. Tutte queste osservazioni si possono effettuare sulla base dei coefficienti di scambio termico dei grafici di *Figura 1.8 e 1.9*: nel primo sono riportati quelli nelle condizioni di  $T_{sat}=7\text{ °C}$  e  $q=5\text{ kW m}^{-2}$ , a sinistra per l'R1234ze(E) e a destra per l'R134a, nel secondo invece il flusso termico specifico è pari a  $q=20\text{ kW m}^{-2}$  e si può notare un incremento fino al 10% dei coefficienti di scambio.



**Fig.**

**1.8: HTC in funzione di  $x$  per R134a e R1234ze(E) fluenti in un tubo liscio orizzontale, diametro 6mm,  $T_{sat}=7\text{ °C}$ , riscaldamento elettrico, varie  $G$ ,  $q=5\text{ kW m}^{-2}$  -[11]**

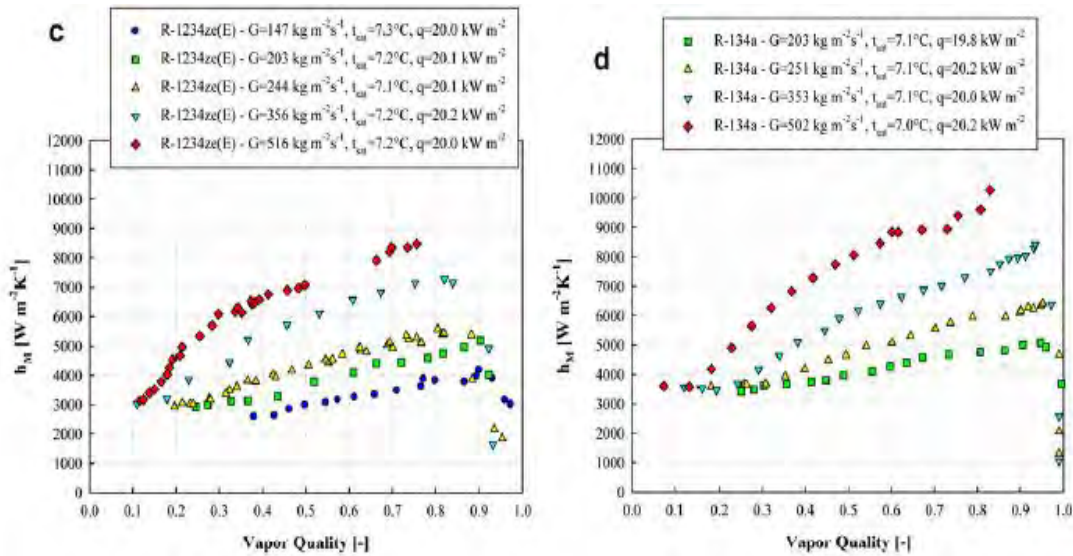


Fig.

1.9: HTC in funzione di  $x$  per R134a e R1234ze(E) fluenti in un tubo liscio orizzontale, diametro 6mm,  $T_{sat}=7^\circ\text{C}$ , riscaldamento elettrico, varie  $G$ ,  $q=20\text{ kW m}^{-2}$  -[11]

Invece le perdite di carico dell'R1234ze(E) (Figura 1.10) sono leggermente più alte, fino ad una punta del +12%. Il comportamento al variare del titolo di queste è analogo (con una crescita), lo stesso dicasi per la dipendenza dalla portata specifica (forte crescita) e per quella dalla temperatura di saturazione (il cui aumento fa calare il gradiente di pressione).

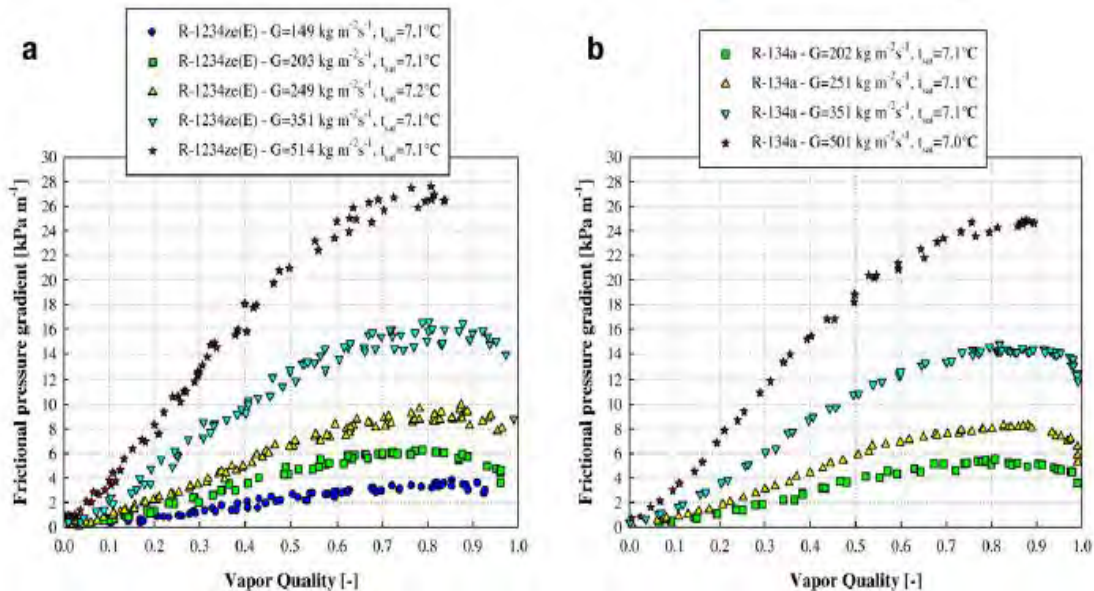


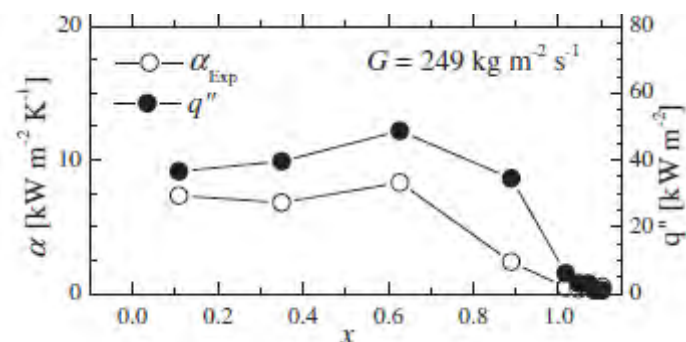
Fig.

1.10: Perdite di carico in funzione di  $x$  per i due fluidi al variare di  $G$  con  $T_{sat}=7^\circ\text{C}$  -[11]

In uno studio di Hossain et al. [12], nel caso di *flow boiling* con fluido riscaldato da acqua in controcorrente tubo in tubo,  $d_h=4,35\text{ mm}$ , i coefficienti di scambio termico

dell'R1234ze(E) hanno il solito andamento con un massimo al variare del titolo, mentre non risultano molto influenzati dalla temperatura di saturazione (all'aumentare della quale comunque si registra un leggero incremento) e si aggirano intorno a  $5\text{-}10 \text{ kW m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  per  $G=200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ; inoltre le correlazioni usate dimostrano buona concordanza con i dati sperimentali, soprattutto nel caso in cui domini il meccanismo di scambio termico convettivo (come per l'R1234ze(E)); nel caso di altri fluidi come R32 ed il R410A in cui domina l'ebollizione nucleata, alcune correlazioni, come quella di *Gungor* e *Winterton*, dove è presente un fattore di soppressione legato al coefficiente di scambio dovuto all'ebollizione, tendono a sottostimare il valore reale.

Nel grafico di *Figura 1.11*, estratta da [12], si può notare l'andamento dei coefficienti di scambio termico al variare del titolo per l'R1234ze(E) nel caso di flusso termico come variabile dipendente (tubo in tubo con acqua che riscalda il fluido che scorre nel tubo interno liscio di diametro idraulico 4,35 mm).



**Fig. 1.11: Andamento degli HTC con  $x$  per R1234ze(E) con  $q$  variabile dipendente in un tubo liscio -[12]**

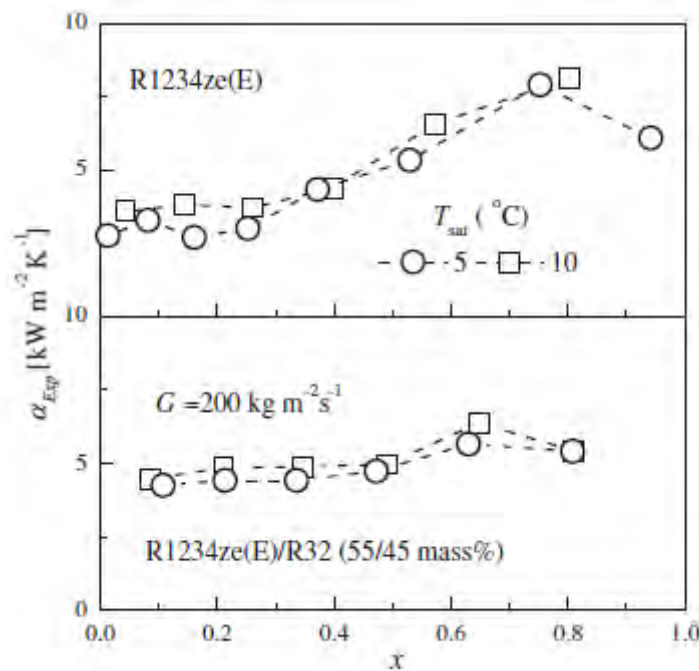
Confrontando i due fluidi, si vede che si trovano valori simili nelle medesime condizioni operative, come confermato anche dal resto della letteratura, quindi si può concludere che, almeno per questa geometria, non vi sono differenze sostanziali nelle performance dei due fluidi in vaporizzazione.

Vi sono altri studi in merito a questo refrigerante di ultima generazione che traggono varie conclusioni: per esempio Tibirica et al. [13] mostrano come in *flow boiling* in tubi lisci di  $d_h=1$  e  $2,2$  mm i coefficienti di scambio termico e i flussi termici critici sono molto simili tra l'R1234ze(E) e il R134a; nel caso di *pool boiling* (Thome e Rooyen, [14]), i coefficienti di scambio termico sono maggiormente influenzati dal fluido e dal

flusso termico specifico, mentre ciò non vale per la temperatura di saturazione e il tipo di tubo.

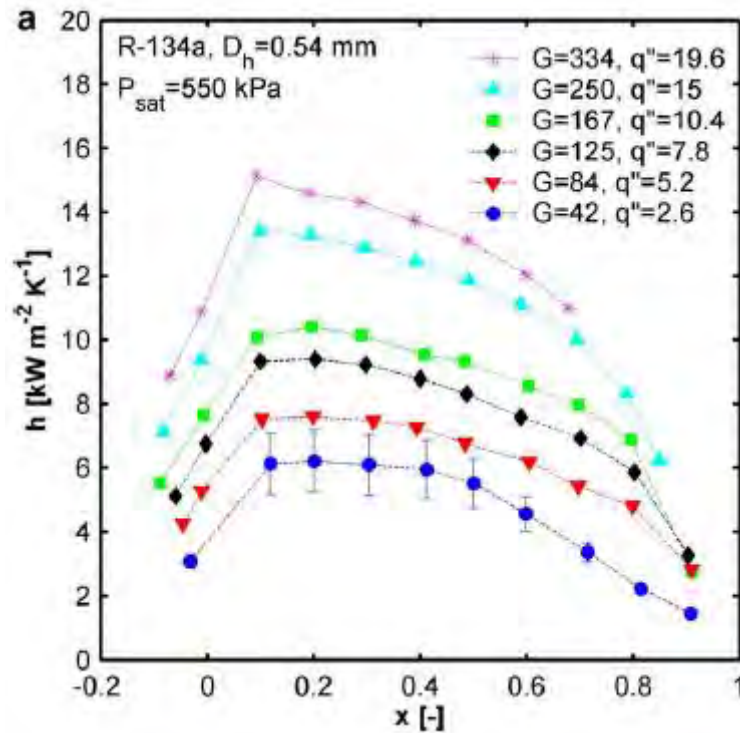
Nel caso di deflusso verso l'alto in canali con  $d_h=1,4$  mm e flusso termico come variabile dipendente [15], i coefficienti di scambio termico all'inizio crescono per la generazione di bolle isolate, poi rimangono abbastanza piatti o addirittura diminuiscono con l'avvento del regime di coalescenza delle bolle, infine tornano ad aumentare con regime anulare al crescere del titolo fino alla crisi termica.

Sempre per avere un'idea degli ordini di grandezza coinvolti, per l'R1234ze(E) in queste condizioni di lavoro a  $T_{sat}=45$  °C,  $G=100$  kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup> e con flussi termici specifici attorno ai 40 kW m<sup>-2</sup> anche se in modo variabile, i coefficienti di scambio passano da meno di 500 fino a 5000 W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>. Aumentano inoltre con la temperatura di saturazione e l'effetto è tanto più marcato quanto minore è il diametro idraulico, ciò è dovuto a due ragioni: da un lato all'aumentare della temperatura di saturazione il calore latente di vaporizzazione  $Q_{lat}$  [J kg<sup>-1</sup>] diminuisce, e questo porta il film liquido a far evaporare più refrigerante per dissipare lo stesso calore (e quindi diventando più sottile offre coefficienti di scambio più elevati); dall'altro la conducibilità termica aumenta (e ciò facilita ancora di più le performance di trasmissione del calore).



**Fig. 1.12: Andamento degli HTC al variare della temperatura di saturazione per R1234ze(E) e una sua miscela con  $q$  variabile dipendente come da Figura 1.11 -[12]**

In *Figura 1.12*, tratta da [12], si può notare che, nel caso dell'R1234ze(E), aumentando la temperatura di saturazione i coefficienti di scambio termico crescono, così come il titolo di *dryout*.



**Fig. 1.13: Andamento degli HTC al variare della pressione di saturazione -[16]**

Come da [16], si ha una nuova conferma della crescita dei coefficienti di scambio termico con la pressione di saturazione (*Figura 1.13*), nel caso di R134a in vaporizzazione all'interno di microcanale con  $d_h=0,54$  mm.

In ebollizione nucleata tale effetto può essere spiegato ricordandosi che la differenza tra la temperatura di parete e quella di saturazione è pari a:

$$T_{wall} - T_{sat} = \frac{\partial T}{\partial p} \left( \frac{2\sigma}{a} \right) \quad (1.16)$$

I termini  $\frac{\partial T}{\partial p}$  e  $\sigma$  calano con la pressione e dunque la differenza tra la temperatura di saturazione parete e di saturazione diminuisce, contribuendo ad aumentare i coefficienti di scambio termico.

L'effetto della portata di refrigerante è tale per cui:



- a titoli bassi all'inizio dell'ebollizione i coefficienti di scambio termico sono molto simili a portate specifiche diverse;
- a titoli più alti i valori si discostano di più evidenziando il manifestarsi della convezione forzata bifase.

### 1.6 LE CORRELAZIONI RIGUARDANTI LA VAPORIZZAZIONE

In letteratura si trovano numerosissime correlazioni per deflusso in vaporizzazione, alcune delle quali utilizzate nel presente lavoro.

Una loro possibile suddivisione è quella in base al parametro che si propongono di calcolare, anche se a loro volta risultano valide solo in determinate condizioni:

- per quanto riguarda i coefficienti di scambio termico, tra quelle che hanno fatto la storia del *flow boiling* (riportate tutte in [17]) vi sono quelle di *Gungor* e *Winterton* [18], di *Chen* [19] (in cui vi è la considerazione delle due componenti di ebollizione nucleata e convezione forzata bifase) e quella di *Shah* (utilizzabile sia in forma numerica che grafica) [20], che fa ricorso ai numeri di ebollizione  $Bo$  e della convezione  $Co$  e  $N$  per selezionare quale delle due prevalga;
- per le perdite di carico sono famose quelle di *Friedel* [21], *Zhang* [22] e *Müller-Steinhagen e Heck* [23]; va sottolineato come lo studio delle perdite di carico possa essere eseguito sia utilizzando un modello di deflusso omogeneo che usandone uno di deflusso a fasi separate.

### 1.7 SUPERFICIE NANOSTRUTTURATA

In precedenza sono stati esposti i fattori che favoriscono il fenomeno dell'ebollizione nucleata. In base all'applicazione studiata può capitare di essere in grado di agire liberamente su alcuni di questi mentre si è costretti a trascurarne altri. Un esempio è il caso del raffreddamento di componenti elettronici, che deve avvenire a una temperatura fissata (differente da componente a componente) e, poiché per poter sfruttare l'ebollizione nucleata con un fluido puro o una miscela azeotropica si deve

operare nel campo bifase, si ha che la pressione è dettata dal valore della temperatura e dal fluido scelto.

Seguendo quest'ottica sono state proposte superfici nanostrutturate per migliorare il fenomeno dello scambio termico. Esse sono costituite da normali superfici su cui, tramite varie lavorazioni possibili, vengono "sparate" delle microparticelle di una o più differenti grandezze dello stesso materiale del resto della parete. Si ottiene così un'area "rugosa e frastagliata" e ricca di incavi che favoriscono la nucleazione. Nel caso del presente lavoro le particelle avevano lunghezza caratteristica media pari a 50  $\mu\text{m}$ .

Nelle figure seguenti si può vedere la superficie nel dettaglio e inserita all'interno del supporto.

Tramite questo trattamento la parete, aiutando la nucleazione, favorisce lo scambio termico per diversi motivi:

- l'area di scambio risulta maggiore;
- aumenta la rugosità della superficie e quindi è richiesta una minore differenza tra la temperatura di parete e quella di saturazione perché inizi la nucleazione;
- l'aumento di rugosità porta ad avere un numero di siti di nucleazione attivi molto maggiore rispetto a una superficie liscia;



**Fig. 1.14: Dettaglio nanostruttura 1**

- dato il numero maggiore di siti presenti sulla stessa area risulta ovvio che questi daranno luogo a più bolle di dimensione minore, la turbolenza che verrà a crearsi sarà quindi maggiore e la temperatura del fluido più uniforme, tutto ciò rende più difficile raggiungere il *dryout* o passare all'ebollizione a film e favorisce il raggiungimento della parete da parte di altro liquido dopo il distacco della bolla;
- dopo lo spegnimento dell'impianto è più facile che del vapore rimanga intrappolato nelle cavità favorendo poi l'inizio del processo al riavvio.

Queste superfici risultano essere idrofiliche e per questo motivo il refrigerante tende a bagnare interamente la superficie. Come si è visto in precedenza, per l'attivazione del sito di nucleazione è necessaria una determinata quantità di vapore, che per effetto della idrofilicità non è sempre presente perché sostituita da liquido. In queste condizioni solo pochi siti risultano attivi e quindi si presenta un certo ritardo nell'attivazione della superficie. Al crescere del titolo (quindi all'avvicinarsi del *dryout*) e della temperatura si instaurano dei moti delle fasi del fluido che attivano ulteriori (numerose) siti di nucleazione aumentando esponenzialmente lo scambio termico: sperimentalmente si è vista una diminuzione di 4-5 °C della temperatura di parete su valori di poco superiori ai 30 °C.



**Fig. 1.15: Dettaglio nanostruttura 2**

Il problema principale che questa soluzione presenta è l'attivazione o meno della superficie. Come più ampiamente esposto in seguito, dalle prove in laboratorio si è visto che può capitare che la superficie si attivi tutta subito, che lo faccia man mano o che proprio non lo faccia, nemmeno quando viene raggiunto il *dryout* e si debba intervenire con un'attivazione forzata riducendo la pressione del sistema. Questo fenomeno deve quindi essere oggetto di approfondite sperimentazioni in fase applicativa, specie per componenti che non possono subire grossi sbalzi termici.



**Fig. 1.16: Superficie inserita nel supporto**

## 2. L'APPARATO SPERIMENTALE E LA RIDUZIONE DEI DATI

### 2.1 L'APPARATO SPERIMENTALE

L'apparato sperimentale è situato presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova; consta sostanzialmente di un circuito principale e 3 circuiti ausiliari (come da *Figura 2.1*):

- il circuito principale del refrigerante, chiuso ad anello, è composto da un filtro disidratatore posto a protezione della pompa di circolazione (del tipo ad ingranaggi, non necessita di lubrificazione, condotta da un motore trifase a 4 poli collegato ad inverter, in modo da poter modificare la velocità di rotazione), un evaporatore e surriscaldatore, un precondensatore tubo in tubo per ottenere il titolo voluto all'ingresso della schiuma, la sezione di prova, un postcondensatore, un regolatore di pressione collegato ad un circuito pressurizzato ad aria per fissare la pressione di riferimento, un misuratore di portata basato sull'effetto Coriolis, altre valvole di bypass e di controllo;
- il circuito secondario dell'acqua fredda prodotta tramite chiller (fino ad una temperatura minima di 5°C), che rifornisce il precondensatore all'ingresso della sezione di prova, con pompa di circolazione, misuratore di portata elettromagnetico e valvola di regolazione;
- il circuito secondario dell'acqua fredda di pozzo (temperatura tra 15 e 18°C), che alimenta il postcondensatore, uno scambiatore a piastre in controcorrente (con acqua che scorre in senso ascendente e fluido refrigerante in senso opposto) che ha lo scopo di far condensare completamente e sottoraffreddare il fluido per non avere vapore all'ingresso della pompa del circuito primario;
- il circuito secondario dell'acqua calda riscaldata tramite boiler elettrico (potenza massima pari a 5 kW), costituito da 3 resistenze da 1,7 kW ciascuna, di cui solo una regolabile (le altre 2 sono del tipo on/off), che alimenta l'evaporatore-surriscaldatore, questo circuito è dotato di vaso di espansione, pompa, misuratore di portata e di pressione, valvola di regolazione.

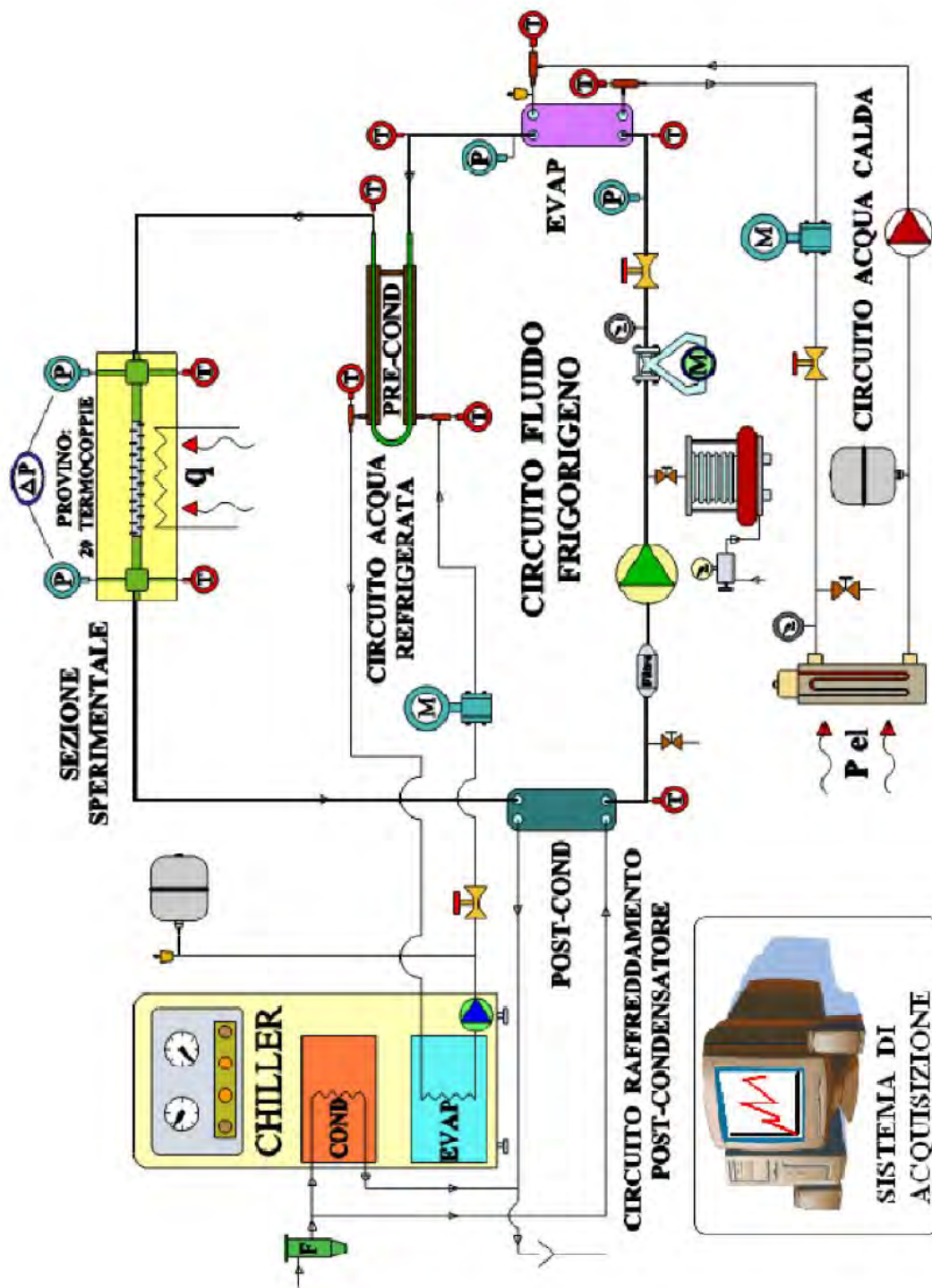
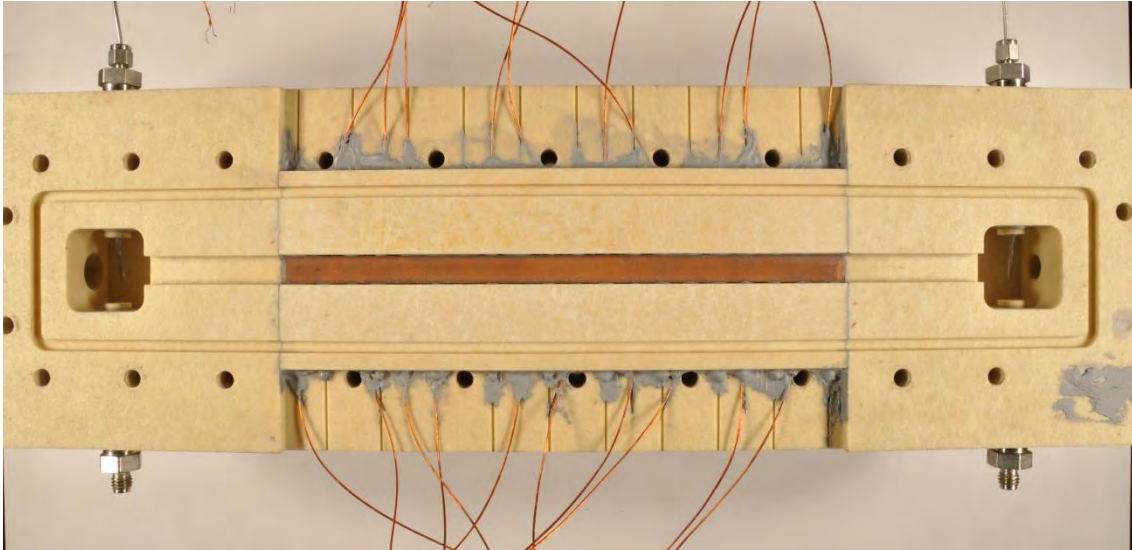


Fig. 2.1: Schema dell'impianto



**Fig. 2.2: Sezione di prova in fase di assemblaggio**

La sezione di prova è stata realizzata partendo da un parallelepipedo di Misoglass (materiale risultante da una combinazione di fibra di vetro e resina epossidica speciale, di dimensioni di 440x130x50 mm), in cui è stata ricavata una cava di dimensioni 10x22x200 mm per alloggiare i provini (identici in tutto eccezion fatta che per la superficie che viene a contatto con il fluido). Nella parte di cava lasciata libera dal provino (che costituisce sostanzialmente un canale) fluisce il refrigerante. Il canale è rettangolare ed è riscaldato alla base in maniera uniforme da una potenza elettrica in corrente continua, superiormente è chiuso da un vetro resistente ad alte pressioni (la solidità è garantita fino a 30 bar) che consente la visualizzazione diretta del deflusso, particolarmente utile in questo lavoro perché verranno effettuate riprese con una telecamera ad alta velocità.

Si riporta in *Figura 1.1* lo schema complessivo di tutto l'impianto, comprensivo dei 3 circuiti ausiliari e di quello principale

Da *Figura 2.2* si può osservare la sezione di prova dall'alto in fase di assemblaggio, con le varie termocoppie sui due lati, il condotto, il provino di rame.

Le caratteristiche principali del provino sono illustrate in *Tabella 2.1*.

Tipologia e materiale	Rame elettrolitico
Dimensioni [mm]	200x10x5
Lunghezza media granuli [ $\mu\text{m}$ ]	50

**Tab. 2.1: Caratteristiche provino**

Gli scambiatori di calore sono del tipo:

- a piastre per il postcondensatore e per l'evaporatore (entrambi in AISI 316);
- tubo in tubo per il precondensatore (tubo esterno in ottone, interno in rame).

Tutti gli scambiatori, la stessa sezione di prova e i tratti di tubazione sono stati isolati con materiale di conducibilità pari a  $0,04 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ , al fine di poter rendere trascurabili le perdite di calore verso l'esterno (evitando così errori nei bilanci di energia e nelle misure).

La regolazione dell'impianto varia a seconda della grandezza fisica che si desidera variare; per esempio per modificare:

- la portata specifica, si agisce solitamente sul numero di giri della pompa di circolazione del refrigerante, oppure sulla valvola di regolazione della portata del circuito principale;
- la pressione del sistema, si interviene sul regolatore di pressione collegato alla camera d'aria;
- il titolo, si modificano la temperatura dell'acqua fredda prodotta dal chiller e/o la sua portata;
- la potenza elettrica, si interviene sull'alimentatore variando corrente e tensione.

L'avvio dell'impianto prevede, nell'ordine, apertura della valvola dell'acqua di pozzo che va al chiller, accensione dell'interruttore della pompa del refrigerante, del KAYE (un punto di riferimento a  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  per le termocoppie), avviamento del chiller, avviamento della pompa del refrigerante. Solo alla fine si procede all'accensione della resistenza scaldante della base della sezione di prova, infatti bisogna aspettare che la portata di refrigerante vada a regime, per evitare che in presenza di eventuali instabilità le temperature di parete raggiungano valori inaccettabili.

Lo spegnimento dell'impianto parte innanzitutto dall'azzeramento della potenza elettrica fornita alla sezione e dalla vaporizzazione del refrigerante contenuto nella sezione di prova per evitare che in quest'ultima sia contenuto liquido quando poi si andrà ad intercettarla ad impianto fermo.

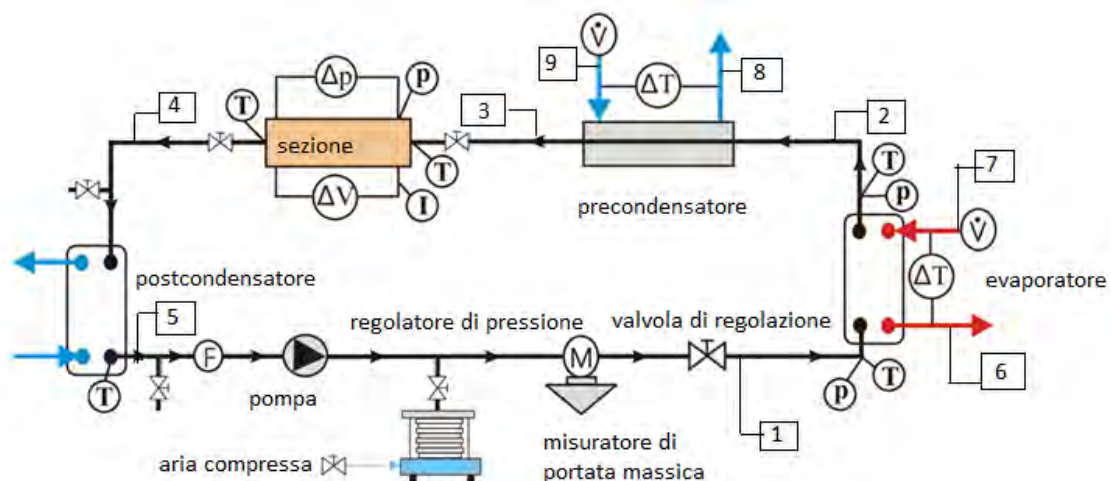


In seguito si spegne il chiller, si isola la sezione con le due valvole a monte e a valle, si spengono gli interruttori del KAYE e del quadro elettrico generale, si sfiata il polmone di pressurizzazione, si chiude la valvola dell'acqua di pozzo.

Una descrizione dettagliata dell'impianto, della sua regolazione, avviamento e spegnimento viene effettuata in [24].

In *Figura 2.3* è riportato lo schema del circuito principale nel dettaglio, con l'indicazione della numerazione scelta per contrassegnare i vari punti di interesse del circuito stesso.

Il refrigerante (come da *Figura 2.3*) entra nella sezione di prova (punto 3) a titolo e portata specifici noti, va poi incontro a vaporizzazione per mezzo di riscaldamento dalla base a potenza elettrica in corrente continua, attraversa la schiuma (il canale di deflusso è rettangolare con dimensioni di 10 mm di base per 5 mm di altezza e la sezione è lunga 200 mm) ed esce in 4, viene condensato e da 5 entra nuovamente nella pompa, nel misuratore di portata, viene vaporizzato e surriscaldato, entra nel precondensatore in 2 e di nuovo nella sezione di prova.



**Fig. 2.3: Schema del circuito del fluido refrigerante, con indicata la numerazione dei vari punti di interesse**

Vengono effettuate misure di:

- temperatura e pressione all'ingresso e all'uscita della sezione di prova;
- perdite di carico attraverso quest'ultima;

- temperature di parete (con l'ausilio di 20 termocoppie) alla base della schiuma appositamente forata lungo la sezione;
- portata massica di refrigerante e volumetrica di acqua all'evaporatore e al precondensatore;
- differenza di temperatura dell'acqua tra ingresso e uscita al precondensatore e all'evaporatore con termopile;
- tensione e corrente elettrica in continua al riscaldatore elettrico.

L'acquisizione dei dati sperimentali viene effettuata per mezzo del software Labview **[25]**, poi il file ottenuto viene trasposto in formato ".xlsx" **[26]** per poter eseguire le opportune elaborazioni: in particolare il foglio di partenza contiene 42 colonne (in cui sono presenti i suddetti valori utili di temperatura, pressione nei vari punti del circuito, portate, ecc.) e ogni riga corrisponde alla registrazioni di altrettante variabili in un dato secondo (la frequenza di campionamento dei dati è scelta pari a 1 Hz, si potrebbe comunque adottarne altre differenti). Poiché le misure si sono protratte per molti giorni, alla fine si sono ottenute decine di migliaia di righe, tuttavia di queste righe vengono presi blocchi di 50 valori da mediare, blocchi di valori corrispondenti a istanti in cui era osservata una certa stabilità dei vari parametri nel tempo unitamente alle condizioni di funzionamento ricercate. Bisogna infatti ricordare che per studiare l'influenza delle principali variabili (come flusso termico, titolo, portata specifica) sui vari parametri di interesse (come i coefficienti di scambio termico) è opportuno effettuare variazioni della portata del refrigerante, della potenza elettrica, delle temperature dell'acqua prodotta dal chiller, ecc. e tutto questo richiede tempo affinché i valori misurati che compongono le varie colonne si assestino (in modo da avere misure affidabili da sottoporre a elaborazione dati).

Durante l'acquisizione si registrano i valori delle righe corrispondenti alle varie situazioni (caratterizzate da precisi valori di portata specifica, titolo e flusso termico specifico) in cui temperature e pressioni si sono stabilizzati; dal file Labview **[25]** si copiano in Excel **[26]** i blocchi di 50 misure corrispondenti, successivamente si effettua l'elaborazione. Inoltre, poiché per il calcolo delle proprietà termodinamiche è necessario ricorrere a Refprop 9.1 **[27]**, questo programma è stato interfacciato con il foglio Excel in modo da automatizzare l'elaborazione dei dati stessi.

Il risultato dell'elaborazione dei dati, oltre al calcolo dei coefficienti di scambio termico e dei gradienti di pressione, è rappresentato da:

- studio incrociato delle relazioni tra le variabili (per esempio coefficienti di scambio al variare del titolo medio e, nello stesso grafico, anche delle portate specifiche o dei flussi termici);
- calcolo della propagazione degli errori dalle misure (di cui le incertezze sono note) ai valori calcolati con formule;
- calcolo del rapporto tra i valori dei coefficienti di scambio e delle perdite di carico per superficie liscia e nanostrutturata assieme ad uno studio incrociato dei rapporti tra i due casi al variare dei parametri;
- come cambiano le relazioni tra le variabili cambiando i fluidi refrigeranti utilizzati;
- ricerca di correlazioni.

## 2.2 RIDUZIONE DEI DATI

Due parametri importanti nello studio delle performance di scambio termico sono:

- il flusso termico specifico  $q$  fornito alla schiuma tramite la resistenza elettrica, calcolato come rapporto tra potenza  $P_{el}$  [W] (ossia il prodotto della tensione per la corrente in continua, (2.3)) e l'area di base della schiuma (di dimensioni 200 mm di lunghezza per 10 mm di larghezza), secondo l'equazione (2.1);

$$q = \frac{P_{el}}{A_{base}} \quad (2.1)$$

- la portata di massa specifica, data dal rapporto tra la portata di refrigerante e la sezione di passaggio, secondo la (2.2)

$$G = \frac{\dot{m}_{ref}}{A_{canale}} \quad (2.2)$$

Tuttavia non tutta la potenza elettrica è utile per calcolare il coefficiente di scambio, poiché una parte ( $q_{LOSS}$ ) viene dispersa; si è visto sperimentalmente che si può correlare quest'ultima alla temperatura di parete media  $T_{wallm}$  secondo una relazione di dipendenza lineare (diversa per le due sezioni), come indicato in (2.3a,b) rispettivamente nel caso di parete liscia o nanostrutturata:

$$q_{TS\text{sliscia}} = P_{el} - q_{LOSS} = VI - (0.2475T_{wallm} - 3.9678) \quad (2.3a)$$

$$q_{TS\text{nano}} = P_{el} - q_{LOSS} = VI - (0.1235T_{wallm} - 2.6114) \quad (2.3b)$$

Partendo dal calore fornito al precondensatore  $q_{pc}$ , tramite un bilancio al primo principio della termodinamica e assumendo che esso venga totalmente assorbito dal fluido frigorifero (il che equivale a considerare il precondensatore stesso adiabatico verso l'esterno), si ricava l'entalpia all'ingresso della sezione di prova  $h_3$ , secondo la (2.4):

$$h_3 = h_2 - \frac{q_{pc}}{\dot{m}_{ref}} \quad (2.4)$$

In questa il calore fornito al precondensatore  $q_{pc}$  può essere sua volta ottenuto tramite un bilancio di energia lato acqua fredda in quanto sono note la portata di acqua  $\dot{m}_{wpc}$  e le temperature di ingresso e di uscita lato acqua fredda (rispettivamente indicate come  $T_8$  e  $T_9$ ), come da (2.5):

$$q_{pc} = \dot{m}_{wpc} * c_{pw} * \Delta T_w = \dot{m}_{wpc} * c_{pw} * (T_8 - T_9) \quad (2.5)$$

le 20 termocoppie collocate in altrettanti fori alla base della sezione misurano i valori di temperatura di parete utili per calcolare la temperatura di parete media secondo la (2.6), che serve per la definizione del coefficiente di scambio termico.

$$T_{wallm} = \frac{\sum_{i=1}^{20} T_{wi}}{20} \quad (2.6)$$

Una volta noto il valore dell'entalpia all'ingresso e della pressione  $p_3$ , si ricavano, tramite il programma RefProp [27], le entalpie del liquido e del vapore saturo (rispettivamente  $h_{L3}$  e  $h_{V3}$ ); ciò permette di ottenere il titolo all'ingresso  $x_3$  secondo la (2.7):

$$x_3 = \frac{h_3 - h_{L3}}{h_{V3} - h_{L3}} \quad (2.7)$$

Con l'ausilio di un altro bilancio energetico applicato tra ingresso e uscita della sezione di prova, utilizzando il calore  $q_{TS}$  scambiato calcolato precedentemente (con la (2.3)), si ottiene anche l'entalpia all'uscita  $h_4$ , secondo la (2.8):

$$h_4 = h_3 + \frac{q_{TS}}{\dot{m}_{ref}} \quad (2.8)$$

Analogamente a quanto fatto nel caso della (2.7), si ottiene il titolo all'uscita  $x_4$  con la (2.9):

$$x_4 = \frac{h_4 - h_{L4}}{h_{V4} - h_{L4}} \quad (2.9)$$

Una volta noti i due titoli è possibile calcolare il titolo medio ( $x_{medio}$ ) con la (2.10), che verrà abbinato al corrispondente coefficiente di scambio termico per quella data misura, in modo da studiare l'evoluzione delle prestazioni di scambio termico al variare di parametri quali il flusso termico o la portata specifici:

$$x_{medio} = \frac{x_3 + x_4}{2} \quad (2.10)$$

Un'altra variabile di interesse per l'elaborazione dei dati è la temperatura media di saturazione, ricavata secondo la (2.11), in cui le temperature di saturazione all'ingresso ( $T_{sat}(p_3)$ ) e all'uscita ( $T_{sat}(p_4)$ ) sono state ricavate da Refprop [27] noti i valori all'ingresso  $p_3$  e all'uscita  $p_4$  (ricavata indirettamente secondo la (2.12) dalla  $p_3$  e dal differenziale di pressione tra ingresso e uscita  $\Delta p = p_3 - p_4$ ):

$$T_{satm} = \frac{T_{sat}(p_3) + T_{sat}(p_4)}{2} \quad (2.11)$$

$$p_4 = p_3 - \Delta p \quad (2.12)$$

dove  $\Delta p$  è la caduta di pressione nella sezione sperimentale.

Infine si può calcolare il coefficiente di scambio termico  $HTC$  secondo la (2.13):

$$HTC = \frac{q_{TS}}{A_{base}(T_{wallm} - T_{satm})} \quad (2.13)$$

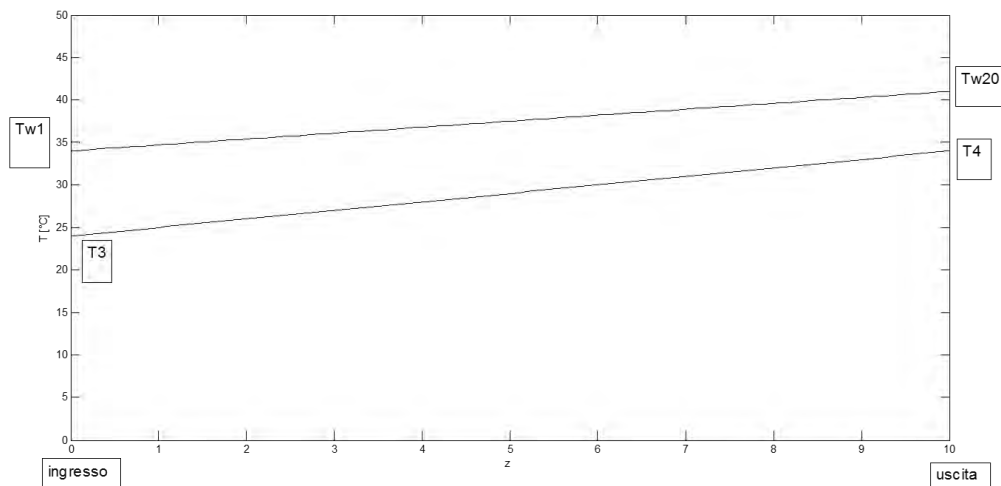
Quanto detto finora è valido per le prove in regime bifase. I coefficienti di scambio termico in regime monofase sottoraffreddato vengono calcolati secondo la (2.14):

$$(HTC)_{sottoraffreddato} = \frac{Q_{net}}{A_{base} * \Delta T_{ml}} \quad (2.14)$$

Dove il parametro  $\Delta T_{ml}$ , differenza media logaritmica delle temperature, si ricava come da (2.15) considerando la prima e l'ultima termocoppia e la temperatura del refrigerante all'ingresso e all'uscita:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{w1} - T_3) - (T_{w20} - T_4)}{\ln\left(\frac{T_{w1} - T_3}{T_{w20} - T_4}\right)} \quad (2.15)$$

Essendo lo studio in campo monofase e le variazioni di temperatura (e con esse di proprietà) non eccessive, la sezione può venire analizzata per intero senza il bisogno di scomporla: il metodo di scambio è sempre il medesimo e il coefficiente di scambio non presenta forti variazioni.



**Fig.**

#### 2.4: Definizione di $\Delta T_{ml}$

In *Figura 2.4* si può notare l'idea alla base della definizione di tale grandezza: l'andamento delle temperature sia del refrigerante che della parete lungo la coordinata assiale  $z$  consente la definizione di un coefficiente di scambio medio sulla base della differenza media logaritmica delle temperature agli estremi (in analogia alla differenza di temperatura  $\Delta T$  così come è stata definita nel caso di scambio bifase).

### 2.3 INCERTEZZA ESTESA DEI PARAMETRI STIMATI

In *Tabella 2.2* sono riportate le incertezze delle varie misure, da queste, tramite la teoria della propagazione degli errori riportata di seguito, è possibile risalire all'errore commesso sui parametri calcolati.

<b>Strumento o misura</b>	<b>Incertezza</b>
Termocoppie	$\pm 0.05$ K
Termopile	$\pm 0.03$ K
Potenza elettrica	$\pm 0.13\%$ lettura
Misuratore di portata massica	$\pm 0.10\%$ lettura
Misuratore di portata volumetrica	$\pm 0.25\%$ lettura
Trasduttore differenziale di pressione	$\pm 25$ Pa
Misuratore di pressione assoluta	$\pm 1950$ Pa
Proprietà da Refprop 9.1 quando non specificato	$\pm 1\%$

**Tab. 2.2: Incertezze di misura**

L'errore commesso su un certo parametro di cui non si conosce a priori l'incertezza poiché non misurato direttamente si calcola derivando l'espressione che ne permette di calcolare il valore rispetto alle variabili che la compongono.

Nel seguito si identifica con  $i$  l'incertezza e con argomento la grandezza di cui si vuole calcolare l'errore commesso.

L'errore sul coefficiente di scambio termico risulta:

$$\begin{aligned}
i(HTC) &= \sqrt{\left[\frac{\partial HTC}{\partial q_{TS}} i(q_{TS})\right]^2 + \left[\frac{\partial HTC}{\partial \Delta T} i(\Delta T)\right]^2} \\
&= \sqrt{\left[\frac{1}{A_{base} \Delta T} i(q_{TS})\right]^2 + \left[\frac{-q_{TS}}{A_{base} \Delta T^2} i(\Delta T)\right]^2}
\end{aligned} \tag{2.16}$$

A sua volta l'errore sul flusso termico effettivamente in ingresso nella sezione di prova si calcola sulla base degli errori commessi sulla potenza e sul flusso disperso, secondo la (2.17):

$$i(q_{TS}) = \sqrt{[i(P_{ei})]^2 + [i(q_{LOSS})]^2} \tag{2.17}$$

L'errore sulla potenza termica dissipata  $q_{LOSS}$  dipende da quello sulla temperatura media di parete secondo la (2.18), essendo le due variabili legate in base alla (2.3); quando si ha un prodotto per una costante quest'ultima si mantiene anche nell'espressione dell'errore:

$$i(q_{LOSSliscia}) = 0.2475 * i(T_{wallm}) \tag{2.18a}$$

$$i(q_{LOSSnano}) = 0.1235 * i(T_{wallm}) \tag{2.18b}$$

Invece l'errore sulla differenza tra le temperature di parete e di saturazione media è fornito dalla (2.19), trattandosi di una semplice differenza l'errore infatti è dato dalla radice quadrata della somma dei quadrati dei due errori:

$$i(\Delta T) = \sqrt{[i(T_{wallm})]^2 + [i(T_{satm})]^2} \tag{2.19}$$

A sua volta l'errore sulla temperatura di parete media è dato dall'errore commesso sulla temperatura misurata da una termocoppia di parete, diviso per la radice quadrata del numero di misure di cui si fa la media (nel caso in esame pari a 50).

$$i(T_{wallm}) = \frac{i(T_{wall})}{\sqrt{50}} \tag{2.20}$$



L'errore sulla temperatura di saturazione media è dato invece da:

$$i(T_{satm}) = T(p_{satm} + 1950Pa) - T_{satm} \quad (2.21)$$

Si ricorda infatti che la temperatura di saturazione media dipende dalla pressione di saturazione media tra ingresso e uscita come di seguito riportato:

$$T_{satm} = T(p_{satm}) \quad (2.22)$$

Un'altra variabile di interesse, funzionale al calcolo dell'incertezza sul titolo medio, è il calore fornito al precondensatore, il cui valore influenza le entalpie e quindi i titoli; l'incertezza ad essa collegata è espressa secondo la (2.23), nella quale rientrano errori su altri parametri (esplicitati in seguito):

$$\begin{aligned} i(q_{pc}) &= \sqrt{\left[ \frac{\partial q_{pc}}{\partial \dot{m}_{wpc}} * i(\dot{m}_{wpc}) \right]^2 + \left[ \frac{\partial q_{pc}}{\partial \Delta T_w} * i(\Delta T_w) \right]^2} \\ &= \sqrt{\left[ c_{pw}(T_8 - T_9) * i(\dot{m}_{wpc}) \right]^2 + \left[ \dot{m}_{wpc} * c_{pw} * i(\Delta T_w) \right]^2} \end{aligned} \quad (2.23)$$

L'errore commesso sulla differenza tra le temperature dell'acqua tra ingresso e uscita dal precondensatore è indicato in (2.24) e dipende dagli errori da cui sono affette le misure ricavate con termopila e termocoppia, come da *Tabella (2.2)*.

$$i(\Delta T_w) = \sqrt{[i(T_8)]^2 + [i(T_9)]^2} = \sqrt{[i(T_{termopila})]^2 + [i(T_{termocoppia})]^2} \quad (2.24)$$

L'incertezza legata alla portata massica di acqua nel precondensatore (equazione (2.25)) è data dall'incertezza della portata volumetrica misurata, come indicato da *Tabella (2.2)*, infatti, essendo espressa in [l h<sup>-1</sup>], è equivalente a [kg h<sup>-1</sup>], quindi numericamente portata volumetrica e massica coincidono:

$$i(\dot{m}_{wpc}) = 0,025\dot{V} \quad (2.25)$$

L'incertezza complessiva sulla portata di refrigerante è data da una formula analoga alla precedente, in cui al posto della portata di acqua  $\dot{m}_{wpc}$  compare quella di refrigerante  $\dot{m}_{ref}$ .

Per calcolare l'errore commesso sui titoli all'ingresso e all'uscita bisogna prima ricavare quelli collegati alle due entalpie, che dipendono a loro volta dagli errori commessi sul flusso termico al precondensatore e sulla portata di refrigerante, secondo le espressioni seguenti rispettivamente per i punti 3 e 4 di *Figura 2.3*:

$$i(h_3) = \sqrt{[i(h_2)]^2 + \left[\frac{1}{\dot{m}_{ref}} * i(q_{pc})\right]^2 + \left[\frac{q_{pc}}{\dot{m}_{ref}} * i(\dot{m}_{ref})\right]^2} \quad (2.26)$$

$$i(h_4) = \sqrt{[i(h_3)]^2 + \left[\frac{1}{\dot{m}_{ref}} * i(q_{TS})\right]^2 + \left[\frac{q_{TS}}{\dot{m}_{ref}} * i(\dot{m}_{ref})\right]^2} \quad (2.27)$$

Infine l'errore sul titolo di ingresso  $x_3$  si calcola come da (2.28), analogo è il caso di  $x_4$  (cambiano solo i pedici). In particolare si può notare la dipendenza dalle entalpie effettive del liquido e del vapore saturo, come suggerisce la definizione di titolo secondo la (2.7) e (2.8):

$$i(x_3) = \sqrt{\left[\frac{1}{h_{V3} - h_{L3}} * i(h_3)\right]^2 + \left[\frac{h_3 - h_{V3}}{(h_{V3} - h_{L3})^2} * i(h_{L3})\right]^2 + \left[\frac{h_3 - h_{V3}}{(h_{V3} - h_{L3})^2} * i(h_{V3})\right]^2} \quad (2.28)$$

dove  $u(h_{L3})$  e  $u(h_{V3})$  sono dati dalla Tabella 2.2 come 1% del valore medesimo, essendo ricavati da Refprop 9.1 [27].

Si arriva da ultimo al secondo risultato importante cercato, ossia l'incertezza sul titolo medio (2.29), che dipende da quelle presenti sui due titoli all'ingresso e all'uscita:

$$i(x_{mean}) = \frac{1}{2} \sqrt{i(x_3)^2 + i(x_4)^2} \quad (2.29)$$

Infine l'errore sul gradiente di pressione  $\frac{\Delta p}{L}$ :

$$i\left(\frac{\Delta p}{L}\right) = \frac{1}{L} \frac{25}{\sqrt{50}} \quad (2.30)$$

L'errore sul titolo medio è abbastanza elevato (ciò è dovuto al fatto che si trova alla fine della catena di propagazione degli errori) e vale 0,021 per entrambe le superfici. In *Tabella 2.3* si trovano i risultati del calcolo di propagazione degli errori per le tre variabili di interesse, ossia il coefficiente di scambio termico *HTC*, il titolo medio  $x_{medio}$  e il gradiente di pressione  $\frac{\Delta p}{L}$  per il fluido usato nei test, ossia l'R1234ze(E).

	$\dot{i}_{medio}$ liscia	$\dot{i}_{medio}$ nanostrutturata
<b>HTC</b>	1,39 %	2,19 %
$\frac{\Delta p}{L}$	125 Pa	125 Pa
$x_{medio}$	0,021	0.021

**Tab. 2.3: Valori di incertezza complessiva media con annessa deviazione standard di HTC, perdite di carico e  $x_{medio}$**



### 3. RISULTATI SPERIMENTALI DI R1234ze(E)

La fase sperimentale si limita a misurare e registrare portate di refrigerante e di acqua (nel pre e nel postcondensatore, all'evaporatore), flusso termico fornito, pressioni e temperature nei vari punti di interesse del circuito. Partendo da questi dati, come spiegato nel *Capitolo 2*, si ricavano indirettamente i coefficienti di scambio termico, i titoli e i gradienti di pressione.

Di seguito sono riportati i risultati dello studio per il fluido frigorifero analizzato nelle varie condizioni, sia in regime monofase che bifase.

Il titolo medio (indicativamente riscontrato a metà della sezione di prova) è solo indicativo: serve al confronto delle varie situazioni essendo in realtà variabile tra ingresso e uscita (anche se in modo lineare non avendo situazioni con liquido sottoraffreddato nella parte iniziale).

La variazione del titolo tra ingresso ed uscita è determinata solo dalle proprietà del refrigerante, dalla potenza elettrica fornita (anche se volendo precisare si potrebbe inserire al suo posto il flusso termico disperso  $q_{TS}$ ) e dalla portata del fluido stesso, secondo la (3.1), in base ad un semplice bilancio di primo principio:

$$\Delta x = \frac{q_{TS}}{\dot{m}_{wpc} Q_{lat}} \cong \frac{P_{el}}{GA_{canale} Q_{lat}} = \frac{q A_{base}}{GA_{canale} Q_{lat}} = \left( \frac{A_{base}}{A_{canale} Q_{lat}} \right) * \left( \frac{q}{G} \right) \quad (3.1)$$

Da questa equazione si può notare anche come la variazione di titolo dipenda (a temperatura di saturazione costante e a meno delle perdite termiche e di carico) solo dal rapporto tra il flusso termico specifico imposto e la portata specifica, quindi sarà alto a portate specifiche basse e flussi termici alti elevati e viceversa: in tutte le misure effettuate oscilla tra un minimo di 0,06 per  $G=200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$  e un massimo di 0,52 per  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q=100 \text{ kW m}^{-2}$ .

Poiché la potenza elettrica fornita è distribuita uniformemente lungo la base il titolo varia linearmente tra ingresso e uscita e il legame tra esso e la coordinata assiale  $z$  è pertanto lineare, secondo la (3.2):

$$\frac{z - z_3}{z_4 - z_3} = \frac{x - x_3}{x_4 - x_3} \quad (3.2)$$

Da cui si esplicita, nella (3.3), la variabile cercata, ossia il titolo in funzione della posizione assiale, ponendo l'origine del riferimento in  $z_3$  e la differenza tra  $z_4$  e  $z_3$  pari ad  $L$ :

$$x(z) = x_3 + \frac{x_4 - x_3}{z_4 - z_3} (z - z_3) = x_3 + \left(\frac{\Delta x}{L}\right) (z) \quad (3.3)$$

Inoltre il titolo all'uscita può essere scritto come da (3.4):

$$x_4 = x_3 + \Delta x = x_3 + \frac{q_{TS}}{\dot{m}_{wpc} Q_{lat}} \quad (3.4)$$

Confrontando la (3.1) con la (3.4) si spiega anche il fatto per cui, nel caso di flussi termici elevati e portate basse, non si possono avere titoli medi troppo elevati: il titolo all'uscita, molto diverso da quello medio, crescerebbe troppo e si rischierebbe di avere vapore surriscaldato allo scarico se non addirittura nell'ultima parte della sezione. Tutto ciò comporterebbe problemi dovuti all'innalzamento eccessivo delle temperature di parete a causa del fenomeno di *dryout*.

Il coefficiente di scambio termico inserito nei grafici viene valutato utilizzando (oltre che il flusso termico specifico, costante lungo la sezione di prova) una temperatura di parete media e la temperatura di saturazione media. Un coefficiente di scambio termico viene definito locale in relazione al titolo se la variazione di quest'ultimo è piccola. Tuttavia si è visto come il titolo possa aumentare anche di 0.52, quindi il coefficiente di scambio, pur riferito ad un titolo medio, non può definirsi tale in quei casi. Dunque solo nei casi di portate basse e flussi termici elevati si parla di un coefficiente di scambio locale.

In base alle considerazioni effettuate nel *Capitolo 1*, l'industria dei refrigeranti è al lavoro per produrre fluidi con buone proprietà che presentino anche elevata compatibilità ambientale: si rende infatti sempre più necessario trovare un valido sostituto al diffusissimo R134a in base agli accordi europei di riduzione dell'effetto serra. In particolare una promettente alternativa sembra essere l'R1234ze(E). Compito della presente tesi è quello di individuare i comportamenti di questo fluido su una superficie liscia e su una nanostrutturata e porli a confronto.

Nei grafici riportati in seguito il flusso termico specifico  $q$  è espresso in  $[\text{kW m}^{-2}]$  e la portata di refrigerante  $G$  in  $[\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}]$ .

### 3.1 PROVE SPERIMENTALI IN REGIME MONOFASE

Oltre alle prove in regime bifase sono state eseguite misure in regime monofase misurando i coefficienti e le perdite di carico in liquido sottoraffreddato a flusso termico imposto. Queste prove sono state eseguite esclusivamente sulla superficie liscia. La parete nanostrutturata non presenta infatti un aumento significativo della superficie di scambio e, nel caso di regime monofase, non essendoci bolle di vapore, non aumenta la turbolenza e il rimescolamento del fluido lungo il canale. Inoltre, data la maggiore rugosità superficiale, uno scambio termico monofase potrebbe portare ad un aumento delle perdite di carico.

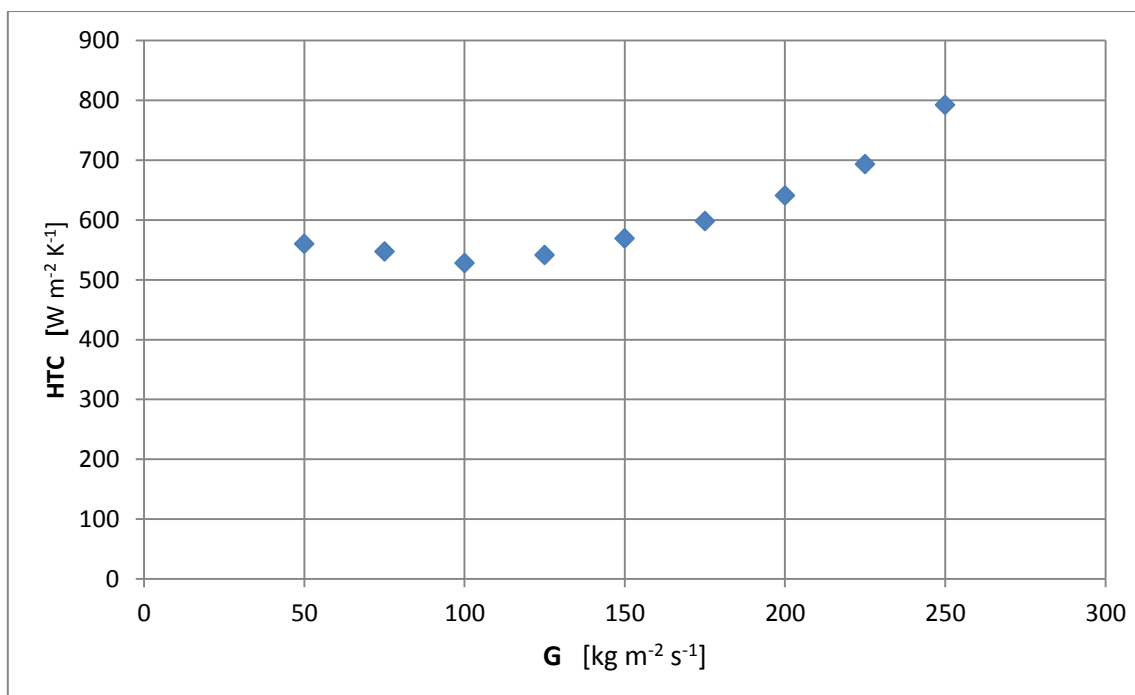
Regime monofase						
q=25 kW m <sup>-2</sup>						
		T <sub>satm</sub> [°C]	T <sub>3</sub> [°C]	T <sub>4</sub> [°C]	ΔT <sub>sott3</sub> [°C]	ΔT <sub>sottor4</sub> [°C]
G [kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup> ]	50	39,60	17,19	22,48	22,41	17,13
	75	39,74	19,56	23,04	20,18	16,70
	100	42,77	19,69	22,59	23,08	20,18
	125	43,12	22,49	24,54	20,63	18,58
	150	43,96	24,70	26,31	19,27	17,75
	175	44,78	26,82	28,14	17,96	16,64
	200	45,65	28,61	29,63	17,04	16,01
	225	46,25	30,59	31,34	15,66	14,92
	250	46,31	33,31	33,89	13	12,42

**Tab. 3.1: Condizioni operative studiate in regime monofase**

Le varie condizioni analizzate in regime monofase sono illustrate in *Tabella 3.1*: sono state effettuate misure con un unico flusso termico specifico pari a 10 kW m<sup>-2</sup>, con 9 portate specifiche da 50 a 225 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>, temperatura all'ingresso variabile tra 17,2 °C e 33,31 °C (aumentante al crescere della portata) e sottoraffreddamento variabile tra 23,08°C e 13°C (calante al crescere della portata).

Lo studio in regime monofase è stato svolto solo per liquido sottoraffreddato e non per vapore surriscaldato poiché quest'ultimo risulta strutturalmente problematico date le elevate temperature in gioco.

Come si può notare dal grafico di *Figura 3.1*, per il solo flusso termico di  $10 \text{ kW m}^{-2}$  in regime monofase sottoraffreddato i coefficienti di scambio inizialmente si mantengono all'incirca costanti e, a partire da  $G=150 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , crescono all'aumentare della portata specifica (passando da valori nell'ordine di 550 ad anche  $800 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  per portata specifica che va da 150 a  $250 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ).



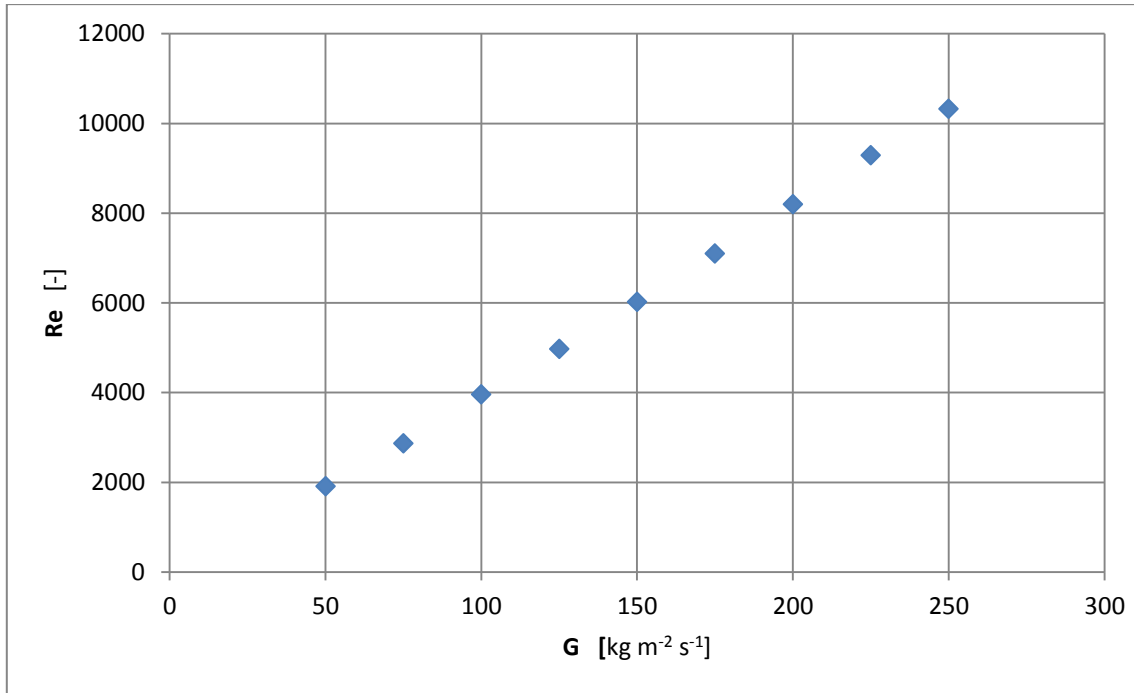
**Fig. 3.1: HTC in funzione di G per  $q=10 \text{ kW m}^{-2}$  in regime monofase con  $\Delta T_{\text{sott}}$  variabile da 23,08 a  $13 \text{ }^\circ\text{C}$**

Questo andamento è spiegato dal fatto che per le portate minori il regime di deflusso non è turbolento bensì laminare. Calcolando i numeri di Reynolds si ottengono infatti i risultati mostrati in *Figura 3.2*.

Il gradiente di pressione risulta pressoché nullo in tutti i casi studiati e pertanto non significativo.

I valori dei coefficienti di scambio sono nettamente inferiori a quanto trovato nelle prove in regime bifase, come visibile nel seguito.





**Fig. 3.2: Numero di Reynolds in funzione di G per  $q=10 \text{ kW m}^{-2}$  in regime monofase**

### 3.2 PROVE SPERIMENTALI IN REGIME BIFASE

In regime bifase il set di prove copre, per entrambe le superfici, una temperatura di saturazione (30 °C), tre flussi termici specifici (50, 75 e 100 kW m<sup>-2</sup>) e tre portate specifiche (50, 100 e 200 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>), come da *Tabella 3.2*. Le misure a  $q=75 \text{ kW m}^{-2}$  sono state effettuate solo per  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ .

Regime bifase			
$T_{\text{sat}}=30 \text{ °C}$			
G [kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup> ]	q [kW m <sup>-2</sup> ]		
50			
100	75	50	100
200			

**Tab. 3.2: Condizioni operative studiate in regime bifase**

Nel seguito del capitolo si andranno ad analizzare i coefficienti di scambio termico e i gradienti di pressione nelle varie condizioni di *Tabella 3.2*, effettuando per ciascuna

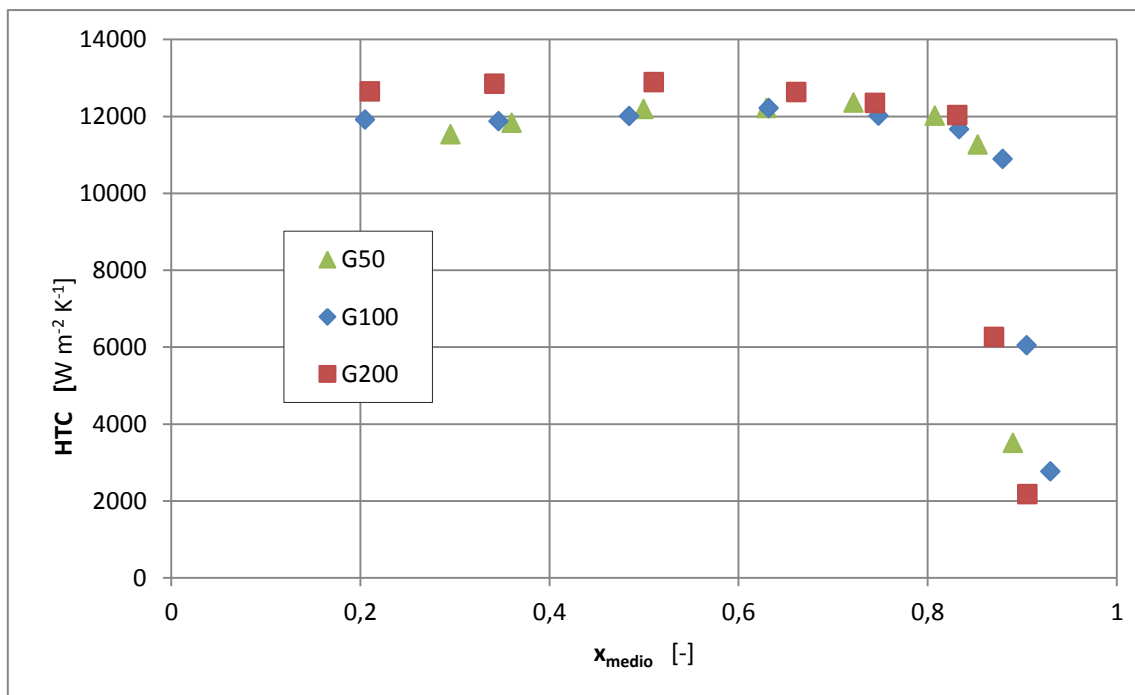
delle due superfici, prima al variare della portata di refrigerante mantenendo costante il flusso termico (con i due casi di  $q=50$  e  $q=100 \text{ kW m}^{-2}$ ) e poi al variare dei flussi termici specifici mantenendo costanti le portate (con i tre casi di  $G=50$ ,  $100$  e  $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ), uno studio incrociato in funzione del titolo di vapore.

Si analizzerà inoltre l'effetto che le condizioni di lavoro hanno non solo sui coefficienti di scambio termico e sul gradiente di pressione, ma anche sulla sensibilità di questi alle modifiche delle condizioni stesse: per esempio si cercherà di indagare in cosa differiscono due situazioni a titolo, portata o flusso termico specifico diversi in termini di influenza sui principali parametri di interesse.

### 3.3 SUPERFICIE LISCIA

$q=50 \text{ kW m}^{-2}$

La *Figura 3.3* riporta i coefficienti di scambio misurati durante la vaporizzazione di R1234ze(E) in funzione del titolo di vapore medio al variare della portata specifica di refrigerante per il caso di flusso termico specifico pari a  $50 \text{ kW m}^{-2}$ .



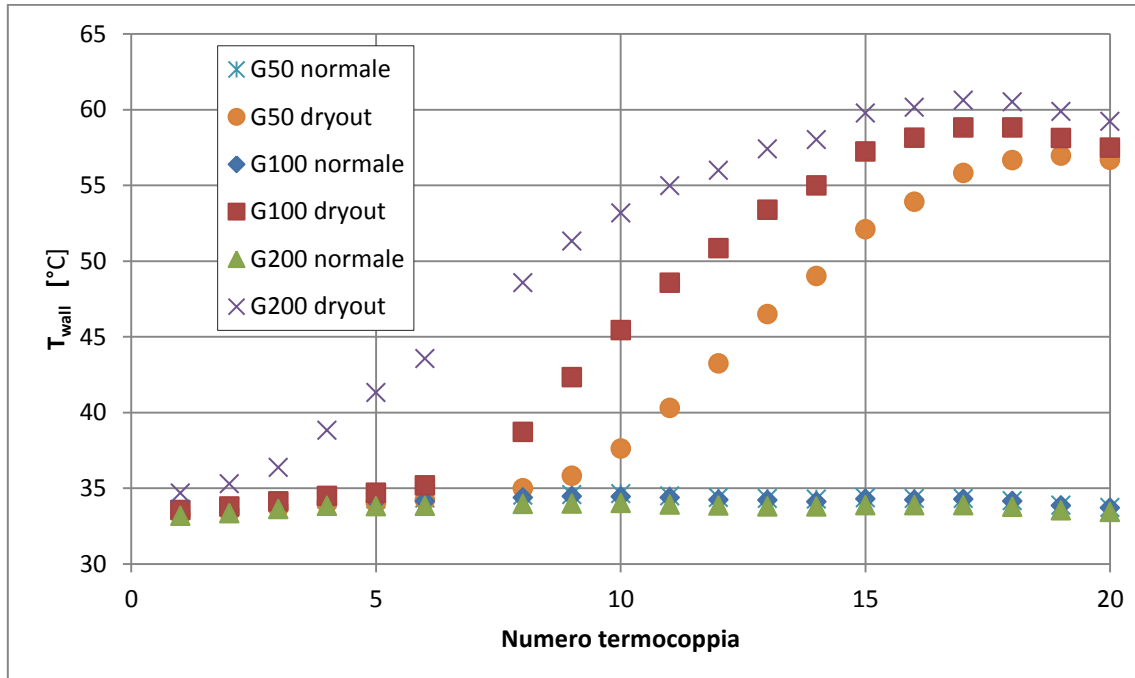
**Fig. 3.3:** HTC in funzione del titolo medio per  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$  al variare di  $G$

Partendo dal grafico sono analizzabili due effetti di cui normalmente risentono i coefficienti di scambio a flusso termico imposto: la sensibilità al titolo e l'influenza della portata specifica.

Il primo effetto si attiva a valori di titolo di poco superiori a 0,8. Sostanzialmente si ha una parziale asciugatura della parete che si manifesta con un crollo molto rapido e improvviso dei coefficienti di scambio che diminuiscono drasticamente al crescere del titolo. Tale fenomeno, noto come crisi termica, è chiamato, nella terminologia anglosassone, *dryout*.

Nella situazione peggiore (titolo medio prossimo all'unità, oltre non sono state condotte prove per i problemi strutturali evidenziati in precedenza), contraddistinta da completa asciugatura della superficie, il coefficiente di scambio passa, nel caso di  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , dagli  $11913 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  della rilevazione a minor titolo a  $2770 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ , diminuendo di più del 76%. Le altre portate presentano diminuzioni analoghe.

A livello termico, l'aumento di temperature al crescere del titolo è significativo, come si evince dalla figura seguente.

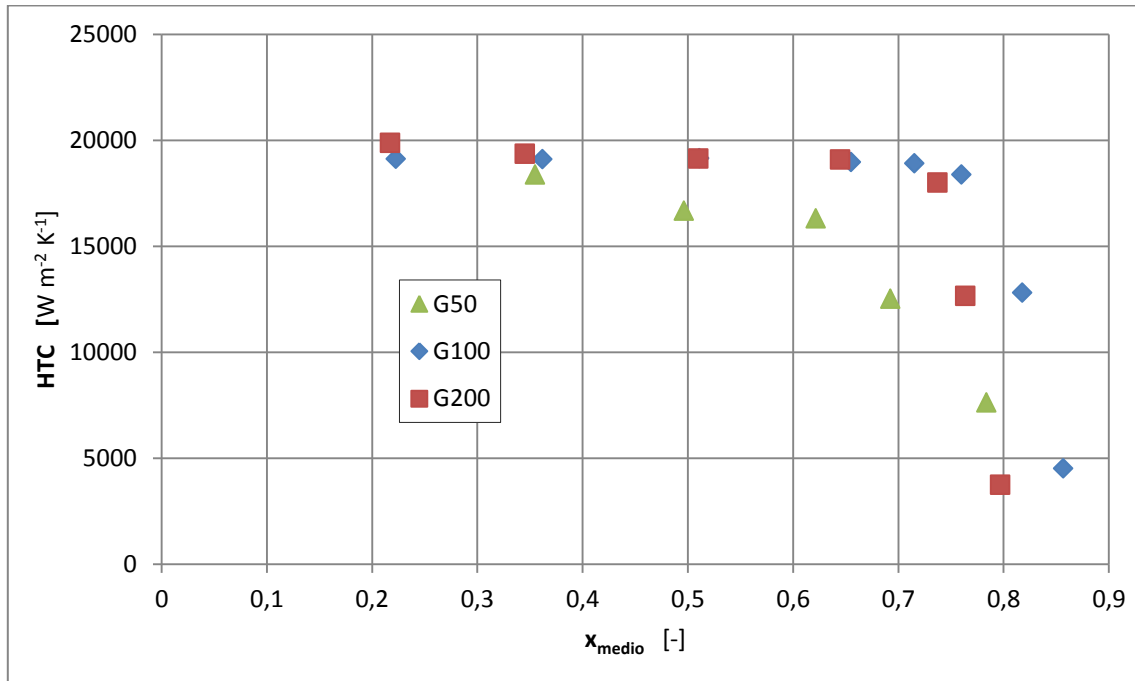


**Fig. 3.4: Andamento delle temperature di parete in normale deflusso bifase e in crisi termica con  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$  al variare di  $G$**

Si può affermare che vi è un sostanziale dominio dell'ebollizione nucleata nel cambiamento di fase.

$q=100 \text{ kW m}^{-2}$

La *Figura 3.5* riporta i coefficienti di scambio misurati durante la vaporizzazione di R1234ze(E) in funzione del titolo di vapore medio al variare della portata specifica di refrigerante per il caso di flusso termico specifico pari a  $100 \text{ kW m}^{-2}$ .

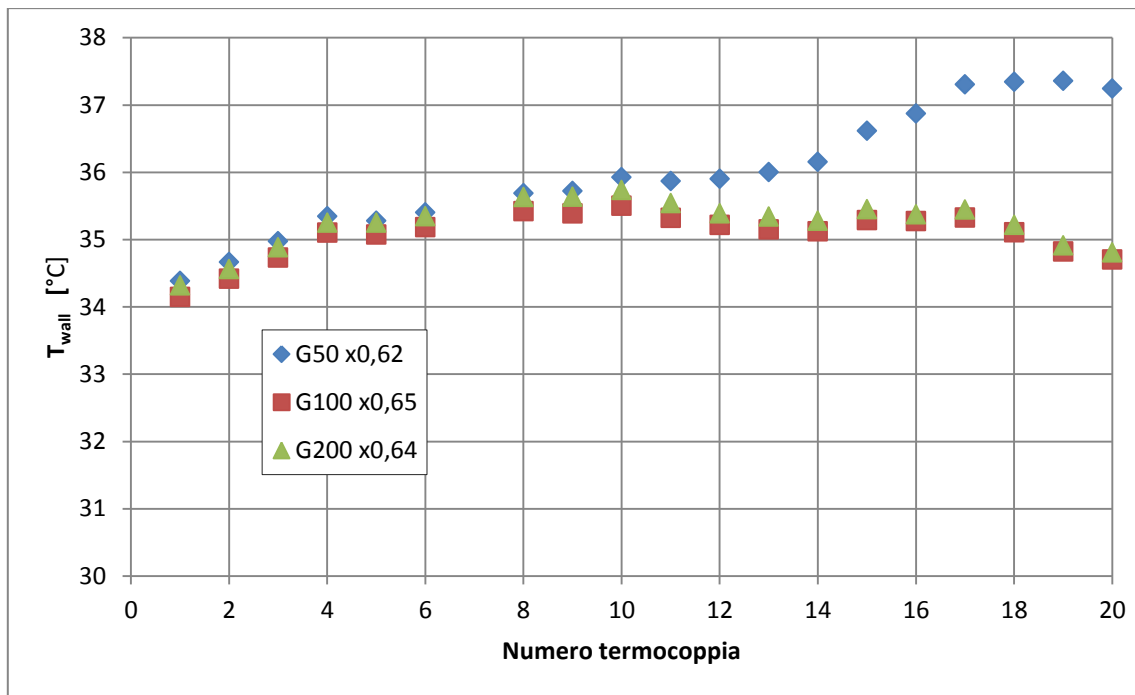


**Fig. 3.5: HTC in funzione del titolo medio per  $q=100 \text{ kW m}^{-2}$  al variare di G**

Analogamente al caso precedente a dominare il fenomeno dello scambio termico è l'ebollizione nucleata: non vi è aumento alcuno del coefficiente di scambio al crescere della portata.

La portata minore presenta coefficienti di scambio più bassi. Il motivo alla base di ciò è che i coefficienti di scambio riportati rappresentano i valori medi e, in questo caso, il titolo subisce una variazione di 0,52 tra ingresso e uscita della sezione: è pertanto possibile che alcuni tratti presentino, almeno parzialmente, il fenomeno del *dryout*.

A sostegno di questa ipotesi vi sono anche il fatto che per  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  il degrado del coefficiente di scambio non è netto ma graduale e che, già a titoli inferiori, le temperature di parete nella parte terminale della sezione sono maggiori che per le altre portate, come si evince dalla *Figura 3.6*.



**Fig. 3.6: Andamento delle temperature di parete in deflusso a titolo simile con  $q=100 \text{ kW m}^{-2}$  al variare di  $G$**

L'aumento del titolo in ingresso causa le stesse conseguenze del caso precedente.

Anche in questo caso le perdite di carico sono estremamente limitate: i valori massimi riscontrati sono intorno a  $0,0016 \text{ bar}$  nel caso di  $G=200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  ed elevato titolo di vapore.

#### $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

Nel caso in cui i dati siano confrontati a parità di portata, si possono riscontrare (analogamente a quanto fatto nel caso di flusso termico fissato) due effetti di cui risentono i coefficienti di scambio: da un lato l'influenza del titolo, dall'altro quella del flusso termico specifico.

In *Figura 3.7* sono illustrati i coefficienti di scambio termico al variare del titolo per i due flussi termici di  $50$  e  $100 \text{ kW m}^{-2}$ , con una portata specifica pari a  $50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ .

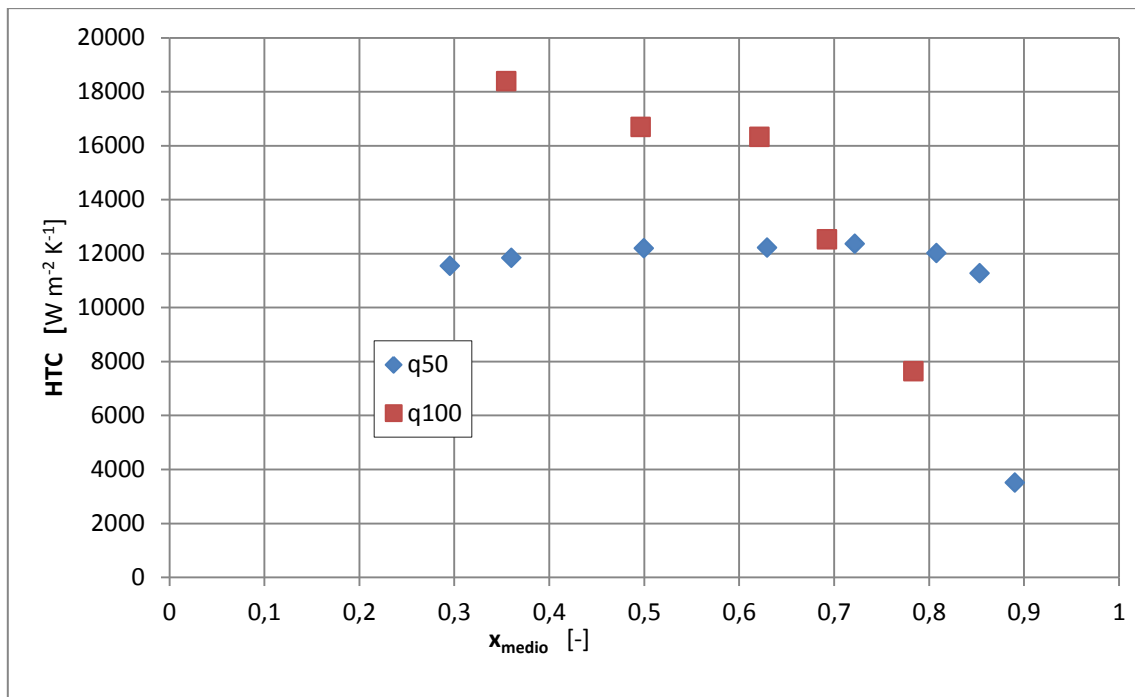


Fig. 3.7: HTC in funzione del titolo medio per  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  al variare di  $q$

Si vede come, prima del *dryout*, i coefficienti di scambio crescano con il flusso termico specifico, come lecito aspettarsi. Nell'ebollizione nucleata infatti il coefficiente di scambio segue un andamento di questo tipo [3]:

$$HTC = A * q^n \quad (3.7)$$

dove l'esponente  $n$  varia a seconda della situazione ma generalmente mantiene valori intorno a 0,7.

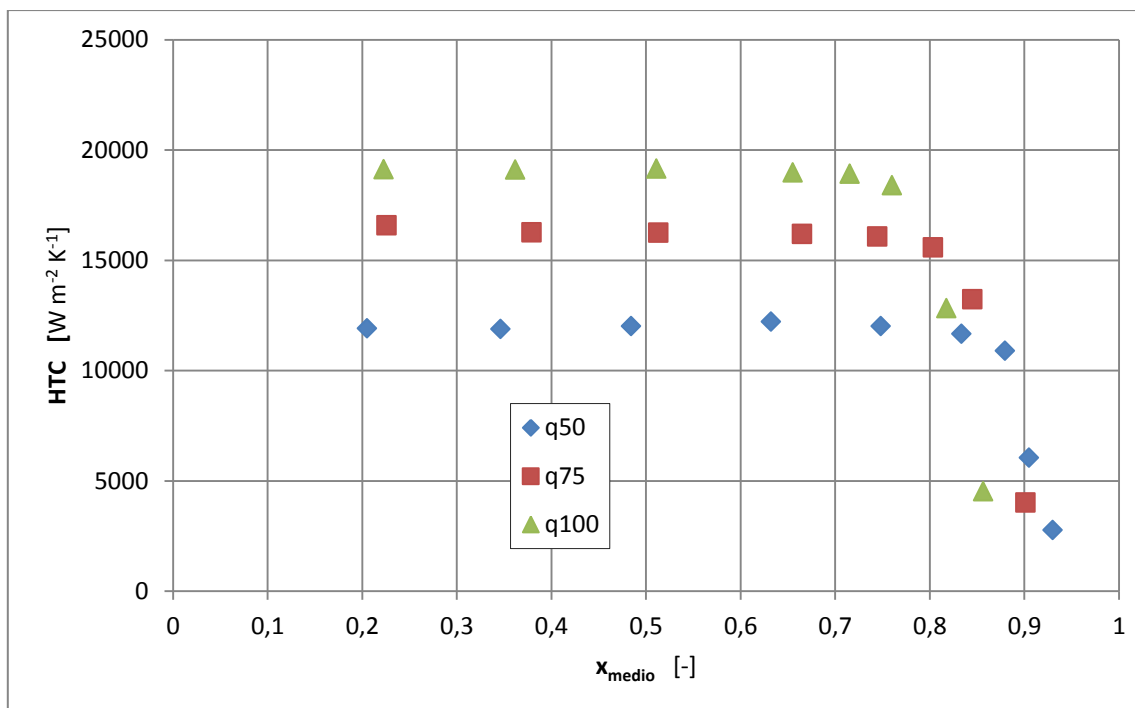
Gli incrementi dei coefficienti al crescere di  $q$  durante il normale deflusso bifase sono, in questo caso, variabili con il titolo (per esempio per  $x_{medio}=0,5$  si ha un aumento superiore al 30%, a titoli minori oltre al 50% e inferiore al 30% a titoli maggiori): ciò è dovuto al fatto che con flussi termici più elevati si hanno un maggior numero di siti di nucleazione di bolle e maggior frequenza di nucleazione dagli stessi. Da ciò consegue un maggior rimescolamento del fluido e quindi un più efficace asporto di calore. Una volta giunti alla crisi termica il comportamento è opposto, evidentemente a causa di un essiccamento che avviene tanto più prematuramente quanto più il flusso termico è alto.

A riprova di ciò si vede come per titoli di poco inferiori a 0,8, nel caso di flusso termico maggiore, il coefficiente di scambio sia già crollato, mentre così non è a flussi minori.

Le perdite di carico rimangono della medesima entità al variare del flusso termico.

$G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

Il comportamento, visibile in *Figura 3.8*, è il medesimo riscontrato per la portata precedente.



**Fig. 3.8:** HTC in funzione del titolo medio per  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  al variare di  $q$

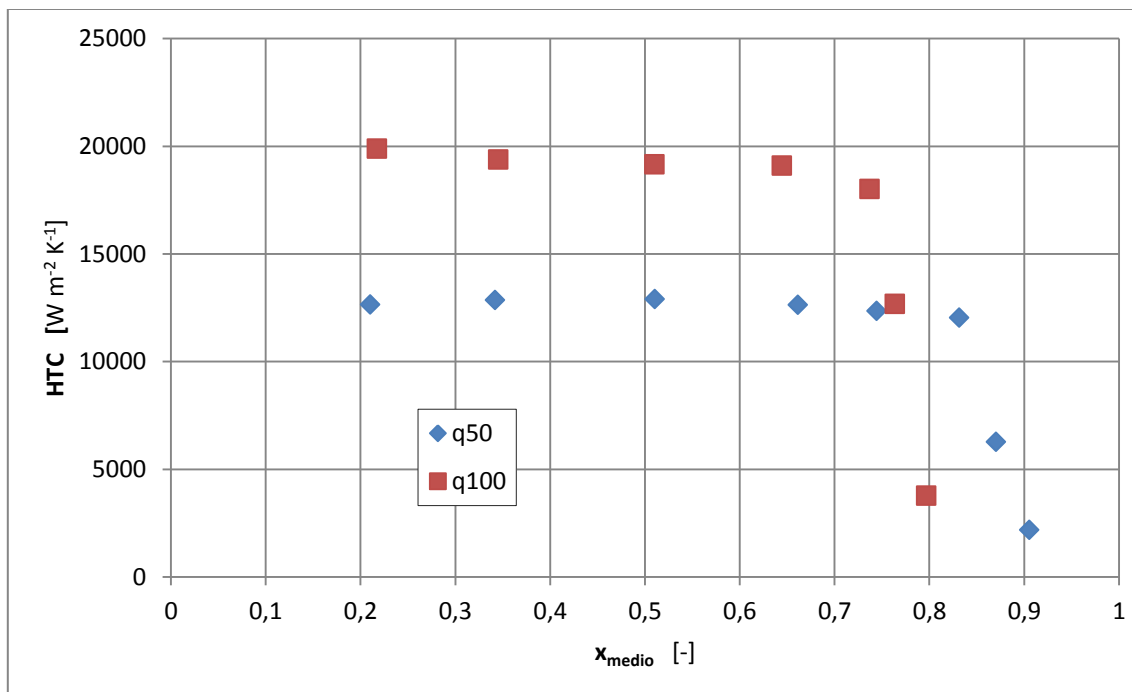
Rispetto al caso di portata inferiore il decadimento dovuto all'essiccamento della superficie è più netto e meno graduale anche in presenza di flussi termici maggiori.

Anche le caratteristiche generali dello scambio termico (percentuale di calore scambiato in ebollizione nucleata e in convezione forzata, dipendenza dal flusso termico) restano sostanzialmente invariate.

Si può notare inoltre una riduzione del titolo di inizio *dryout* al crescere di  $q$ , che passa da valori superiori a valori inferiori a 0,8.

$G=200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

Anche qui gli andamenti e le considerazioni sono le medesime dei casi precedenti. In *Figura 3.9* sono riportati i valori misurati.



**Fig. 3.9: HTC in funzione del titolo medio per  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  al variare di  $q$**

Effettuando un confronto nei comportamenti di questa superficie in regime monofase e bifase si vede come i coefficienti di scambio aumentino di circa 50 volte, mantenendo le medesime perdite di carico. Nel caso di applicazioni industriali bisogna solo prestare attenzione, in fase di progettazione, a porsi in condizioni operative lontane dal *dryout* pena un decadimento dei coefficienti di scambio da cui consegue uno scambiatore che “diventa” sottodimensionato e oggetto di possibili fenomeni di fatica termica (a causa della variazione delle temperature come visibile nel paragrafo seguente).

### 3.4 L'ANDAMENTO DELLE TEMPERATURE DI PARETE CON LA SUPERFICIE LISCIA

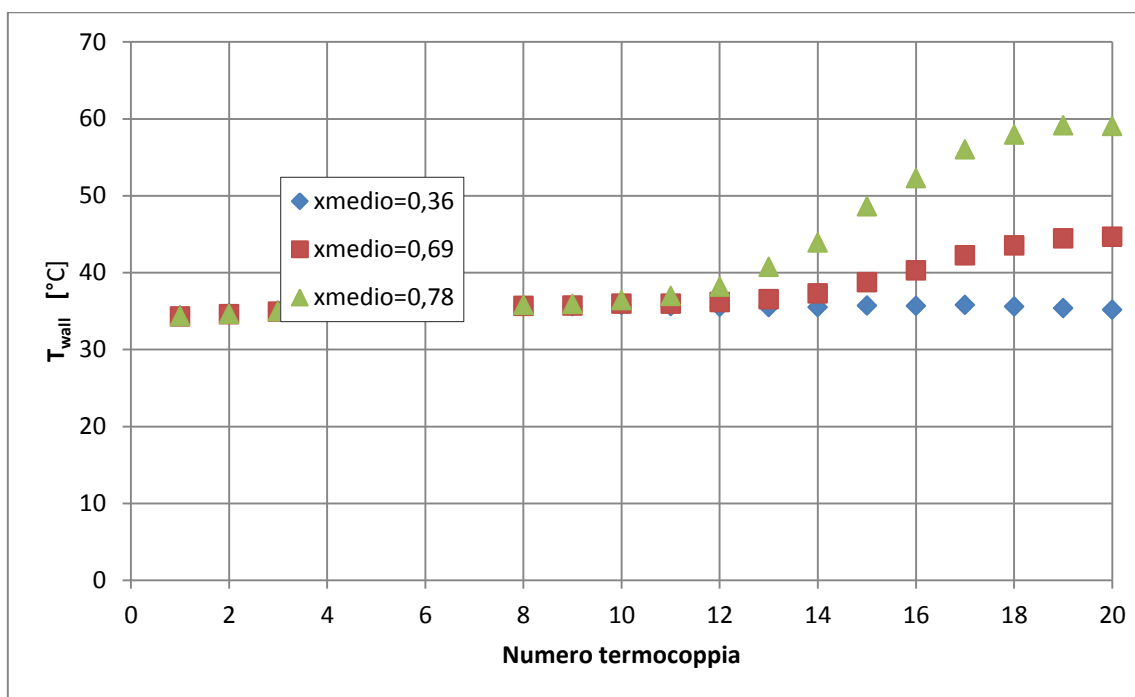
Vista la costanza del flusso termico specifico e della temperatura del fluido e dato che le perdite di carico sono praticamente nulle (e non influiscono quindi sui valori di



temperatura), vi è interesse a studiare come varia la temperatura di parete lungo la coordinata  $z$ .

In particolare, si può pensare di studiare l'andamento delle temperature di parete al variare della coordinata assiale (quindi al variare del numero di termocoppia); si ricorda che le 20 termocoppie sono posizionate in modo alternato, 10 da una parte e 10 dall'altra, e sfalsate.

È molto interessante osservare ciò che emerge da *Figura 3.10*. Per  $q=100 \text{ kW m}^{-2}$  e  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  sono state rappresentate le temperature di parete misurate al variare del numero della termocoppia stessa.

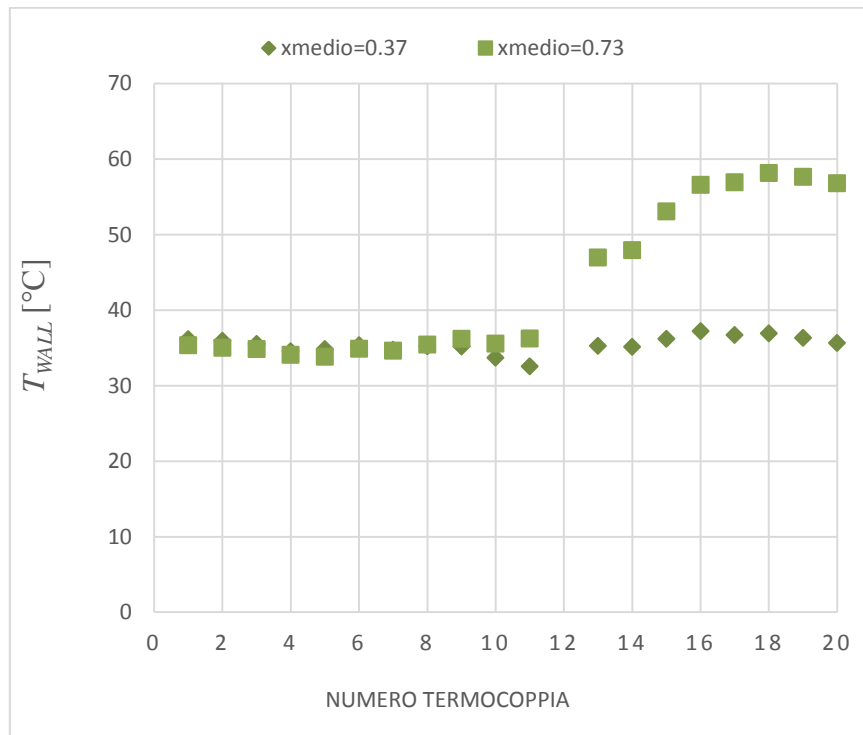


**Fig. 3.10: Andamento delle temperature di parete per  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q=100 \text{ kW m}^{-2}$  al variare del titolo medio**

Al crescere del titolo in ingresso il fluido che giunge all'ultima parte della sezione è composto in percentuale sempre maggiore da vapore, quindi la superficie tende a seccarsi e, di conseguenza, a scaldarsi arrivando quasi a raddoppiare la sua temperatura. L'aumento di temperatura potrebbe diventare anche maggiore nel caso di passaggio di solo vapore all'interno della sezione.

Essendo estremamente bassa la percentuale di calore scambiato in convezione forzata, come individuato in precedenza, non si ha un abbassamento delle temperature nella zona terminale della sezione causato da un aumento della velocità

a sua volta dovuto a un'accresciuta portata volumetrica. Diversamente può invece verificarsi nel caso di schiume metalliche operanti nelle medesime condizioni [28].



**Fig. 3.11: Andamento delle temperature di parete in condizioni analoghe nel caso di deflusso in schiume metalliche -[28]**

### 3.5 SUPERFICIE NANOSTRUTTURATA

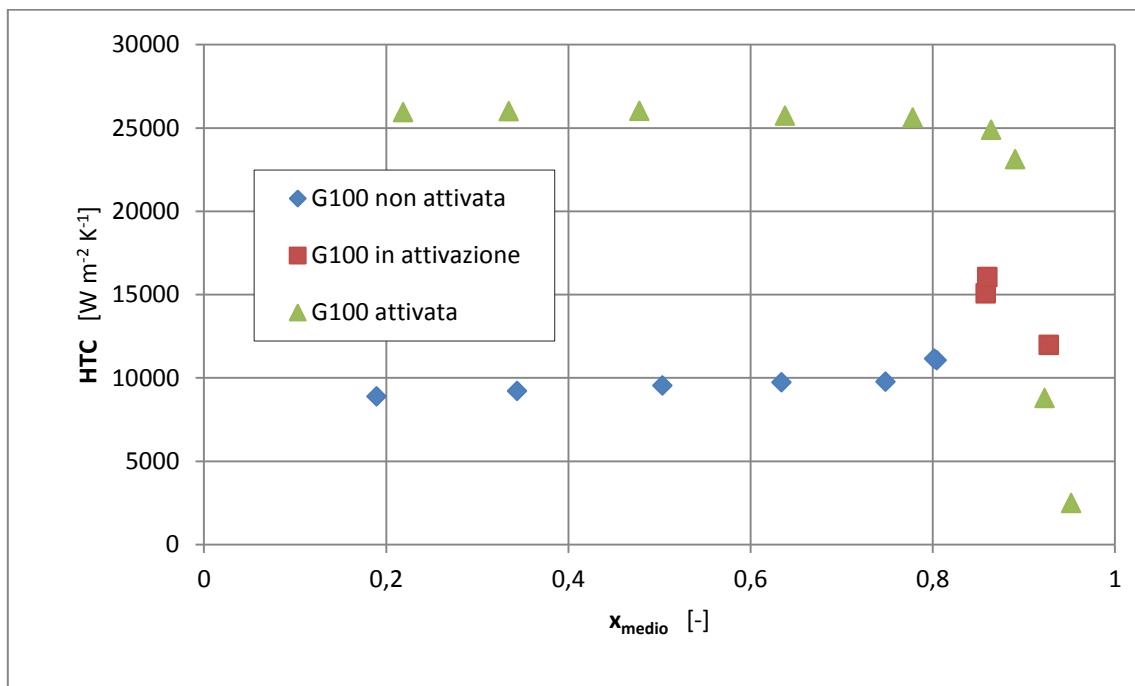
Pur essendo le medesime della superficie liscia, le prove svolte con questa tipologia di parete andavano eseguite in maniera diversa. A causa della peculiarità che la contraddistingue (e che verrà analizzata meglio nel seguito) ciascun set di prove era costituito da due fasi: la prima in cui si procedeva da titoli bassi fino alla crisi termica e la seconda in cui si riduceva progressivamente il titolo fino a raggiungere il valore minimo desiderato.

In sostanza veniva studiato il comportamento della superficie al crescere del titolo cercando di attivare la stessa nel frattempo. Una volta raggiunto il picco minimo di coefficiente di scambio e avendo attivato per intero la sezione, se ne studiava il comportamento, costruendo la curva caratteristica in senso inverso al diminuire del titolo.

### Il fenomeno dell'attivazione

Cosa avviene fisicamente durante l'attivazione della superficie sulla stessa è già stato trattato in precedenza. Ora si andrà ad analizzare ciò che ne consegue a livello sperimentale e applicativo.

A titolo di esempio si riportano i coefficienti di scambio misurati a  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$ .



**Fig. 3.12: HTC in funzione del titolo medio per  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$  in diverse condizioni di attivazione della superficie**

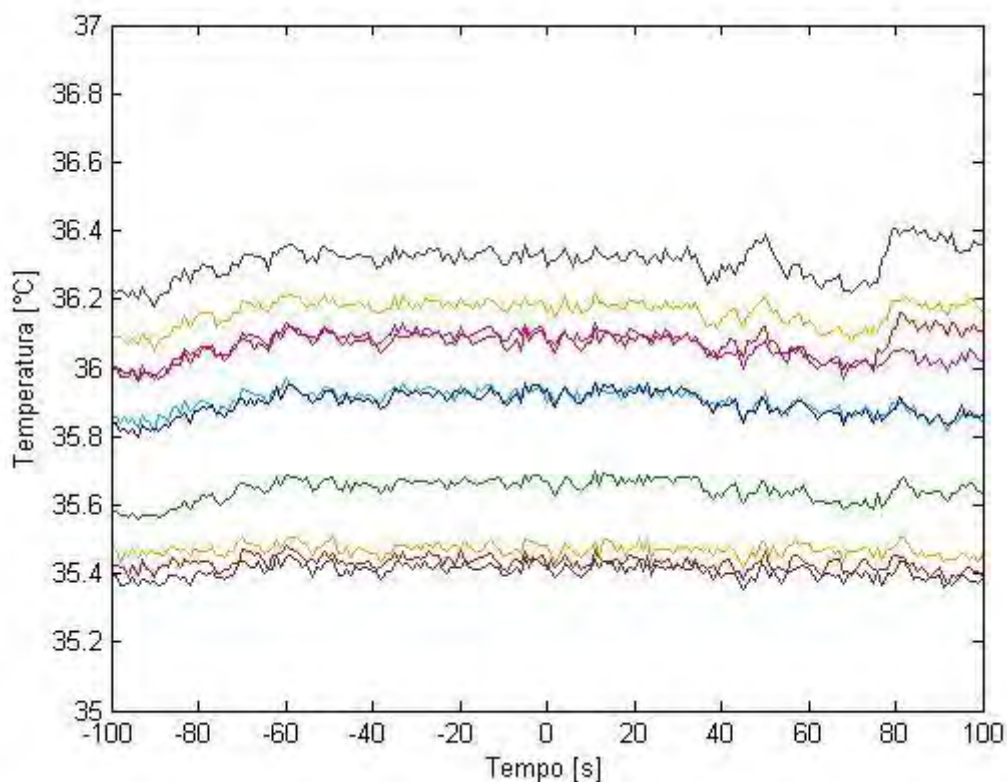
L'attivazione genera un aumento sensibile dei coefficienti di scambio che raggiungono più del 150% dei valori iniziali. I quadrati rossi indicano l'incontro delle due curve, durante la crisi termica si ha che il vapore può occupare i siti e quindi attivare progressivamente la superficie.

Appare evidente come, già con un'attivazione parziale, arrivando a condizioni che nel caso della superficie liscia implicavano un decadimento del coefficiente, non solo non si ha il decadimento ma addirittura un aumento dei coefficienti di scambio (in questo caso di circa il 30%, si passa da valori intorno a  $10800 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  a valori di poco superiori a  $15000 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ , i valori sono indicativi in quanto non è stata misurata l'effettiva percentuale di superficie attivata non potendo controllare con adeguata precisione il fenomeno).

Questo fatto è molto importante nell'ottica di eventuali applicazioni. In presenza di uno shock termico o una perdita di carico, laddove un sistema diverso, trovandosi a lavorare con titolo elevato, raggiungerebbe condizioni di *dryout* (quindi minor scambio termico e, proseguendo in cascata, temperature sempre più alte) uno scambiatore dotato di questa superficie non incontrerebbe invece problemi.

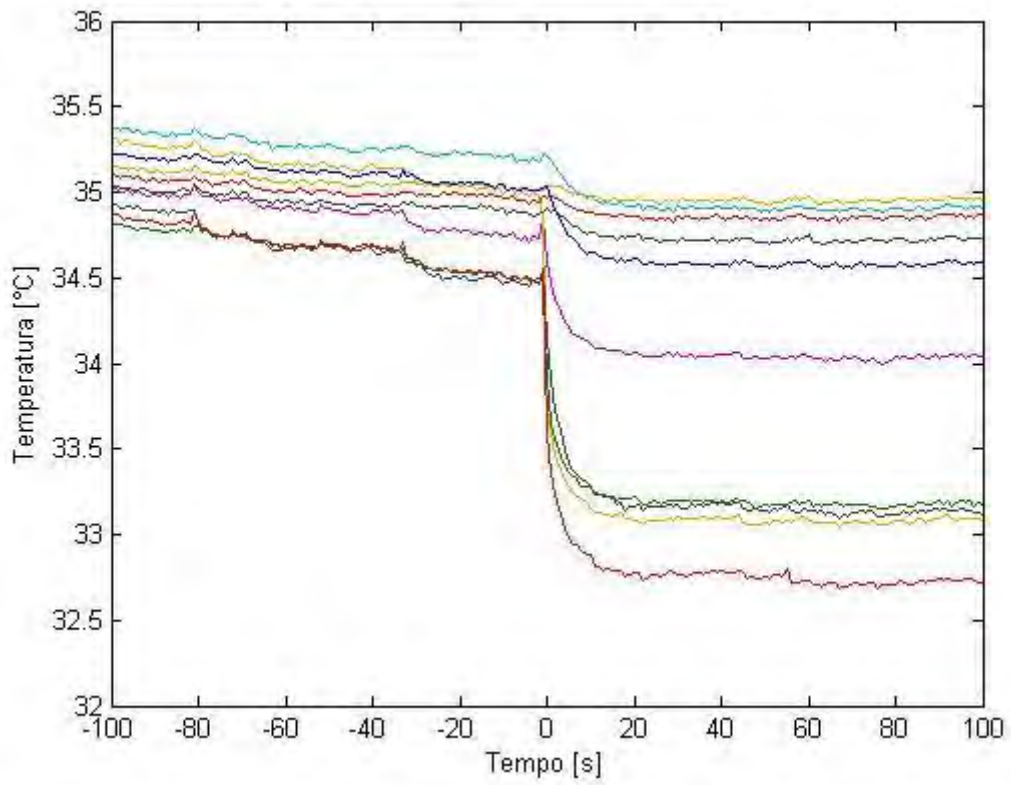
Una volta che il fenomeno è completo i coefficienti possono aumentare anche di un valore superiore al 100%, come si vedrà meglio nel seguito.

Interessante risulta anche la valutazione del comportamento termico della superficie prima, durante e dopo l'attivazione, come visibile nelle *Figure 3.13, 3.14 e 3.15* rispettivamente. Le condizioni operative sono le medesime della figura precedente. I titoli non sono specificati in quanto le figure rappresentano momenti generici nelle tre condizioni.

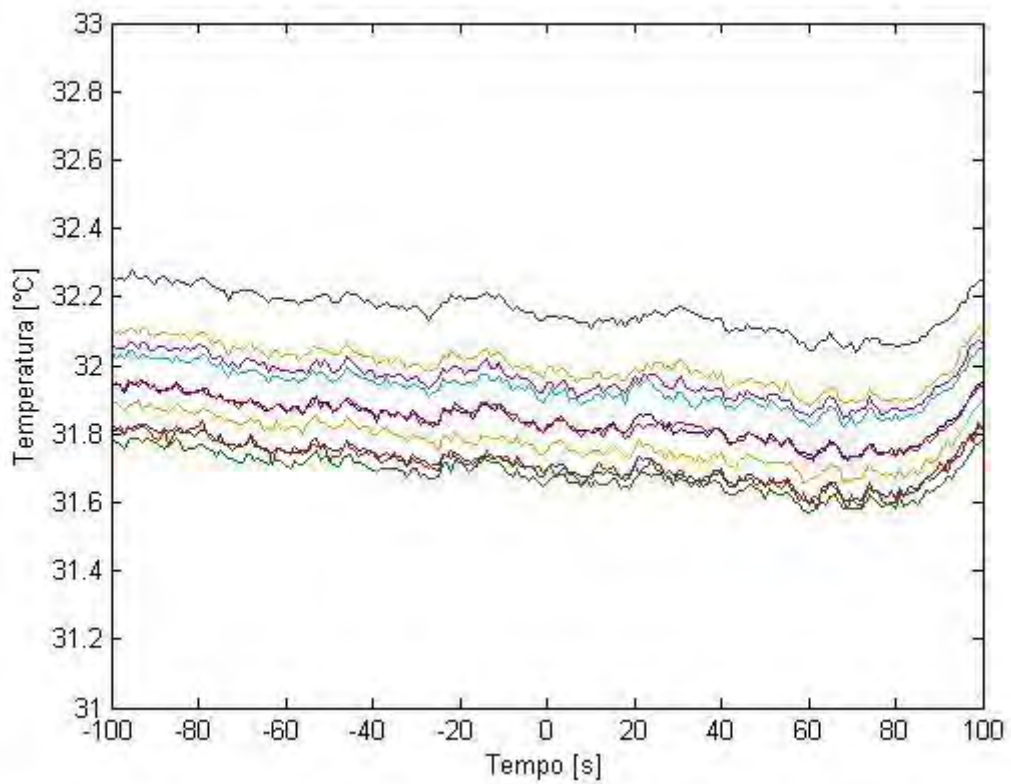


**Fig. 3.13: Temperature di parete a superficie "non attivata"**

Il tempo in ascissa rappresenta in che momento ci si trova rispetto al punto di analisi considerato. "0" è il punto considerato, la parte positiva dell'asse i secondi che lo seguono e quella negativa quelli che lo precedono.



**Fig. 3.14: Temperature di parete in attivazione**



**Fig. 3.15: Temperature di parete a superficie "attiva"**

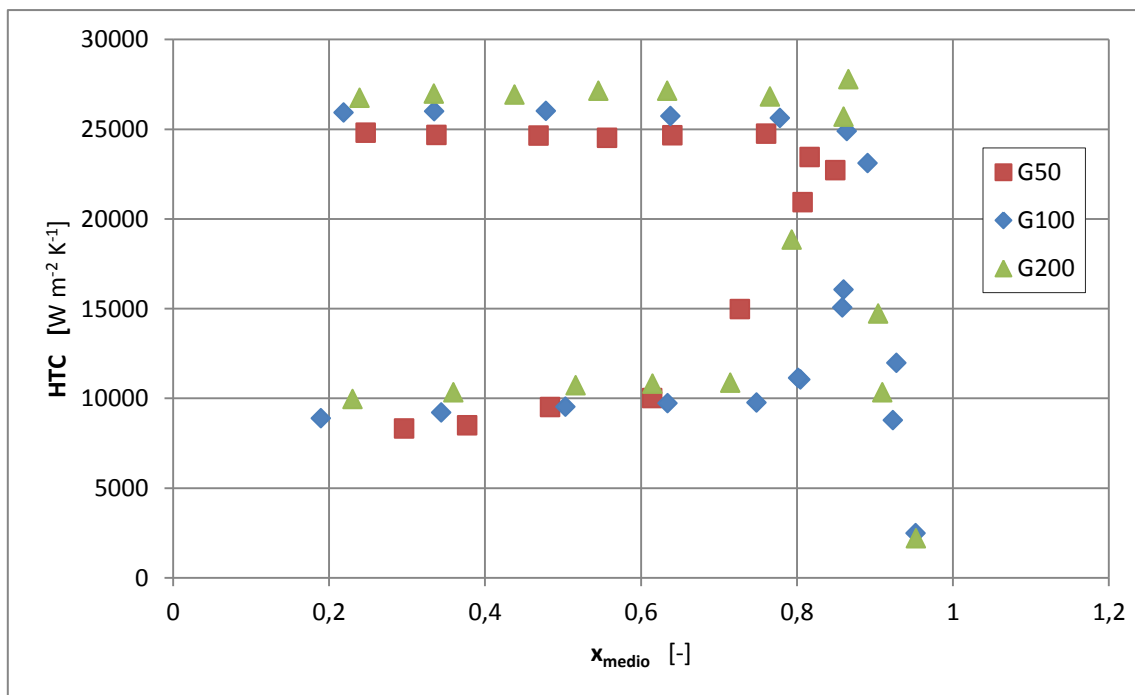
Si vede chiaramente come la temperatura di parete si abbassi in maniera quasi istantanea. Il coefficiente di scambio conseguentemente aumenterà in funzione delle condizioni operative. Di quanto dipende da vari fattori quali portata e flusso termico. Interessante è anche il fatto che nonostante sia presente un brusco salto di temperatura non si generi nessun tipo di instabilità, né di temperatura di parete, né di flusso termico, né di portata.

I grafici sono stati ottenuti tramite programma scritto in software Matlab® [29] e riportato in *Appendice*.

Sostanzialmente quindi questa “accensione” agisce in 3 modi distinti:

- aumenta i coefficienti di scambio;
- aumenta il titolo di inizio *dryout* garantendo al sistema la possibilità di sopportare meglio eventuali picchi termici;
- riduce la temperatura delle pareti permettendo quindi, in casi estremi, di ridurre possibili fenomeni di shock termici.

**$q=50 \text{ kW m}^{-2}$**



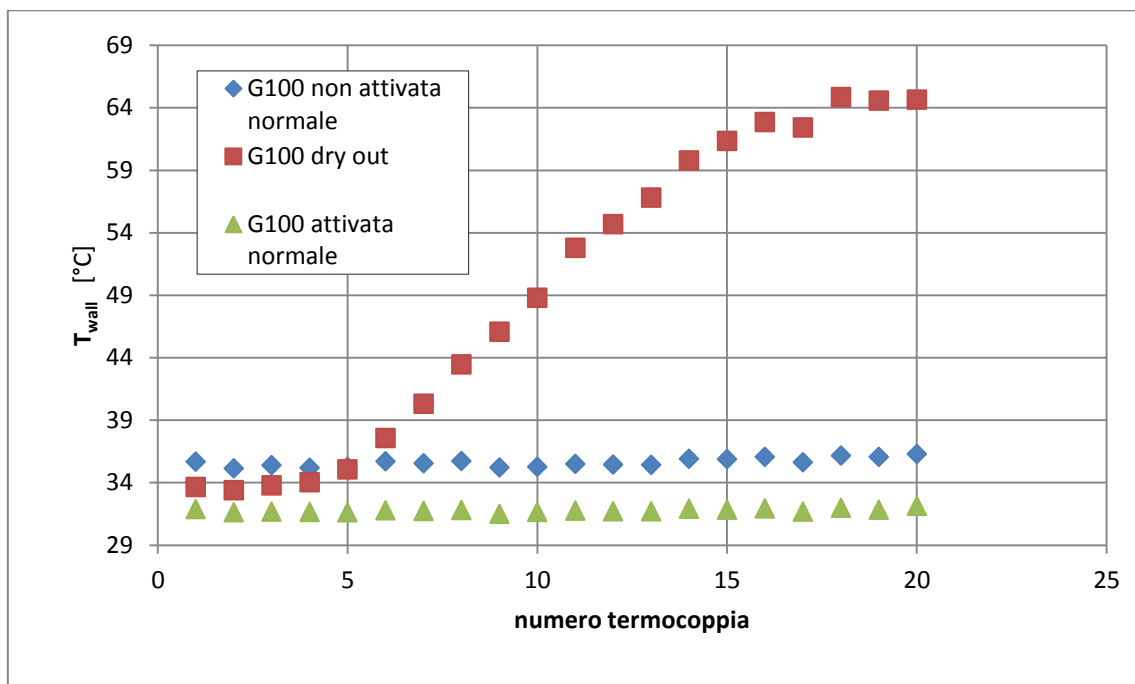
**Fig. 3.16: HTC in funzione del titolo medio per  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$  al variare di G**

La *Figura 3.16* riporta i coefficienti di scambio misurati durante la vaporizzazione di R1234ze(E) in funzione del titolo di vapore medio al variare della portata specifica di refrigerante per il caso di flusso termico specifico pari a  $50 \text{ kW m}^{-2}$ .

Come nel caso della superficie liscia, si vede come il meccanismo di scambio termico dominante sia l'ebollizione nucleata: non vi è sostanzialmente aumento dei coefficienti di scambio al crescere della portata.

Le perdite di carico sono trascurabili.

Le temperature di parete presentano, indicativamente, l'andamento seguente (il caso riportato è quello di  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$ ):



**Fig. 3.17: Andamento delle temperature di parete per  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$  in deflusso bifase con superficie non attivata, attivata e in dryout**

È sempre presente il forte aumento termico dovuto al *dryout*, si vede inoltre come dopo l'attivazione della superficie le temperature della stessa siano inferiori.

$q=100 \text{ kW m}^{-2}$

La *Figura 3.18* riporta i coefficienti di scambio misurati durante la vaporizzazione di R1234ze(E) in funzione del titolo di vapore medio al variare della portata specifica di refrigerante per il caso di flusso termico specifico pari a  $100 \text{ kW m}^{-2}$ .

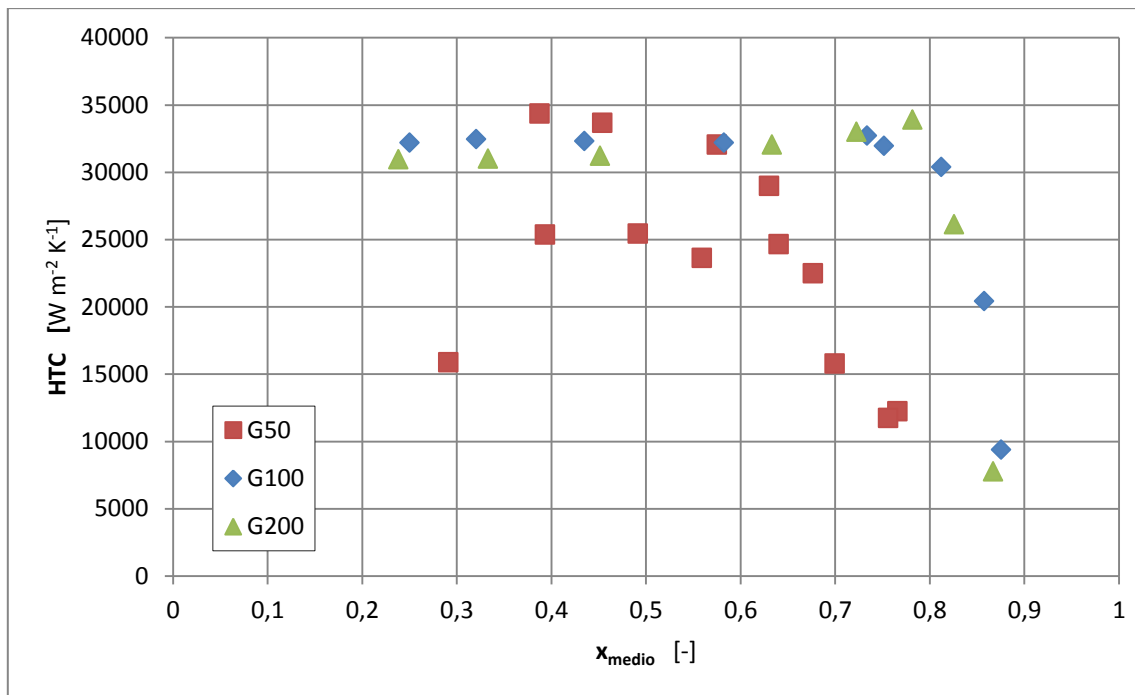


Fig. 3.18: HTC in funzione del titolo medio per  $q=100 \text{ kW m}^{-2}$  al variare di  $G$

Innanzitutto va detto che per le due portate maggiori i punti sono stati calcolati solo a superficie attivata, per questo sembrano mancare dei dati rispetto al caso precedente.

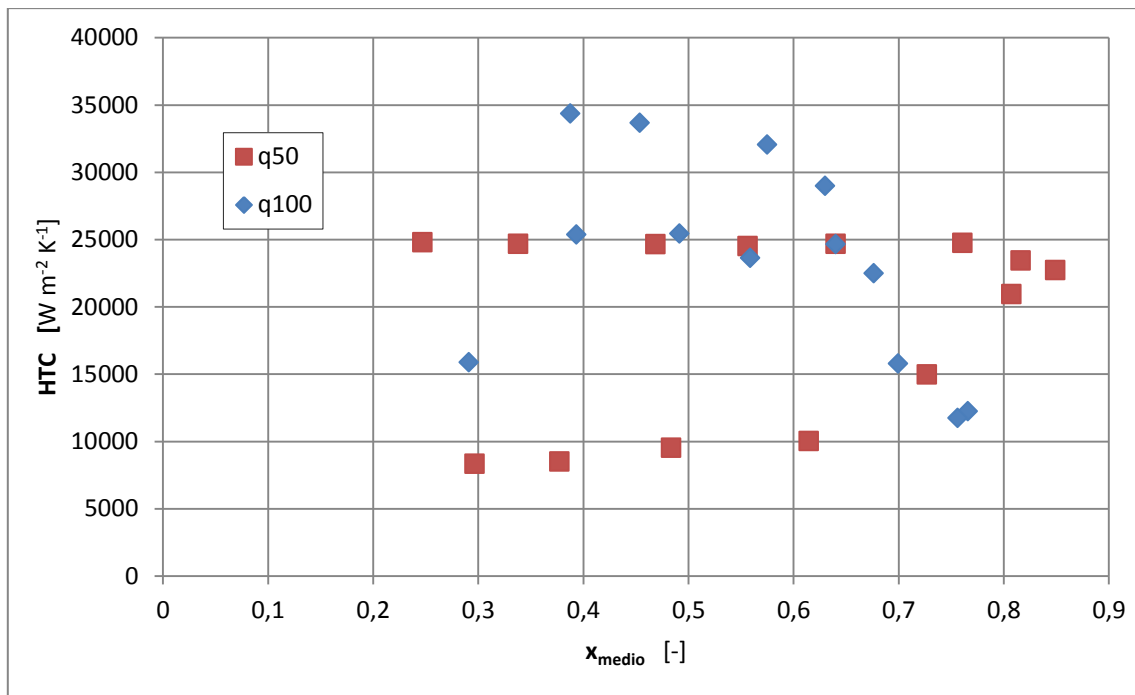
Nel caso di portata minore si possono fare diverse considerazioni:

- il primo punto è l'unico in cui la superficie non è attiva, poco dopo averlo rilevato la superficie si è in "buona parte" accesa, tutto ciò a conferma dell'imprevedibilità del fenomeno;
- per questa portata e questo flusso termico il *dryout* avviene a titoli nettamente minori che per le altre portate.

$G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$

In Figura 3.19 sono illustrati i coefficienti di scambio termico al variare del titolo per i due flussi termici di 50 e 100  $\text{kW m}^{-2}$ , con una portata specifica pari a 50  $\text{kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ .





**Fig. 3.19: HTC in funzione del titolo medio per  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  al variare di  $q$**

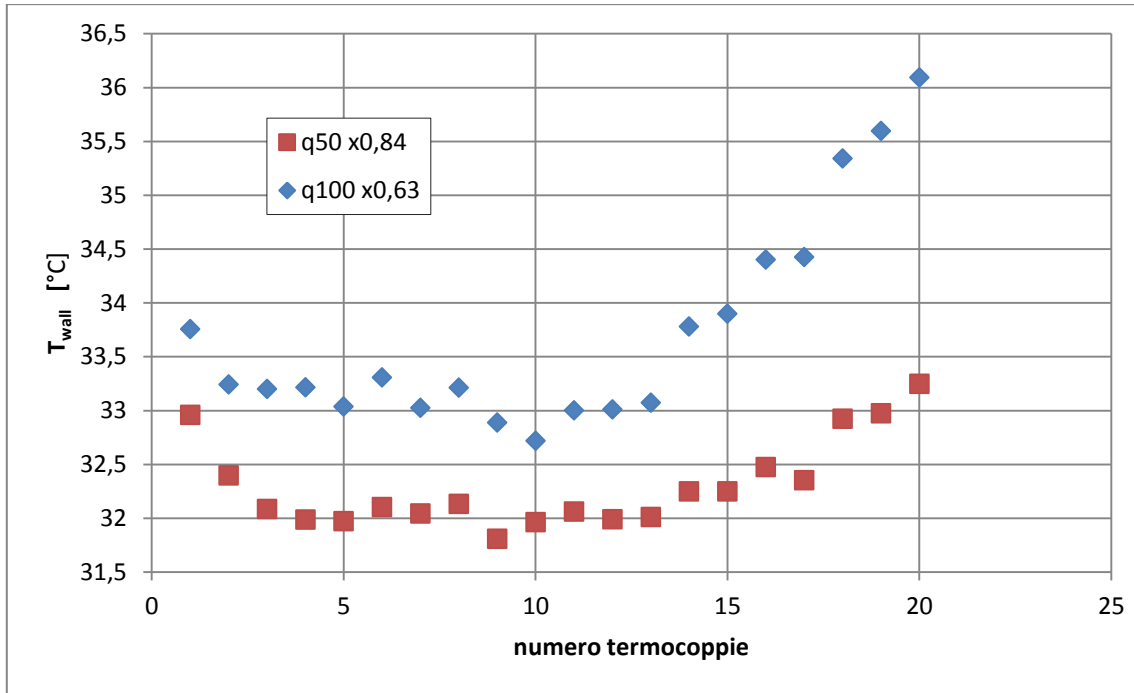
Si vede come, prima del *dryout*, i coefficienti di scambio crescano con il flusso termico specifico, come lecito aspettarsi.

Numericamente, l'aumento risulta maggiore per la superficie non attivata (crescita di circa  $15000 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  se non attivata e di  $10000 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  se attivata).

Si può notare inoltre come, al crescere del flusso termico, il titolo di inizio *dryout* cali in maniera drastica, passando da valori superiori a 0,8 a valori intorno a 0,6, come visibile nella *Figura 3.20* che individua il medesimo andamento delle temperature nei due casi per titoli molto diversi.

Questo caso è unico nel suo genere nelle prove svolte e potrebbe richiedere successive analisi in un'eventuale ottica applicativa. È opinione dello scrivente che questa riduzione avvenga perché il punto di forza della superficie, ovvero l'enfaticizzazione del fenomeno dell'ebollizione nucleata, risulta eccessivo se le portate sono ridotte e i flussi termici elevati e "remi contro" lo scambio termico, aumentando eccessivamente la formazione di bolle che portano così al prosciugamento dei siti di nucleazione e all'essiccamento della superficie.

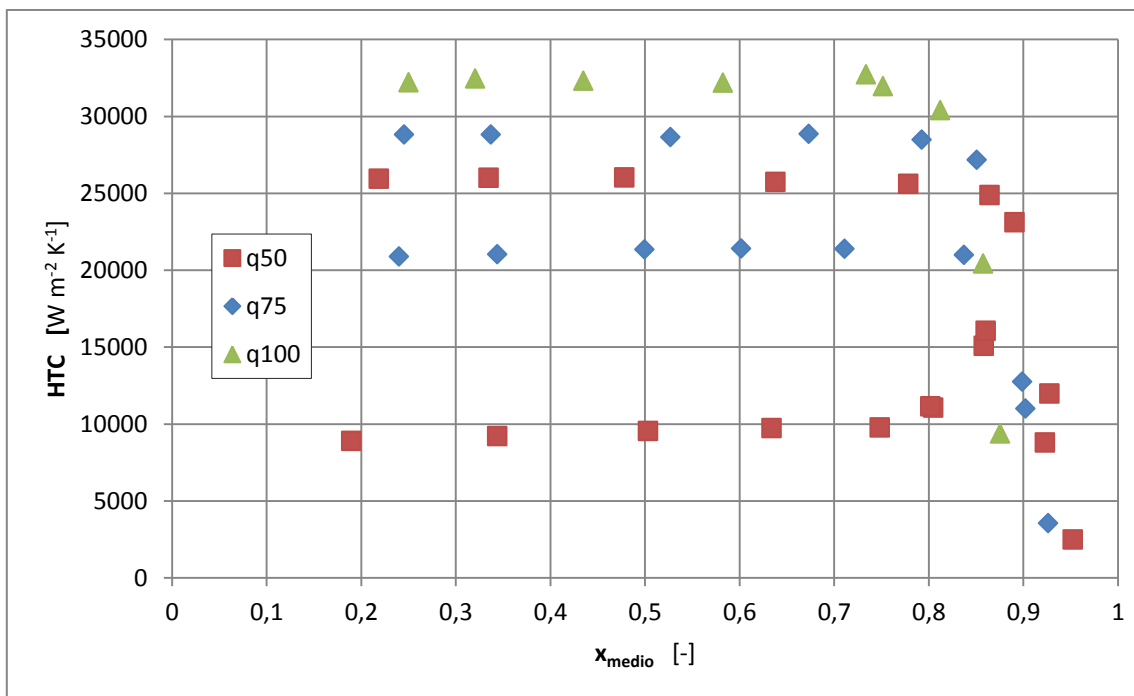
Al crescere del flusso termico le perdite di carico rimangono sostanzialmente invariate.



**Fig. 3.20: Andamento delle temperature di parete per  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q$  variabile in condizione di incipiente crisi termica**

**$G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$**

In *Figura 3.21* sono illustrati i coefficienti di scambio termico al variare del titolo per i flussi termici di 50, 75 e 100  $\text{kW m}^{-2}$ , con una portata specifica pari a  $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ .



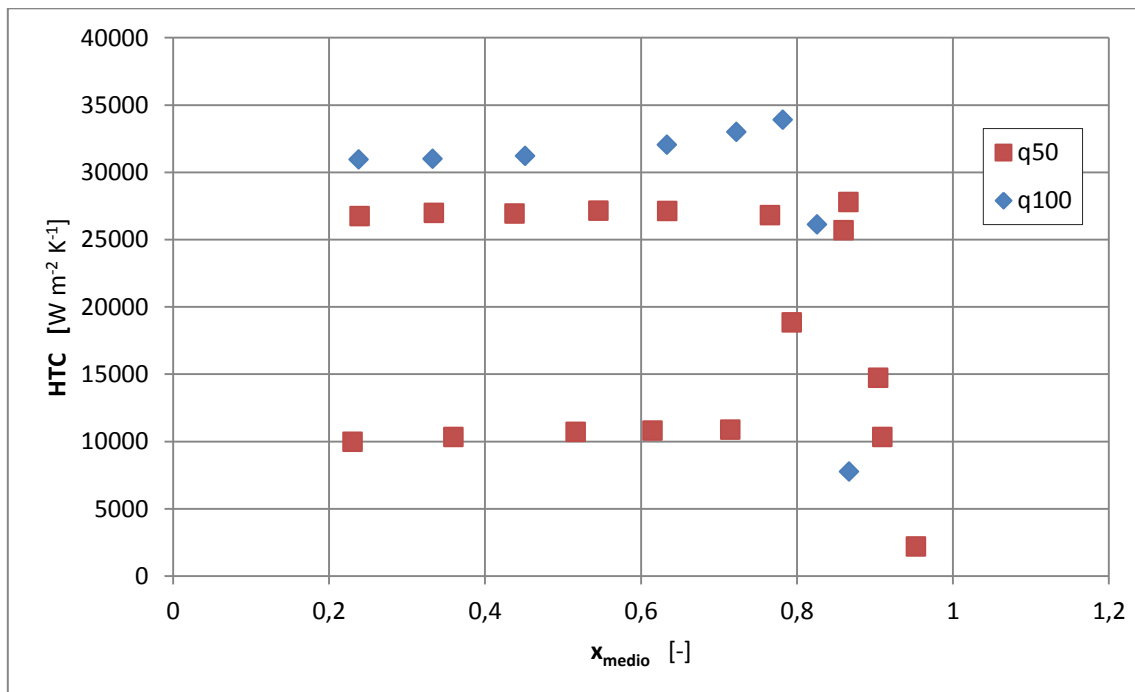
**Fig. 3.21: HTC in funzione del titolo medio per  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  al variare di  $q$**

Non sono stati riscontrati comportamenti particolari, il coefficiente di scambio cresce all'aumentare del flusso termico e le perdite di carico rimangono trascurabili.

Si può notare invece una riduzione dell'aumento del coefficiente di scambio dopo l'attivazione al crescere del flusso termico (da circa  $15000 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  per  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$  a meno di  $10000 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  per  $q=75 \text{ kW m}^{-2}$ ).

**$G=200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$**

In *Figura 3.22* sono illustrati i coefficienti di scambio termico al variare del titolo per i due flussi termici di 50 e 100  $\text{kW m}^{-2}$ , con una portata specifica pari a  $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ .



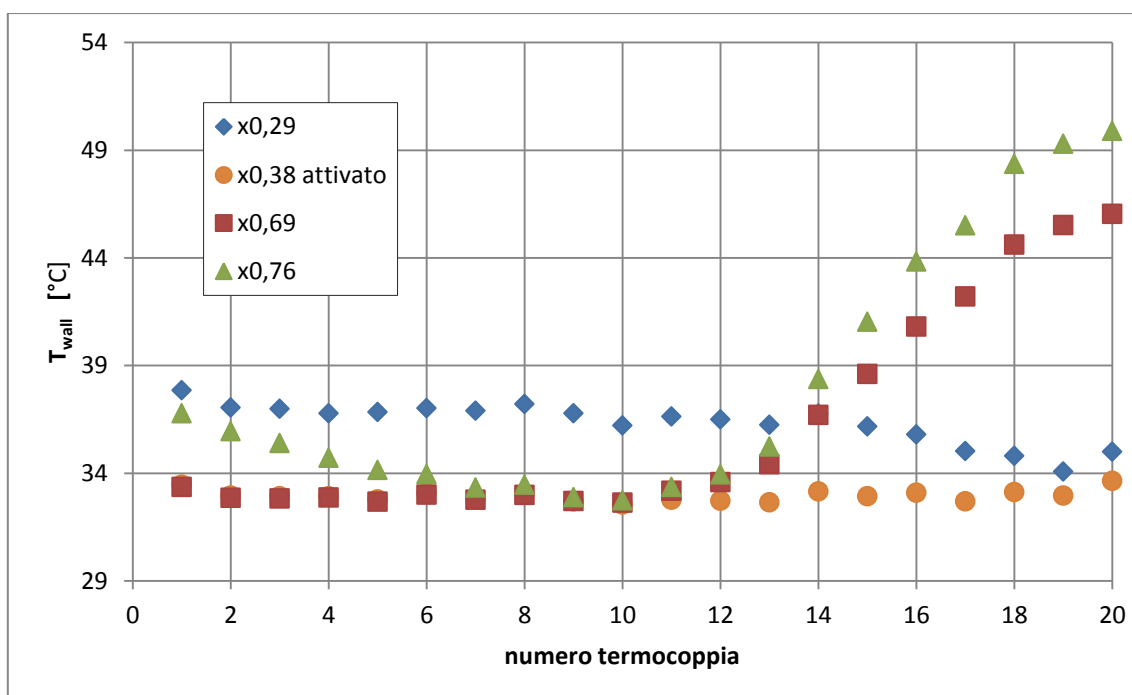
**Fig. 3.22: HTC in funzione del titolo medio per  $G=200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  al variare di  $q$**

Eccezion fatta per il caso a maggiore flusso termico in cui a titoli medio alti si ha un aumento del coefficiente di scambio con la portata volumetrica, tutte le altre caratteristiche rimangono invariate rispetto alle situazioni precedenti. L'aumento dell'HTC è comunque contenuto (inferiore al 10%): è sempre l'ebollizione nucleata il meccanismo di scambio termico dominante.

### 3.6 L'ANDAMENTO DELLE TEMPERATURE DI PARETE CON LA SUPERFICIE NANOSTRUTTURATA

Anche qui, come nel caso della sezione liscia, vengono studiati gli andamenti delle temperature di parete. La struttura della sezione è la medesima.

È interessante osservare ciò che emerge da *Figura 3.23*: per  $q=100 \text{ kW m}^{-2}$  e  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  sono state rappresentate le temperature di parete misurate al variare del numero della termocoppia stessa.



**Fig. 3.23: Andamento delle temperature di parete per  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q=100 \text{ kW m}^{-2}$  al variare del titolo medio**

Gli andamenti sono quelli del caso precedente, con la sola aggiunta del nuovo livello termico dovuto alla superficie attivata. Si possono però riscontrare alcune differenze (che verranno meglio analizzate nel seguito) e peculiarità. Innanzitutto le temperature sono in genere inferiori, sia per quanto riguarda il funzionamento in *dryout* che non. Inoltre l'andamento a titolo 0,29 è decrescente poiché, probabilmente a causa del forte carico termico specifico a cui erano sottoposti sezione e fluido, la parte terminale della sezione si è attivata subito.

Anche qui manca una riduzione della temperatura dell'ultima parte della sezione, come invece si verifica con una schiuma metallica.

## 4. CONFRONTO TRA LE DUE SUPERFICI

Vengono ora confrontati i risultati ottenuti dalle due superfici durante le prove in regime bifase per quanto riguarda i coefficienti di scambio, i titoli di inizio *dryout* e le temperature di parete.

Nelle figure seguenti sono confrontati e discussi caso per caso i dati ottenuti con ciascuna delle due superfici.

$G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$   $q=50 \text{ kW m}^{-2}$

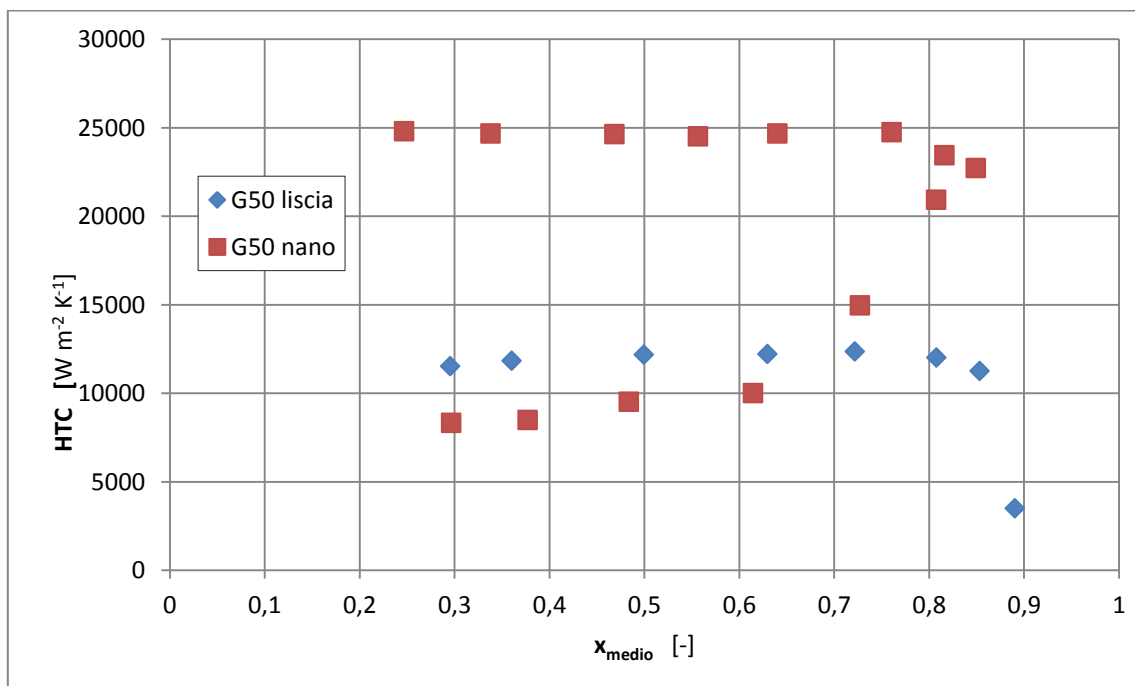


Fig. 4.1: Confronto HTC a  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$

Fintanto che la superficie non viene attivata rimangono maggiori i coefficienti di scambio ottenuti con la superficie liscia, dopo l'attivazione invece i coefficienti sono praticamente raddoppiati. È evidente, sotto questo punto di vista, il vantaggio che si ha ad utilizzare la superficie nanostrutturata attivata rispetto a quella liscia, visto anche che le perdite di carico rimangono praticamente nulle.

Il titolo di inizio *dryout* è invece sostanzialmente il medesimo quindi non si ha vantaggio ad utilizzare una superficie piuttosto che l'altra.

Data l'assenza di un dato in pieno *dryout* per la superficie nanostrutturata le considerazioni sulla temperatura vengono in questo caso fatte per il punto "omologo" a più alto titolo disponibile per entrambe le superfici.

Quando la nanostruttura si attiva, come già visto, la sua temperatura scende e diventa inferiore a quella della superficie liscia in condizioni di lavoro equivalenti. Se invece la parete non è attiva, poiché in questo caso l'HTC della nanostruttura è minore, la sua temperatura è maggiore. Per i punti a titolo massimo è visibile l'inizio del fenomeno del *dryout* dall'andamento crescente che la temperatura presenta nella parte terminale della sezione.

La figura mette anche in evidenza come la superficie nanostrutturata attivata presenti temperature inferiori anche in condizioni di incipiente crisi termica.

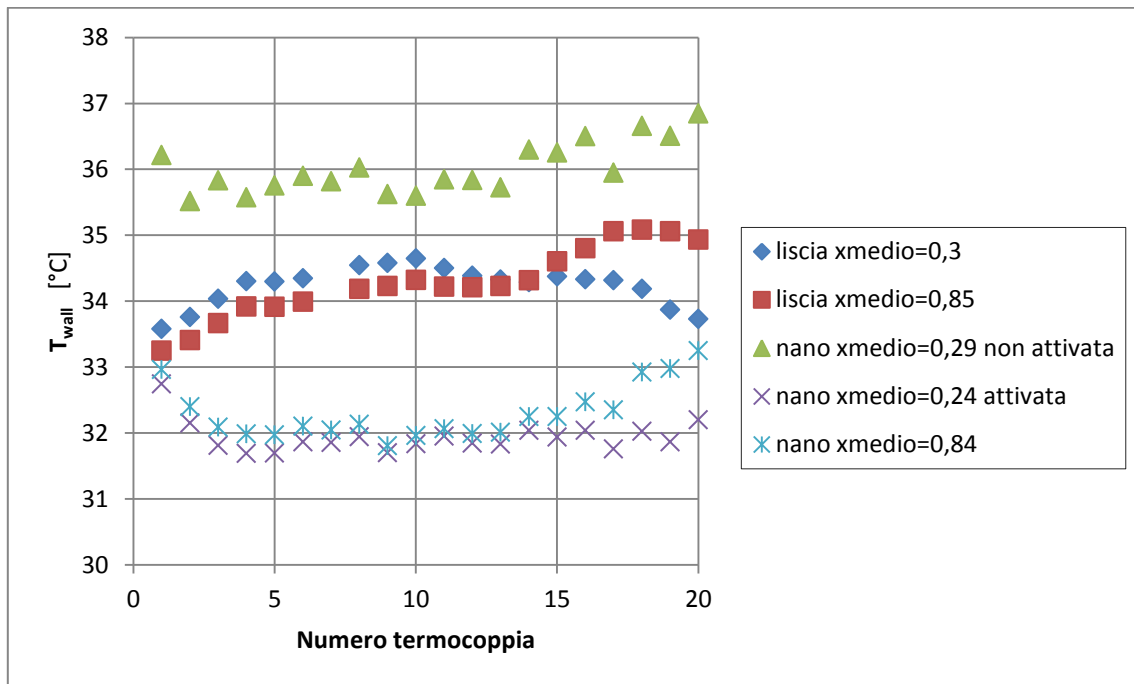


Fig. 4.2: Confronto temperature di parete a  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$

$G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$   $q=50 \text{ kW m}^{-2}$

La situazione è la medesima del caso precedente con la differenza che, grazie ad una attivazione parziale, dove la superficie liscia comincia a perdere efficacia nello scambio, la nanostruttura migliora invece i coefficienti (pagando però poi il prezzo di un decadimento più brusco anche se a titoli leggermente maggiori).

Analogamente, sul piano termico, la situazione rimane invariata. Le temperature maggiori riscontrate sulla superficie nanostrutturata in *dryout* sono probabilmente

dovute al fatto che il coefficiente di scambio è leggermente minore poiché il titolo è leggermente maggiore. L'andamento è però comunque il medesimo.

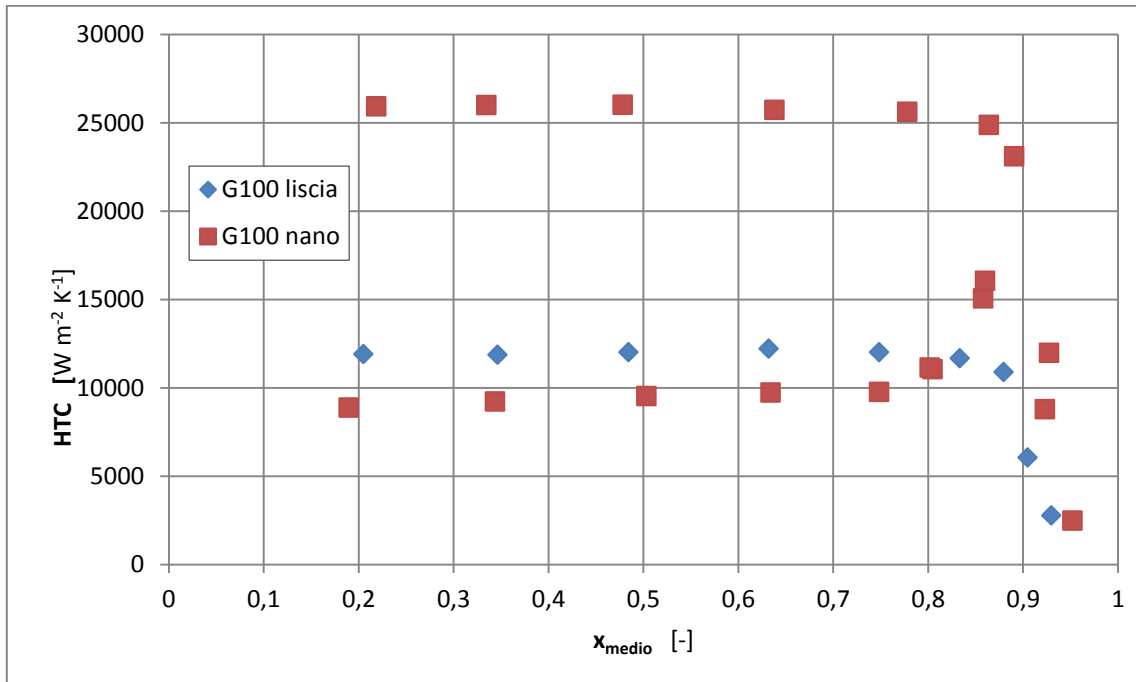


Fig. 4.3: Confronto HTC a  $G=100 kg m^{-2} s^{-1}$  e  $q=50 kW m^{-2}$

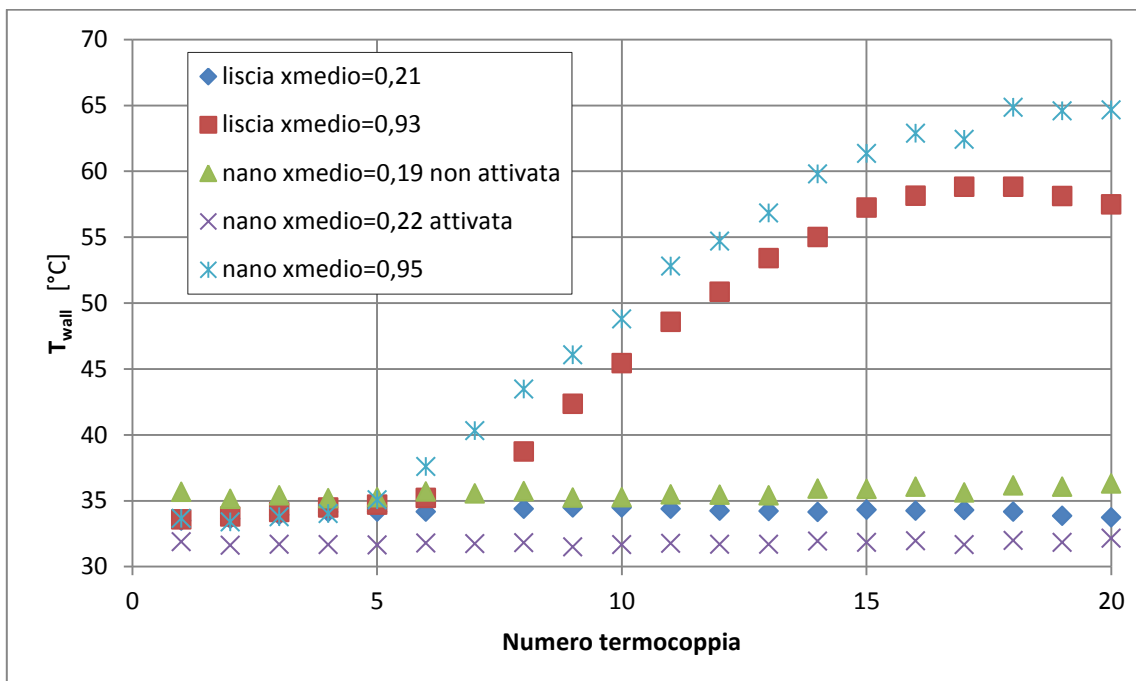


Fig. 4.4: Confronto temperature di parete a  $G=100 kg m^{-2} s^{-1}$  e  $q=50 kW m^{-2}$

$G=200 kg m^{-2} s^{-1}$   $q=50 kW m^{-2}$

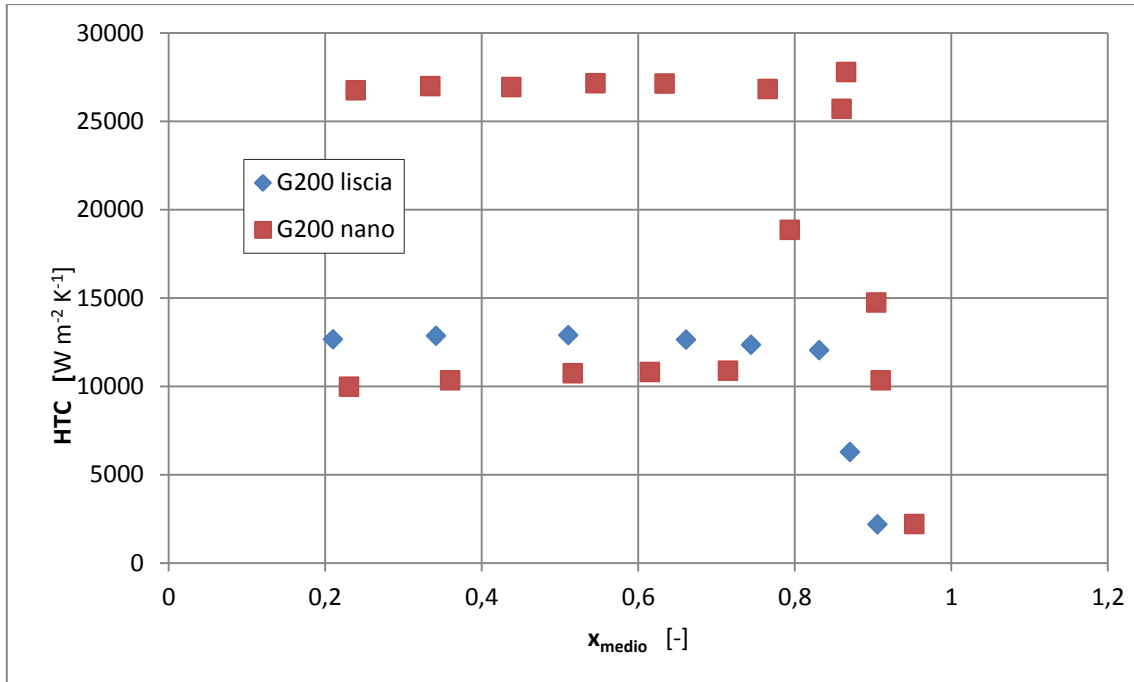


Fig. 4.5: Confronto HTC a  $G=200 kg m^{-2} s^{-1}$  e  $q=50 kW m^{-2}$

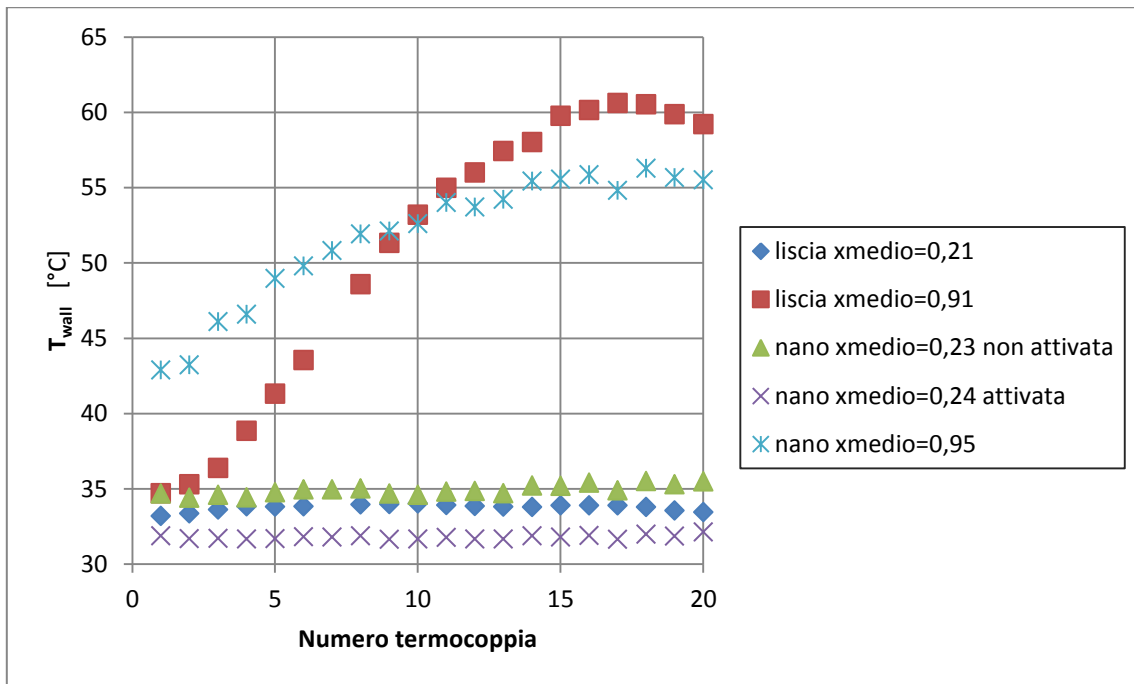


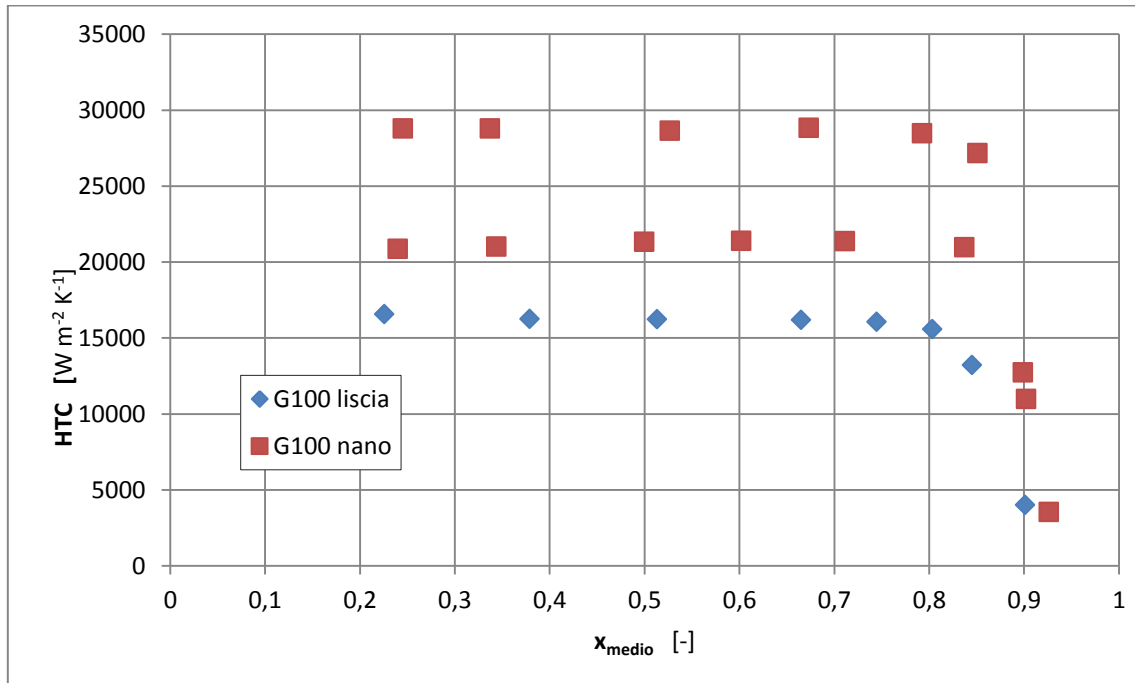
Fig. 4.6: Confronto temperature di parete a  $G=200 kg m^{-2} s^{-1}$  e  $q=50 kW m^{-2}$

Al crescere della portata a pari flusso termico aumenta ancora il titolo di inizio *dryout*, ampliando il campo operativo della superficie. Le differenze nei coefficienti di scambio termico rimangono le medesime.



A livello termico invece si riscontra un'importante variazione: a titolo maggiore le temperature di *dryout* sono inferiori per la nanostruttura. In un'ottica applicativa questo può essere molto importante perché potrebbe permettere di gestire meglio una situazione di sovraccarico termico di emergenza limitando eventuali danni.

$G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$   $q=75 \text{ kW m}^{-2}$



**Fig. 4.7: Confronto HTC a  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q=75 \text{ kW m}^{-2}$**

Al crescere del flusso termico l'aumento delle caratteristiche di scambio termico della superficie nanostrutturata non attivata è maggiore rispetto a quello della superficie liscia: adesso in qualsiasi stato si trovi la nanostruttura scambia comunque più calore a parità di altre condizioni.

Di contro l'aumento del coefficiente dopo l'attivazione si è ridotto: se con il flusso termico precedente aumentava di circa il 150% ora l'aumento è inferiore al 50%. Questo non vuol necessariamente dire che la superficie scambia calore meno efficacemente. Come visto nel capitolo precedente infatti il coefficiente di scambio cresce all'aumentare del flusso termico.

Il titolo di inizio *dryout* presenta lo stesso aumento del caso a flusso termico minore e medesima portata.

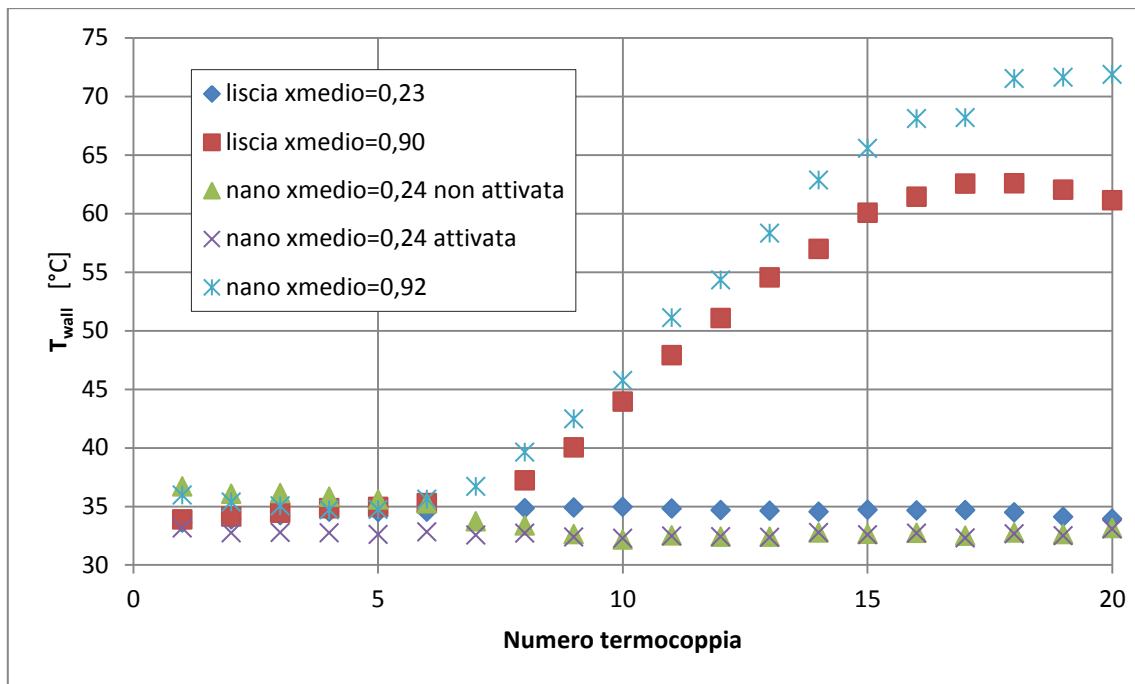


Fig. 4.8: Confronto temperature di parete a  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q=75 \text{ kW m}^{-2}$

Con la crescita del flusso termico e il ridursi della portata le temperature di parete in *dryout* tornano a essere maggiori per la nanostruttura se su questa scorre refrigerante a titoli maggiori.

$G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$   $q=100 \text{ kW m}^{-2}$

Differentemente da quanto visto nel caso precedente se la superficie non è attivata presenta coefficienti di scambio minori (solo il primo punto del grafico è a nanostruttura non attiva, negli altri è almeno parzialmente attivata). Data la parziale attivazione non è possibile fare considerazioni sugli incrementi dovuti all'attivazione stessa.

Con elevati flussi termici e portate ridotte il fenomeno del *dryout* inizia a titoli nettamente inferiori. Se questo da un lato annulla l'effetto dell'attivazione (come già spiegato in precedenza) dall'altro la medesima riduzione si verifica anche per la superficie liscia e quindi, sotto questo punto di vista, non vi è convenienza alcuna ad usare una superficie piuttosto che l'altra.

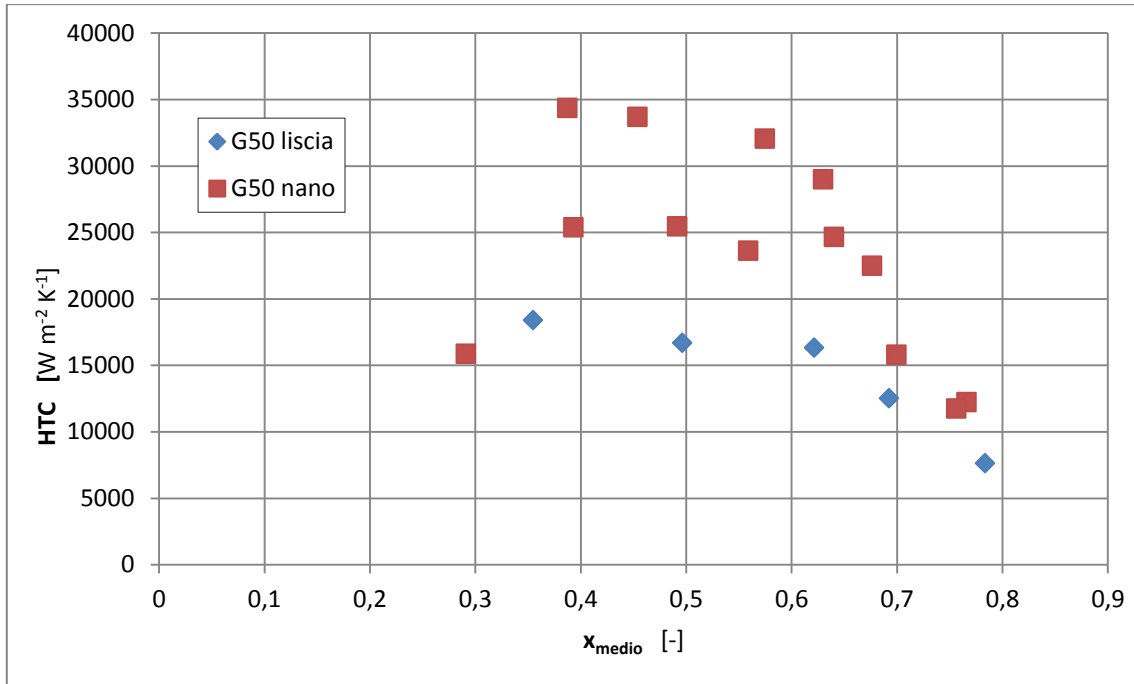


Fig. 4.9: Confronto HTC a  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q=100 \text{ kW m}^{-2}$

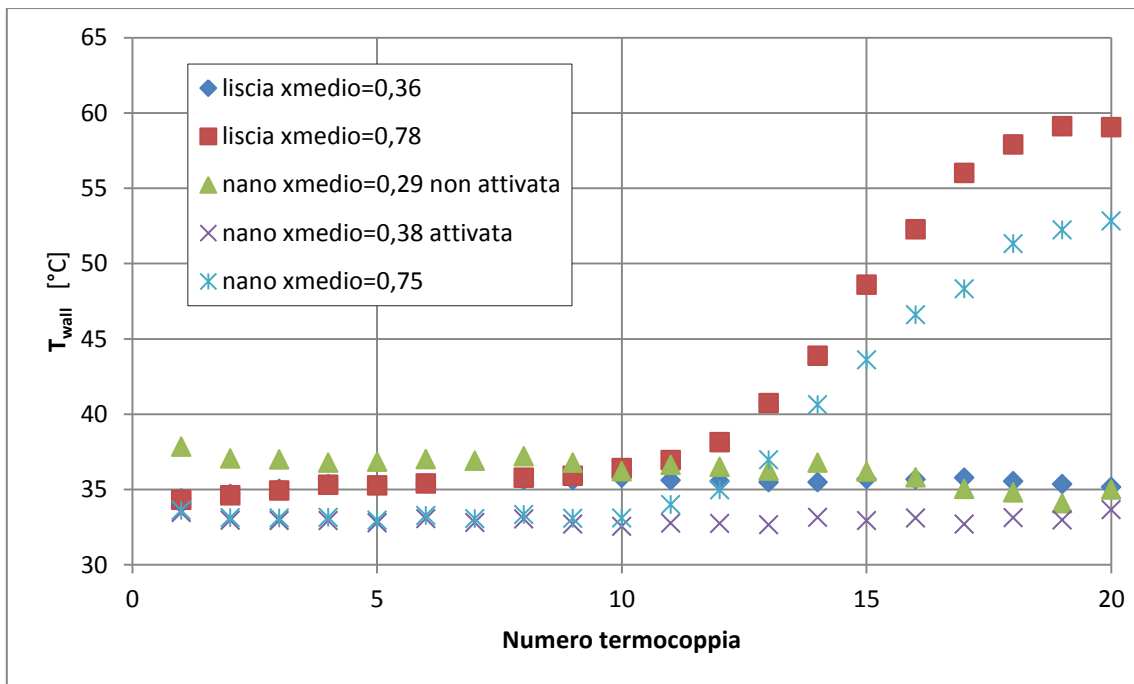


Fig. 4.10: Confronto temperature di parete a  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q=100 \text{ kW m}^{-2}$

È opinione dello scrivente che condizioni operative che presentano elevati flussi termici specifici e portate ridotte siano le peggiori in cui utilizzare questo tipo di superfici (nanostrutture) per:

- il rapido decadimento del coefficiente di scambio;
- il ridotto titolo di inizio *dryout*;

- il mancato guadagno in questo rispetto a una superficie liscia.

Sarebbe molto più conveniente usare mezzi di scambio termico con migliori caratteristiche di scambio termico convettivo (convective boiling).

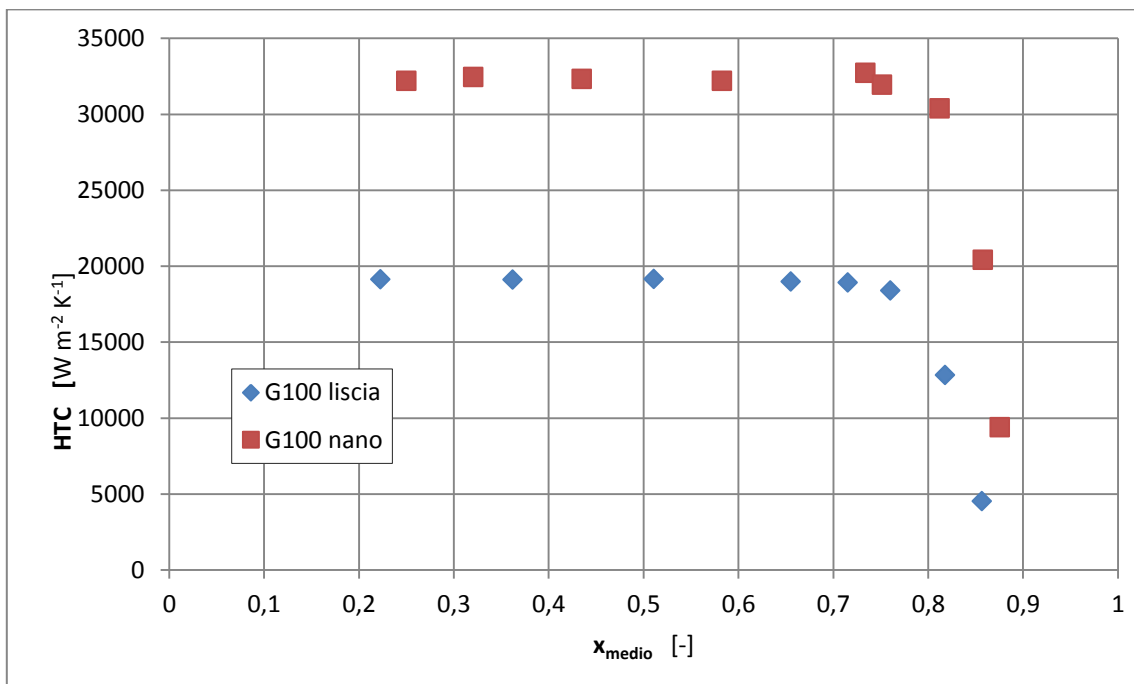
Nota positiva sembrerebbe invece essere la riduzione di temperature durante la crisi termica, anche se sarebbe necessario eseguire studi più accurati dato che, nel presente caso, il titolo della misura sulla nanostruttura è leggermente minore.

**$G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$   $q=100 \text{ kW m}^{-2}$**

I dati presentano solo la nanostruttura attivata.

I coefficienti di scambio di questa sono come sempre maggiori e maggiori sono i titoli a cui avviene la crisi termica.

Inoltre per la prima volta si ha una grossa differenza nei coefficienti di scambio a titolo massimo: differiscono di oltre il 100% del valore del minore ( $9385 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  contro  $4520 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ).



**Fig. 4.11: Confronto HTC a  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q=100 \text{ kW m}^{-2}$**

Le temperature della superficie nanostrutturata sono sempre inferiori, in particolare nelle parti sottoposte a crisi termica dove la differenza è di quasi  $15 \text{ }^\circ\text{C}$ .

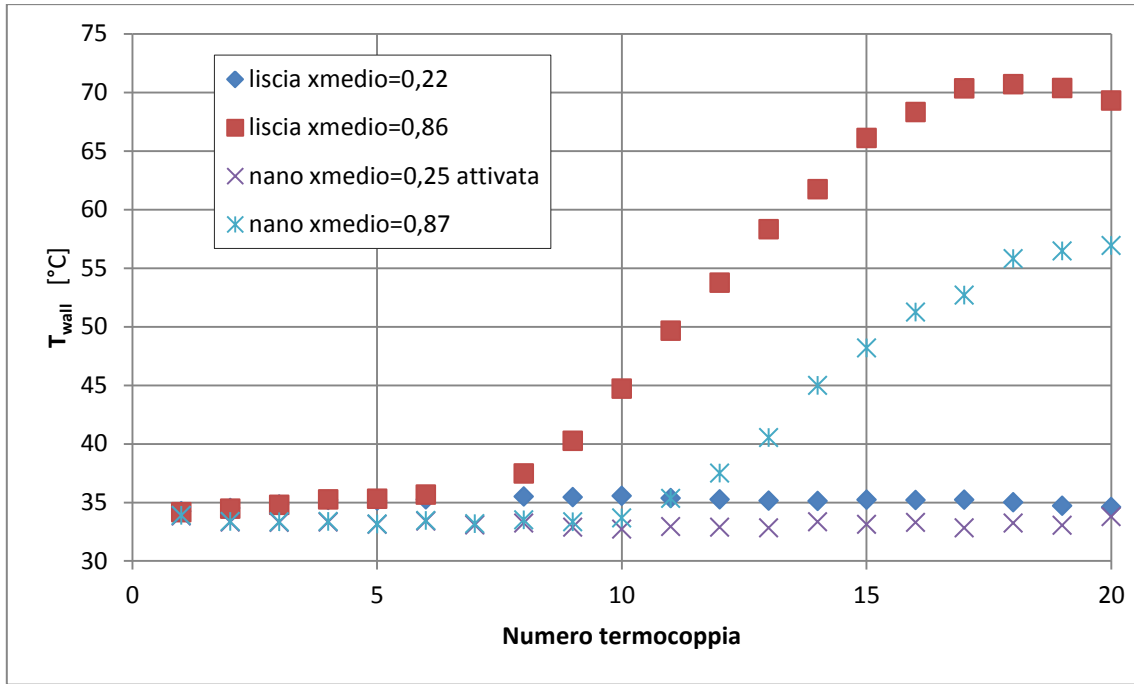


Fig. 4.12: Confronto temperature di parete a  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q=100 \text{ kW m}^{-2}$

$G=200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$   $q=100 \text{ kW m}^{-2}$

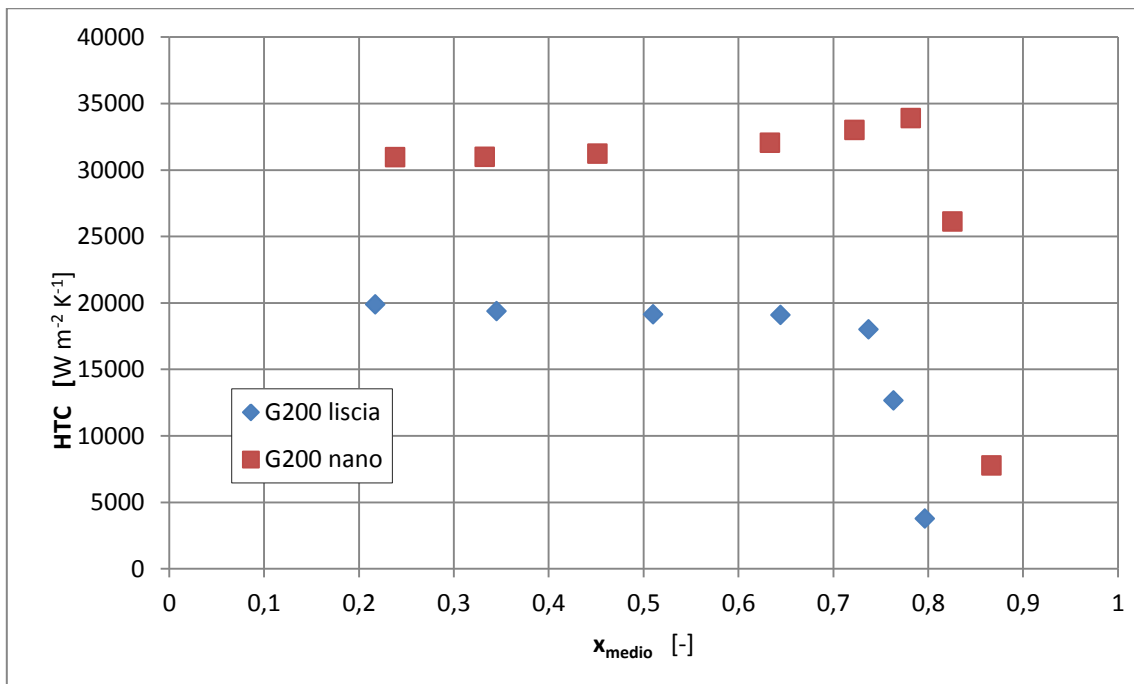


Fig. 4.13: Confronto HTC a  $G=200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q=100 \text{ kW m}^{-2}$

Anche qui le caratteristiche riscontrate sono le medesime e si ha un ulteriore aumento nel divario tra i titoli della crisi termica.

A livello termico aumenta ulteriormente la differenza tra le temperature in fase di *dryout*.

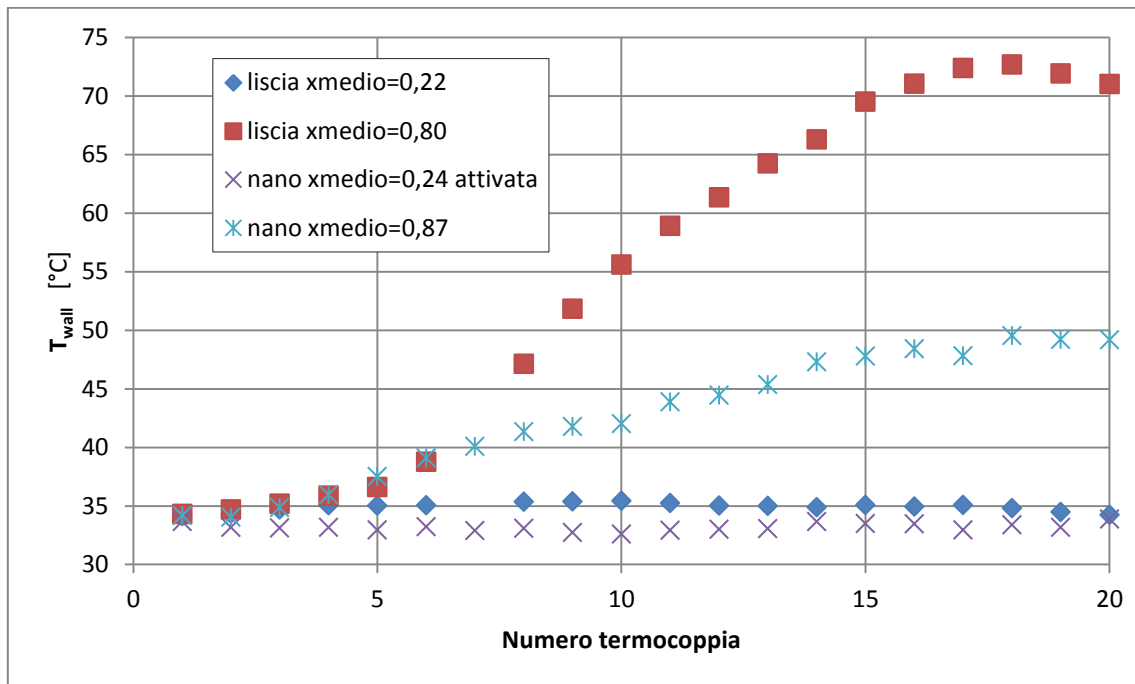


Fig. 4.14: Confronto temperature di parete a  $G=200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q=100 \text{ kW m}^{-2}$

In definitiva quindi si possono riscontrare diverse tendenze:

- al crescere di flusso termico e portata la superficie nanostrutturata mantiene temperature di funzionamento inferiori anche nel caso di crisi termica;
- al crescere della portata aumenta il divario fra i titoli di inizio *dryout* a vantaggio della superficie nanostrutturata;
- al crescere del flusso termico la superficie nanostrutturata tende ad avere coefficienti di scambio maggiori anche se non attivata, al prezzo però di una riduzione del divario tra il valore del coefficiente prima e dopo l'attivazione.

## 5. ANALISI VISIVA DEL DEFLUSSO

### 5.1 CENNI DI TECNICA DI RIPRESA VIDEO

Per le riprese video viene usata una telecamera di tipo Phantom v9.1, da 2 Mpixel, 14 bit per pixel; il legame tra la risoluzione della camera e il numero di frame per secondo massimo è riportato in *Tabella 5.1*; tutti i dati tecnici sono reperibili in [30].

<b>Risoluzione</b>	<b>fps max</b>
1632 x 1200	1016
1632 x 960	1268
1632 x 480	2520
1632 x 240	4975
960 x 960	1972
960 x 480	3906
960 x 240	7648
480 x 480	6420
480 x 240	12422
480 x 120	23391
480 x 64	36603
96 x 96	51948
96 x 48	81632
96 x 32	100000
96 x 16	129032
96 x 8	153846

**Tab. 5.1: Legame tra le risoluzioni possibili e il numero di fps massimo della telecamera utilizzata per le riprese**

Si nota chiaramente la relazione di proporzionalità inversa tra le due variabili, che può essere spiegata nel seguente modo: definiamo  $BR$  il numero di bit per secondo che vengono impiegati nei video,  $BPP$  il numero di bit per pixel (che determinano la gamma di colori disponibile),  $fps$  il numero di fotogrammi che si succedono in un secondo, la risoluzione  $R$  il numero di pixel per ogni fotogramma o *frame*.

Elaborando quanto scritto in [31], il numero di bit per ogni frame  $BPF$  si può scrivere in due modi: secondo la (5.1) come il rapporto tra il numero di bit al secondo ( $BR$ ) e il numero di *frame* per secondo ( $fps$ )

$$BPF \left[ \frac{bit}{frame} \right] = \frac{BR \left[ \frac{bit}{s} \right]}{fps \left[ \frac{frame}{s} \right]} \quad (5.1)$$

Oppure secondo la (5.2) come il prodotto tra il numero di bit per pixel  $BPP$  e la risoluzione  $R$ :

$$BPF \left[ \frac{bit}{frame} \right] = BPP \left[ \frac{bit}{pixel} \right] * R \left[ \frac{pixel}{frame} \right] \quad (5.2)$$

Mettendo insieme la (5.1) e la (5.2) si ottiene la relazione cercata nella (5.3):

$$R * fps \left[ \frac{pixel}{s} \right] = \frac{BR \left[ \frac{bit}{s} \right]}{BPP \left[ \frac{bit}{pixel} \right]} \quad (5.3)$$

Da questa si vede che la qualità non dipende solo dalla risoluzione ma anche dal numero di bit al secondo e di bit per pixel: quindi nei video che vengono eseguiti si cerca un ottimo compromesso (anche se non è l'unico) tra una buona risoluzione e un numero di fotogrammi al secondo adeguato per riuscire a registrare fenomeni che avvengono in frazioni di secondo.

In generale la risoluzione è definita in [Mpixel] oppure come prodotto tra il numero dei pixel della base per quello dell'altezza del *frame*.

Si ricorda che i video vengono registrati in una certa modalità (un certo  $fps$ ): il numero di fotogrammi ( $n$ ) contenuti sarà dato dal prodotto del tempo di acquisizione per il numero di *frame* per secondo, in base alla (5.4):

$$n [frame] = t * fps \quad (5.4)$$

Nel momento in cui viene effettuato il salvataggio si può scegliere la velocità di riproduzione del file salvato: per esempio, scegliendo una velocità pari a 1  $fps$ , la



durata in secondi sarà pari al numero di *frame*, se invece si sceglie all'altro estremo (cioè una velocità di riproduzione pari al numero di frame per secondo) la durata sarà esattamente quella del video così come è stato acquisito.

Il video riprodotto sarà dato da una sequenza di immagini che si susseguono a velocità tale da riuscire ad apprezzare i fenomeni che si verificano tra un *frame* e l'altro (ovvero passando da un certo istante a quello successivo dopo un tempo pari a  $\frac{1}{fps}$ ).

Un altro parametro di regolazione della qualità delle immagini registrate è l'esposizione *ESP* (espressa in secondi o microsecondi): anche in questo caso è importante cercare il giusto compromesso tra "congelamento dell'immagine" (infatti tempi di esposizione troppo lunghi sono da evitare nel caso di una situazione di rapida variazione nel tempo) e necessità della giusta luce: tuttavia è un problema vincolato, nel senso che la massima esposizione è limitata dal numero di frame per secondo che si sta usando (come è intuitivo, nel senso che se si supera l'intervallo che intercorre tra due *frame* si passa a quello successivo), secondo la (5.5):

$$ESP_{max} = \frac{1}{fps} \quad (5.5)$$

Il tempo di esposizione è strettamente correlato all'apertura del diaframma, per dare il cosiddetto valore di esposizione *EV*: ovviamente più aumenta il primo, più deve diminuire la seconda per ottenere il medesimo valore di esposizione.

Si definisce apertura del diaframma *f* il rapporto tra la lunghezza focale dell'obiettivo (distanza tra dove si forma l'immagine e il centro della lente) e il diametro del foro del diaframma stesso (come da 5.6). L'apertura è espressa da una dicitura in cui una "f" è seguita da tale valore.

$$f = \frac{F}{D_{diaframma}} [-] \quad (5.6)$$

Per esempio un diaframma f8 è più chiuso di un f4 (e quindi posso aumentare il tempo di esposizione). In taluni video viene utilizzato un moltiplicatore di focale 1.4, significa che incrementa la focale del 40%: ciò ha l'effetto di restringere l'angolo di

campo (ovvero riquadrare una zona meno ampia della sezione di prova) ma ha lo svantaggio di diminuire la profondità di campo.

In base a dimostrazioni di ottica che vengono qui tralasciate, si vede come la profondità  $PdC$  (ovvero l'ampiezza dello spazio nitido davanti e dietro il soggetto) è legata sia all'apertura del diaframma  $f$ , sia alla lunghezza focale  $F$  ( $S$  rappresenta la distanza del soggetto,  $c$  una costante pari al diametro del circolo di confusione e assunta pari a 0,025 mm): in particolare aumenta se aumenta il numero  $f$  di apertura del diaframma (ovvero se si diaframma, cioè si chiude l'otturatore) e se diminuisce la lunghezza focale, come si vede effettuando uno studio di funzione della (5.7)

$$PdC = \frac{2 \frac{F^2}{fc} S(S - F)}{\left(\frac{F^2}{fc}\right)^2 - (S - F)^2} [mm] \quad (5.7)$$

Ben si comprende come sia necessaria una scelta opportuna di numero di frame per secondo, apertura del diaframma, tempo di esposizione e focale al fine di ottimizzare la qualità delle immagini acquisite, in termini di risoluzione, profondità di campo e possibilità di apprezzare i fenomeni che si verificano.

## 5.2 OSSERVAZIONI DAI VIDEO ACQUISITI

Le riprese sono state eseguite a 100 fps.

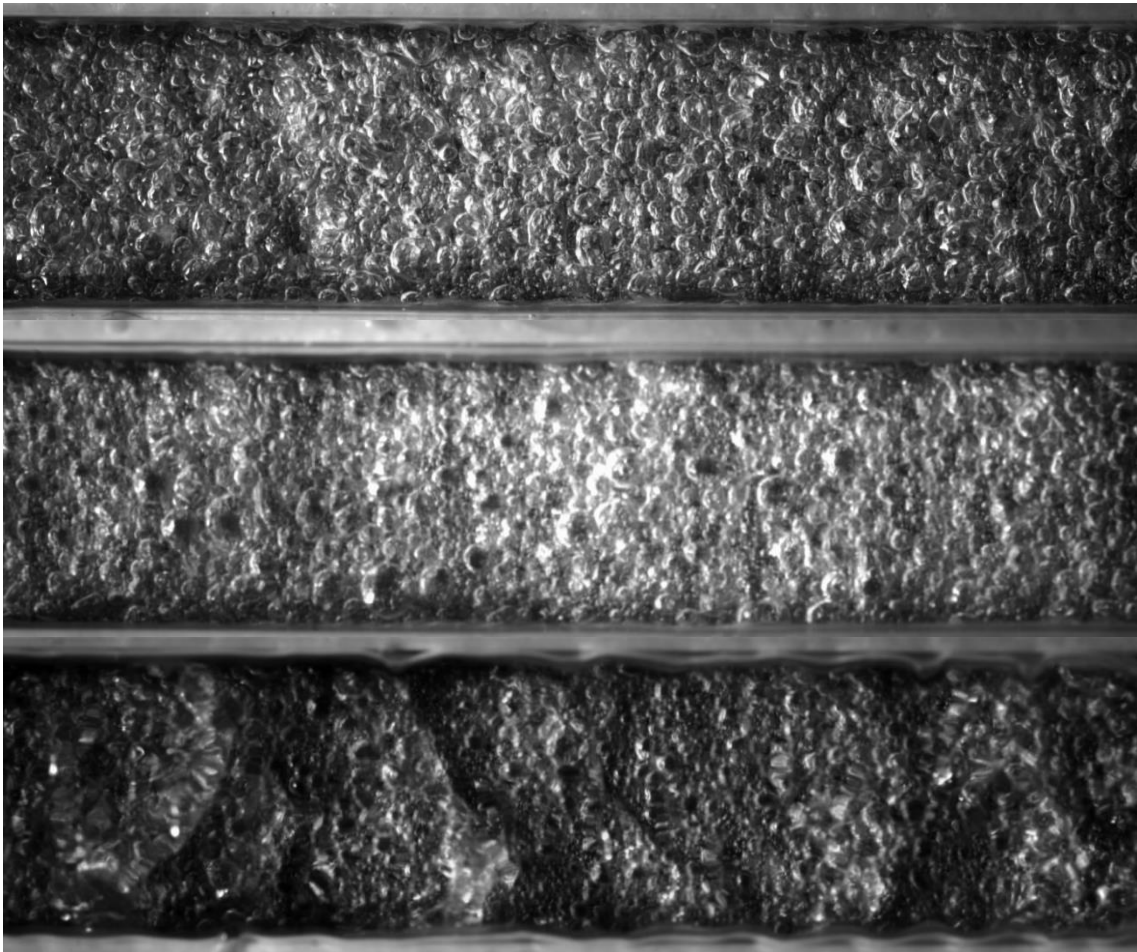
I titoli qui riportati sono quelli di ingresso nella sezione.

Nel seguito verranno analizzati gli effetti della portata, del flusso termico e del titolo in ingresso sul fenomeno dell'ebollizione per entrambe le superfici.

### Superficie liscia

Il primo studio del moto nel condotto è svolto a pari flusso termico ( $q=50 \text{ kW m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ) e portata via via crescente per bassi titoli. Come si vede dalla *Figura 5.1*, le bolle si formano dai siti di nucleazione sulla superficie e, quando si distaccano, si muovono in due direzioni: una orizzontale, corrispondente al moto del fluido, e una verticale, in quanto più leggera del liquido che le circonda. Nel loro moto verso l'alto sono

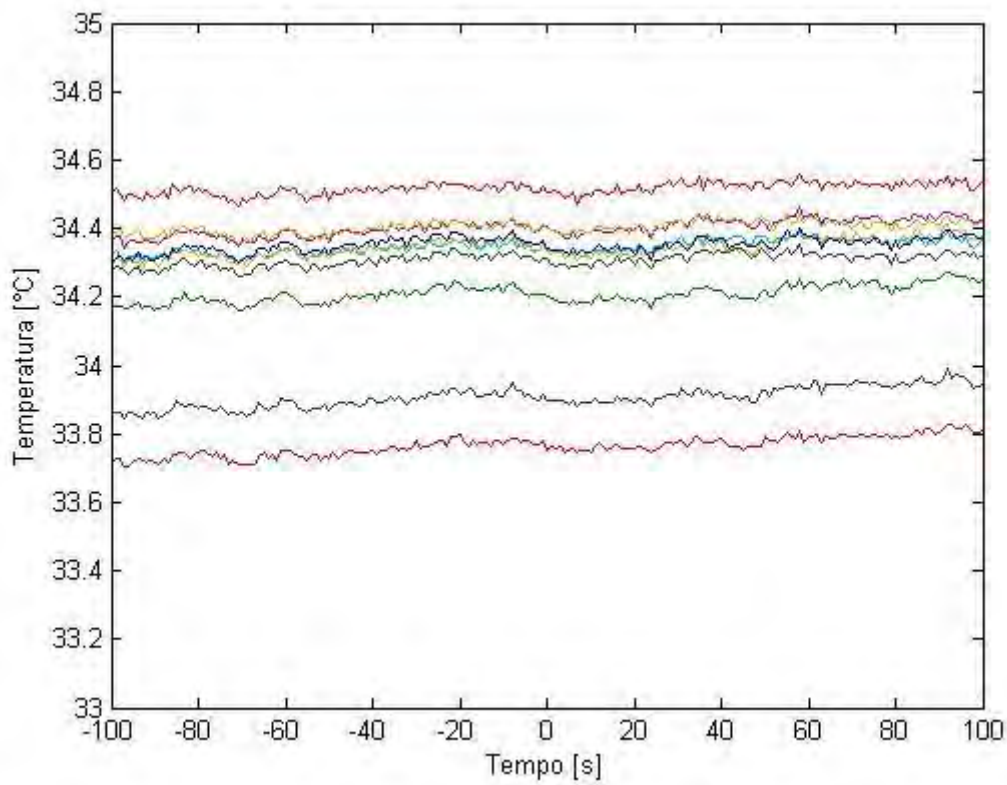
soggette a coalescenza e a ingrandimento per il liquido che vaporizza a contatto con loro.



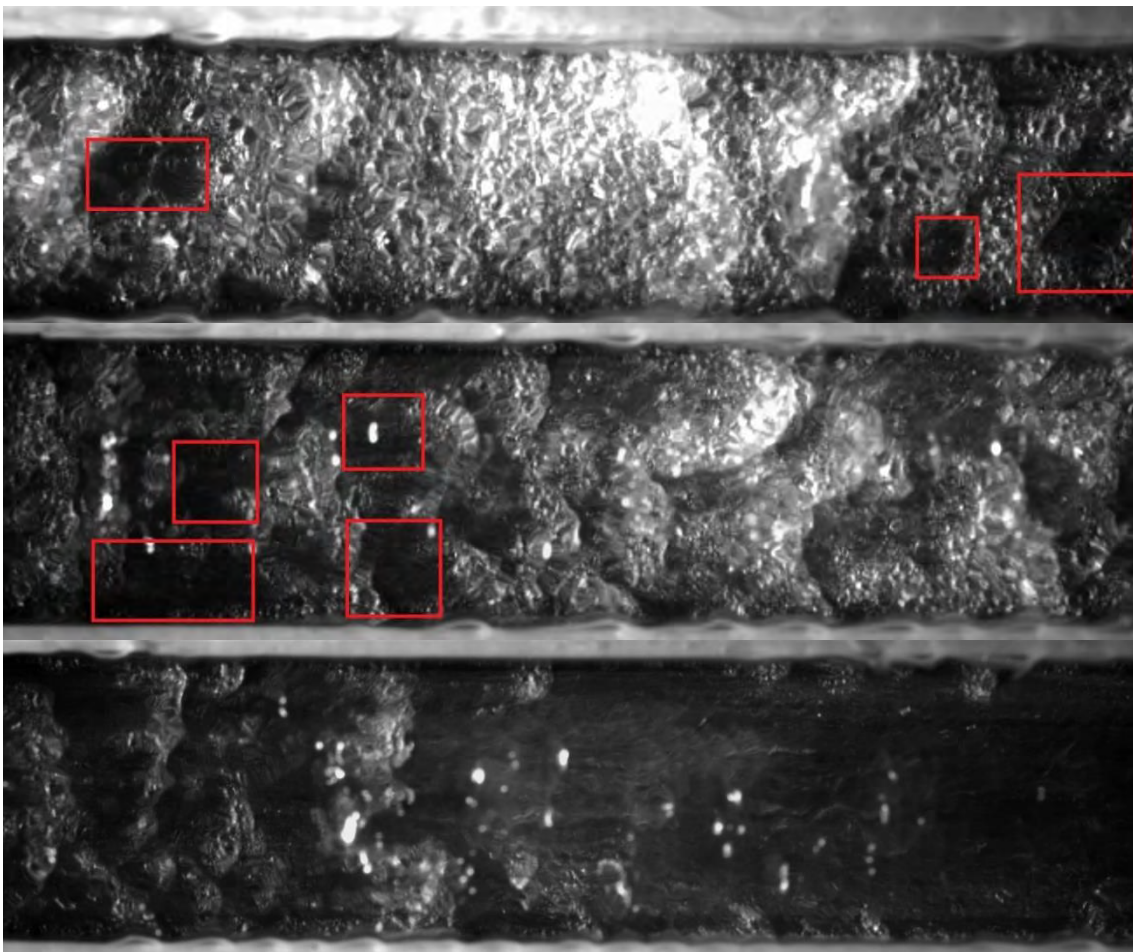
**Fig. 5.1:** Singoli frame estratti da riprese a  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$  e rispettivamente  $G=50, 100$  e  $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $x=0,17$  e variazione  $0,26$ ,  $x=0,14$  e variazione  $0,13$ ,  $x=0,18$  e variazione  $0,06$

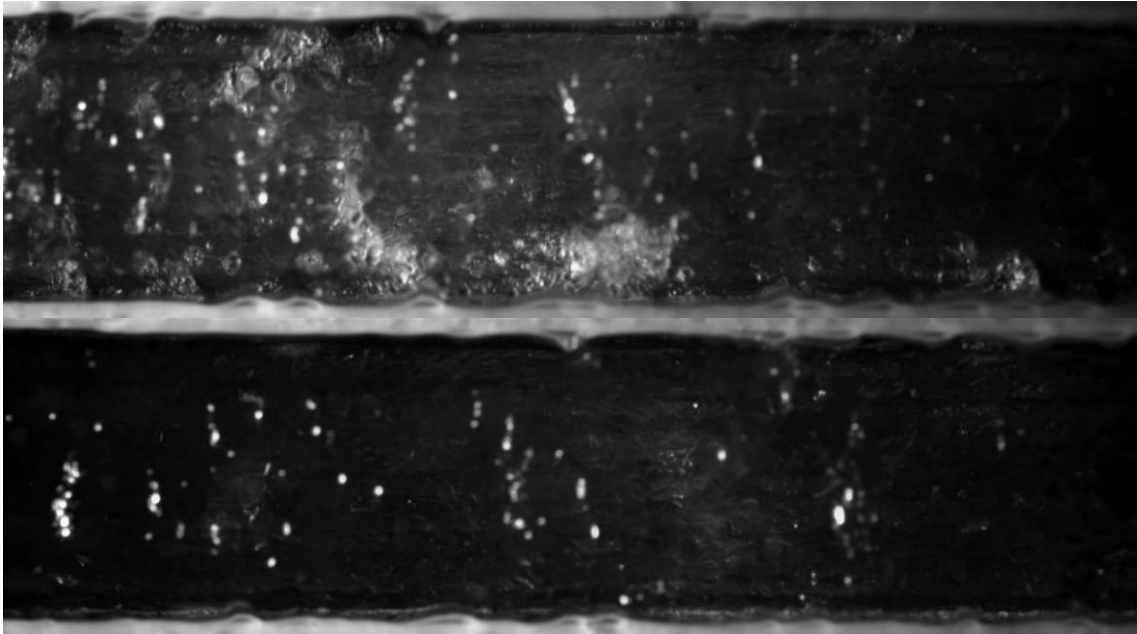
Al crescere della portata inoltre si formano delle onde all'interno del condotto. Come si vede nella figura seguente le temperature di parete sono molto costanti e lo scambio termico non presenta oscillazioni o instabilità.

Mano a mano che il titolo in ingresso aumenta, il moto diventa più caotico. Si cominciano a formare onde (come si verificava solo a portate maggiori per titoli minori) e zone di superficie interamente coperta da vapore che non fungono più da siti di nucleazione (evidenziate in rosso in nei primi due fotogrammi di *Figura 5.3*). Queste ultime diventano sempre più estese al crescere del titolo fino ad arrivare a ricoprire per intero la superficie (ultimo fotogramma di *Figura 5.3*).



**Fig. 5.2:** Temperature di parete a  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$ ,  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ,  $x=0,17$  e variazione 0,26

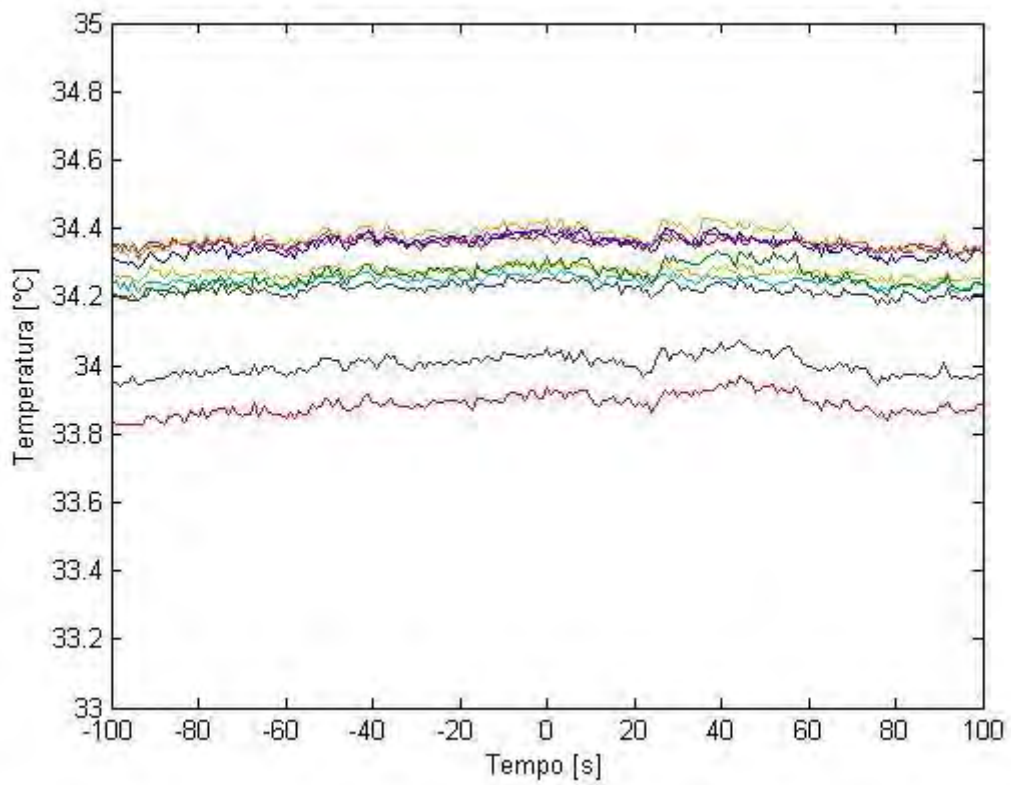
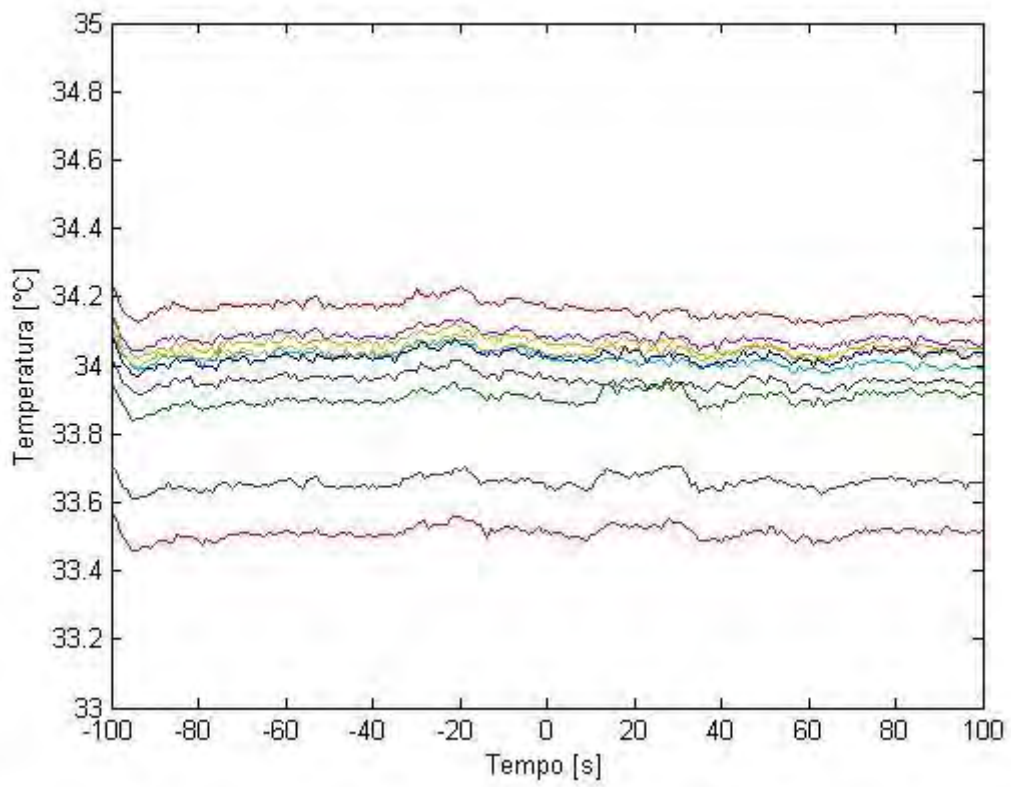


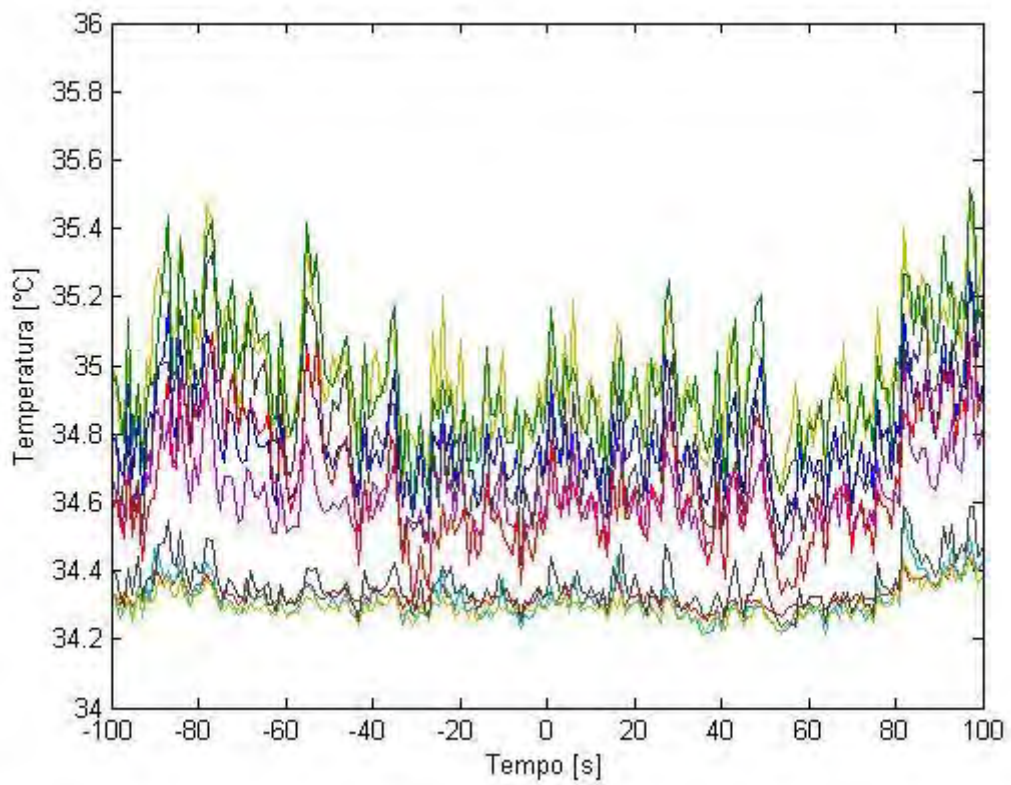
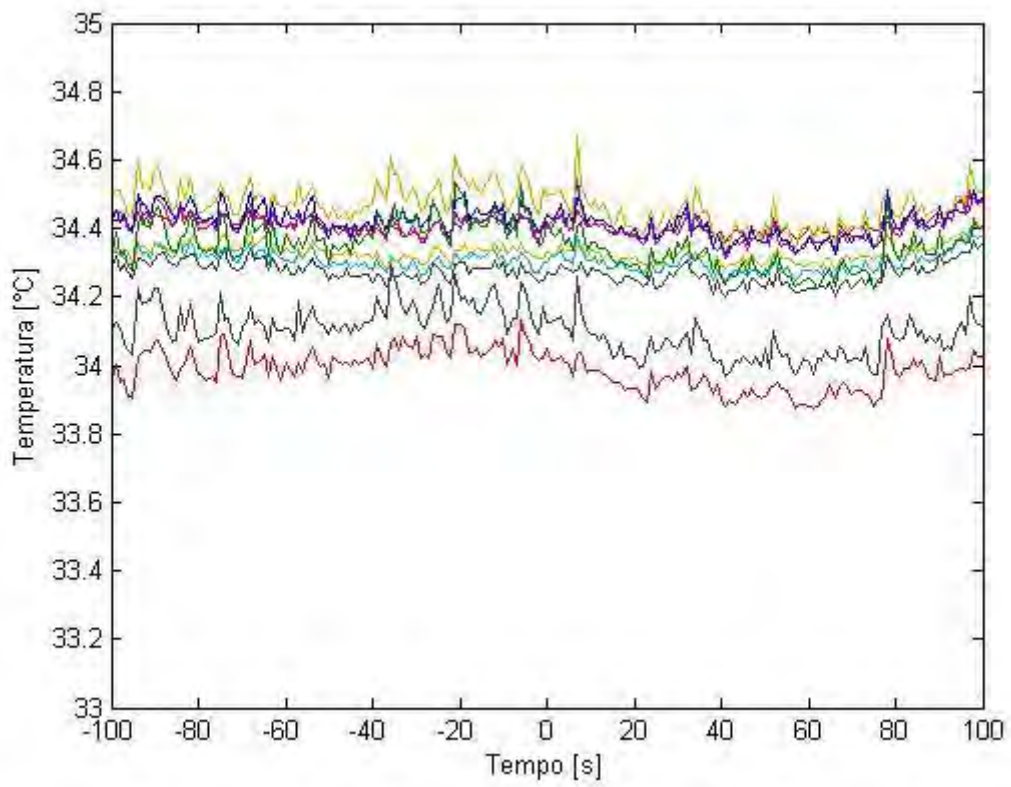


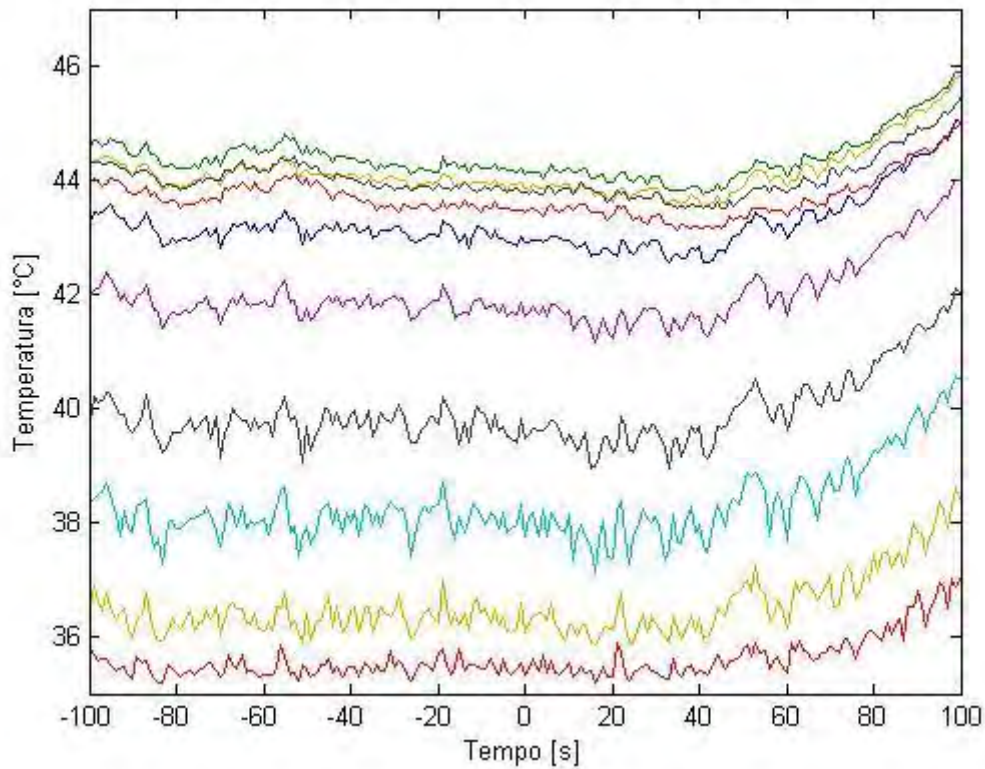
**Fig. 5.3: Singoli frame estratti da riprese a  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$ ,  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e, rispettivamente,  $x=0,42, 0,68, 0,77, 0,81$  e  $0,84$  con variazione  $0,13$**

All'avvicinarsi della crisi termica scompare anche il moto ondoso.

Anche le temperature presentano un comportamento simile a quest'ultimo, nel senso che, all'avvicinarsi alle condizioni di *dryout*, presentano oscillazioni sempre maggiori e si stabilizzano (seppur a valori molto elevati) una volta che nel condotto si ha praticamente solo vapore (titolo di uscita quasi unitario).







**Fig. 5.4: Temperature di parete a  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$ ,  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e, rispettivamente,  $x=0,42, 0,68, 0,77, 0,81$  e  $0,84$  con variazione  $0,13$**

Le forti oscillazioni termiche sono dovute a un fenomeno che si realizza sulla parete in quelle condizioni: il fenomeno del “dewetting-rewetting”. In sostanza la parete alterna fasi in cui è bagnata da liquido e genera bolle di vapore a fasi in cui è asciutta e scambia calore esclusivamente in forma convettiva con il vapore. Il fenomeno è mostrato con una sequenza di tre fotogrammi in *Figura 5.5*.

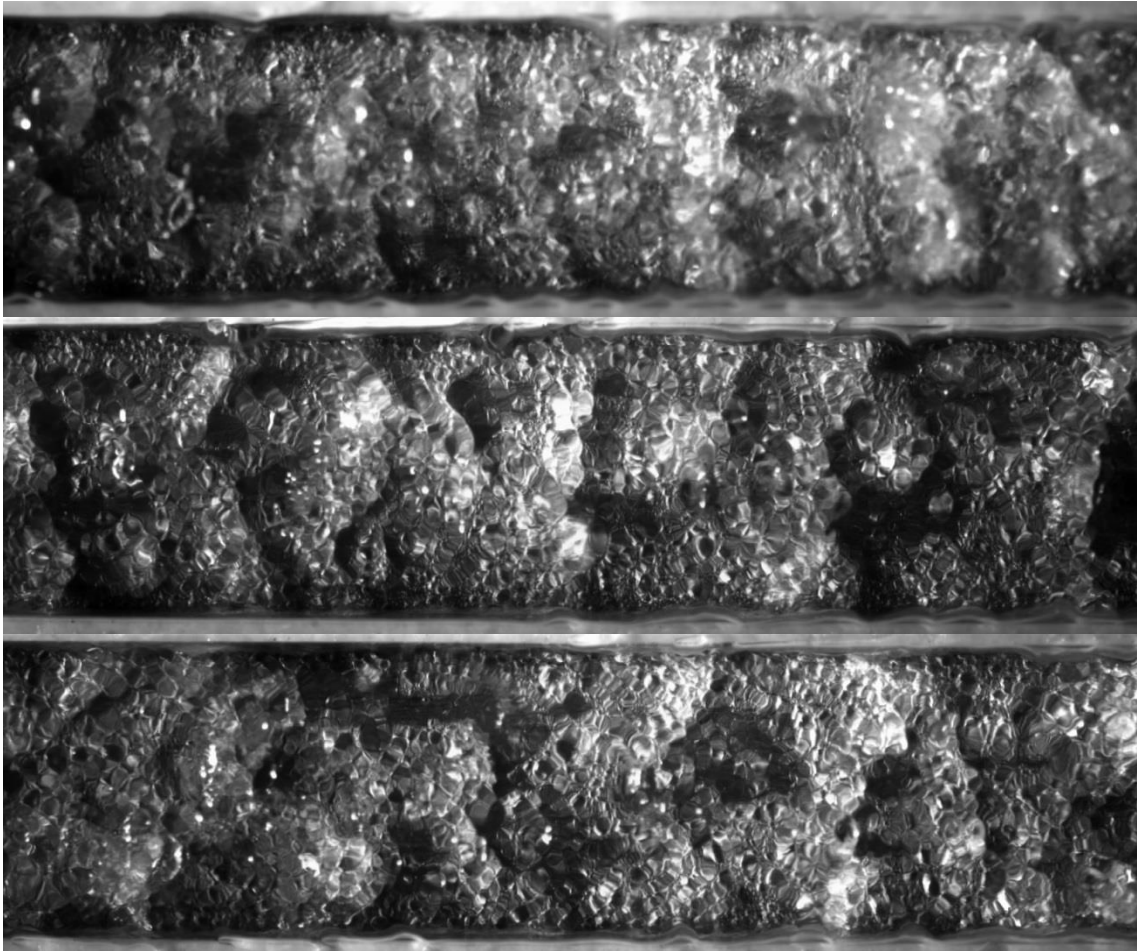
Nell’ultimo dei tre fotogrammi è anche possibile individuare un nuovo fronte d’onda di liquido che avanza.



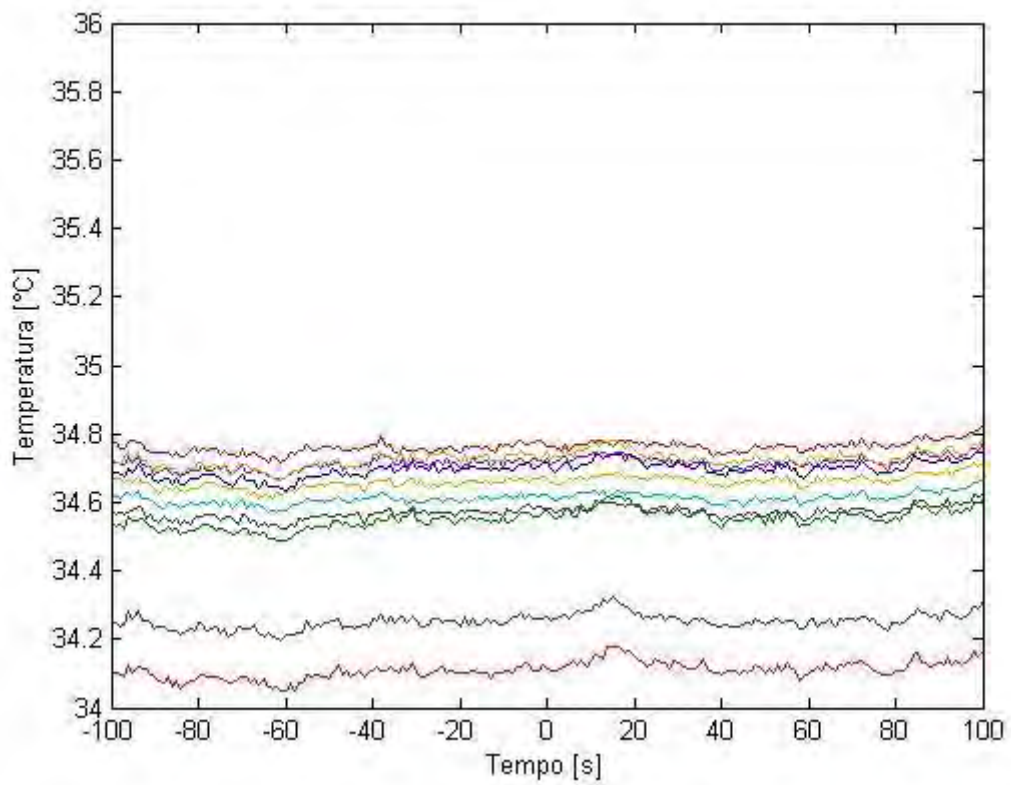
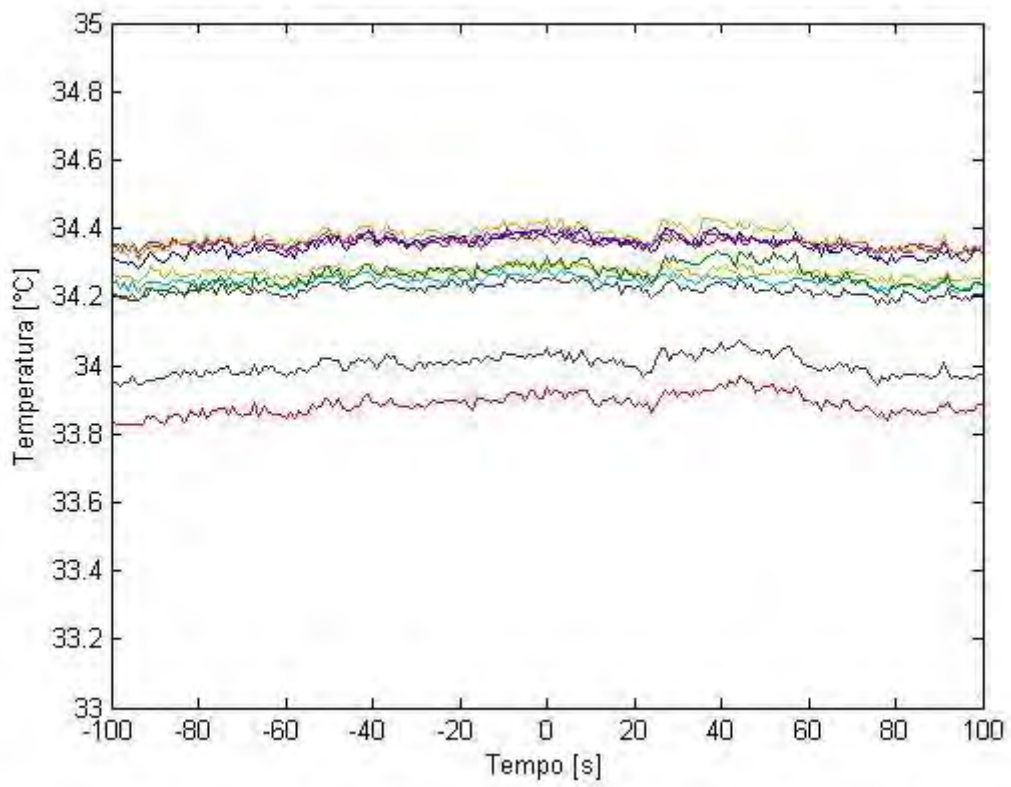


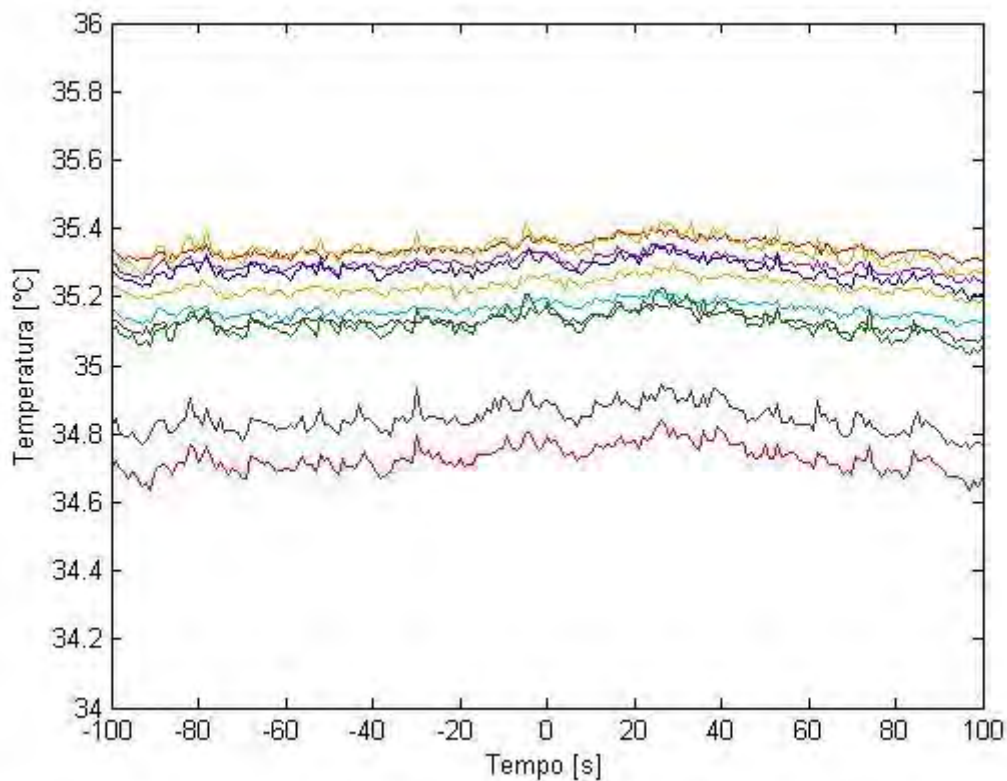
**Fig. 5.5: Fenomeno del “dewetting-rewetting” in singoli frame estratti da riprese a  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$ ,  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ,  $x=0,81$  e variazione 0,13**

Al crescere del flusso termico si verificano le medesime situazioni, solo a titoli minori. Nelle *Figure 5.6* e *5.7* si può verificare, rispettivamente per il deflusso e per le temperature, quanto affermato.



**Fig. 5.6: Singoli frame estratti da riprese a  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e, rispettivamente,  $q=50, 75$  e  $100 \text{ kW m}^{-2}$ ,  $x=0,74, 0,66, 0,65$  e variazione  $0,13, 0,19, 0,26$**





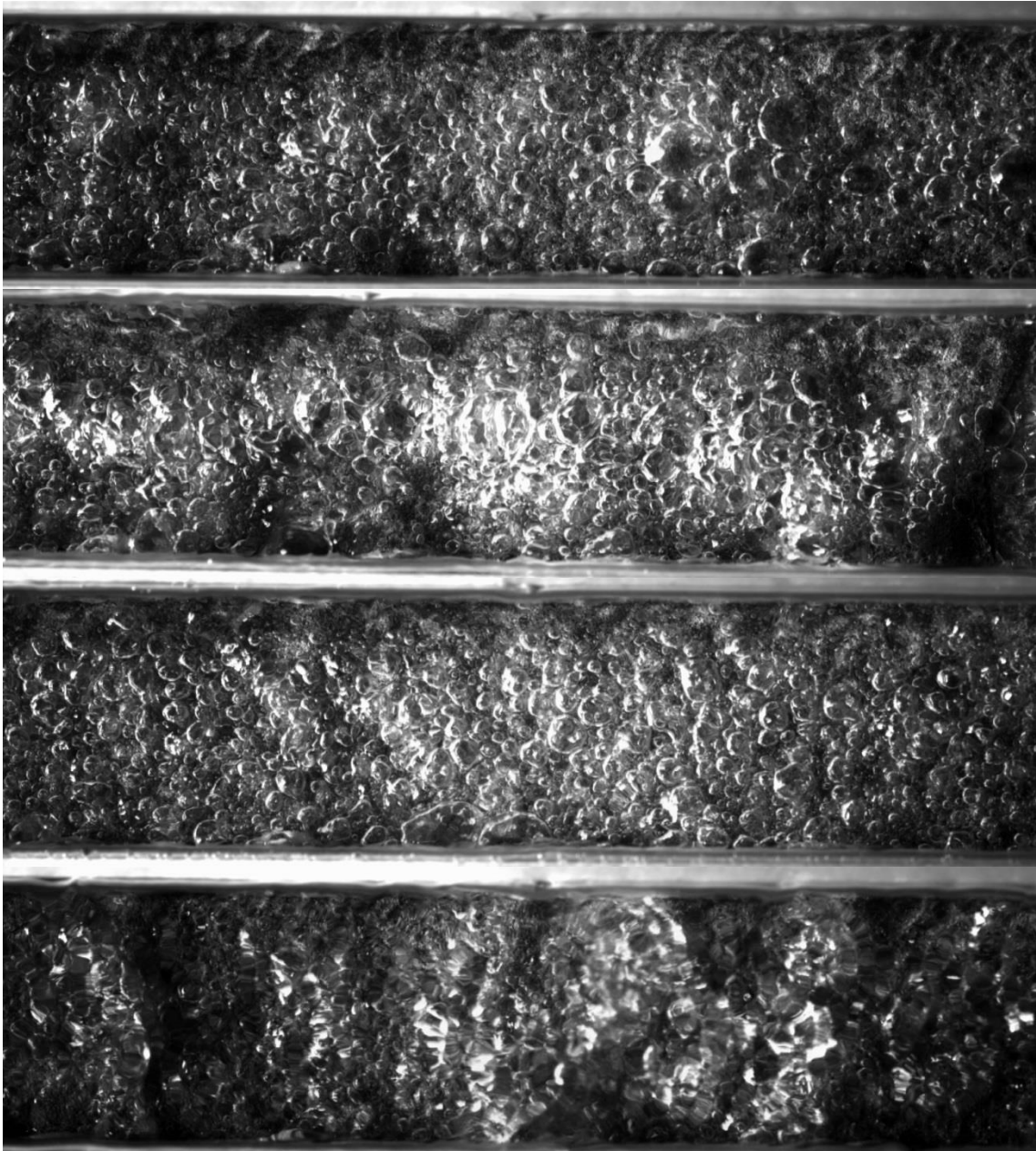
**Fig. 5.7: Temperature di parete a  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e, rispettivamente,  $q=50, 75$  e  $100 \text{ kW m}^{-2}$ ,  $x=0,74, 0,66, 0,65$  e variazione  $0,13, 0,19, 0,26$**

### Superficie nanostrutturata

Viene ora analizzato il comportamento della superficie nanostrutturata nelle medesime condizioni.

Le caratteristiche del moto a bassi titoli, ridotti flussi termici e superficie spenta sono le medesime della superficie liscia. Si ha quindi formazione di onde di liquido e moto maggiormente caotico al crescere della portata. Anche a livello termico la situazione è la medesima.

Nel caso in cui anche le portate siano basse si è riscontrato un fenomeno particolare: le bolle si formano principalmente al centro della superficie e meno a ridosso della superficie laterale. Questo fenomeno, che potrebbe essere il motivo per cui la nanostruttura presenta  $HTC$  minori della parete liscia se spenta e a bassi flussi termici, si riduce al crescere della portata (anche grazie alle onde che generano turbolenza e rimescolano il fluido nel condotto) e scompare al crescere del flusso termico.

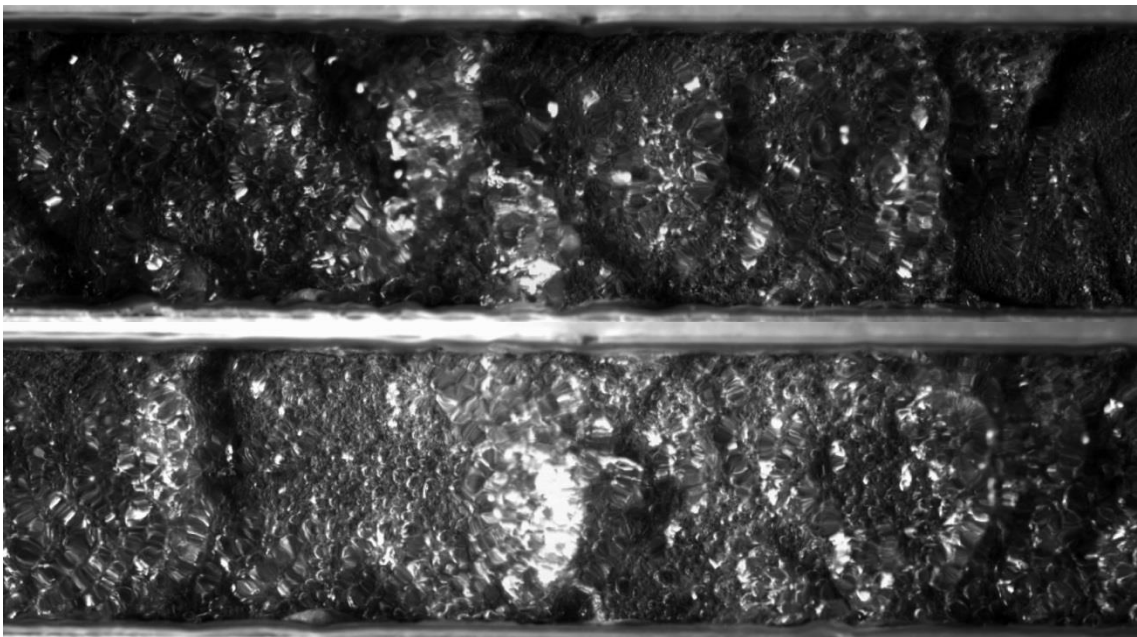


**Fig. 5.8: Singoli frame estratti da riprese rispettivamente a  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ,  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$  e  $x=0,17$  con variazione 0,26;  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ,  $q=100 \text{ kW m}^{-2}$  e  $x=0,05$  con variazione 0,52;  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ,  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$  e  $x=0,13$  con variazione 0,13;  $G=200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ,  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$  e  $x=0,20$  con variazione 0,06**

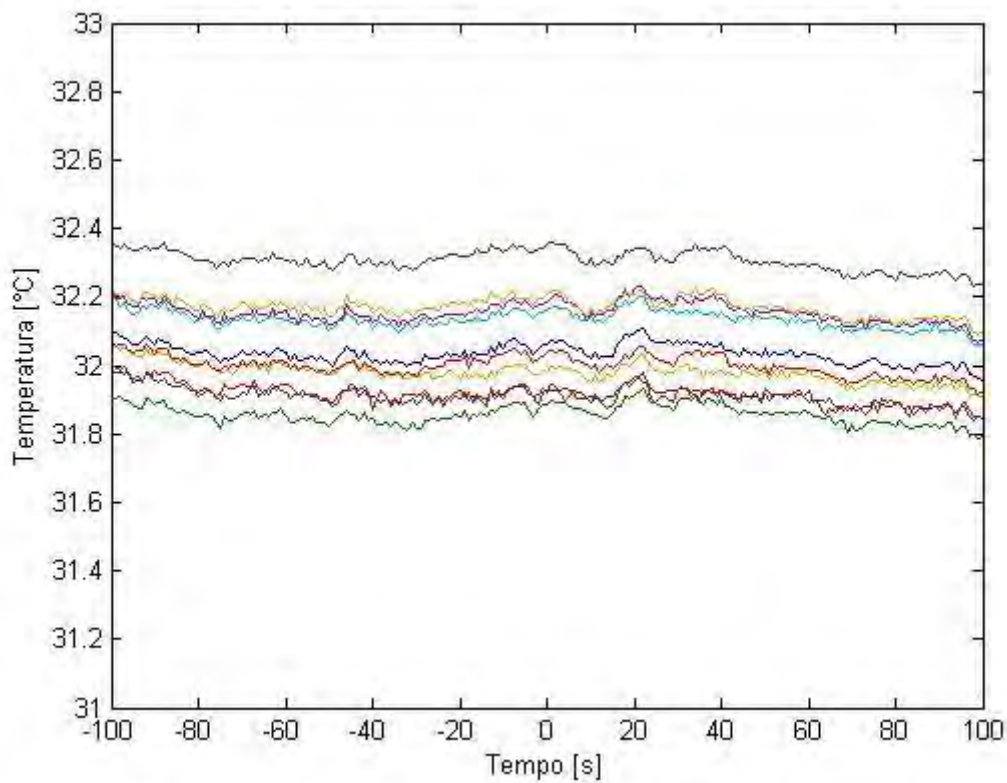
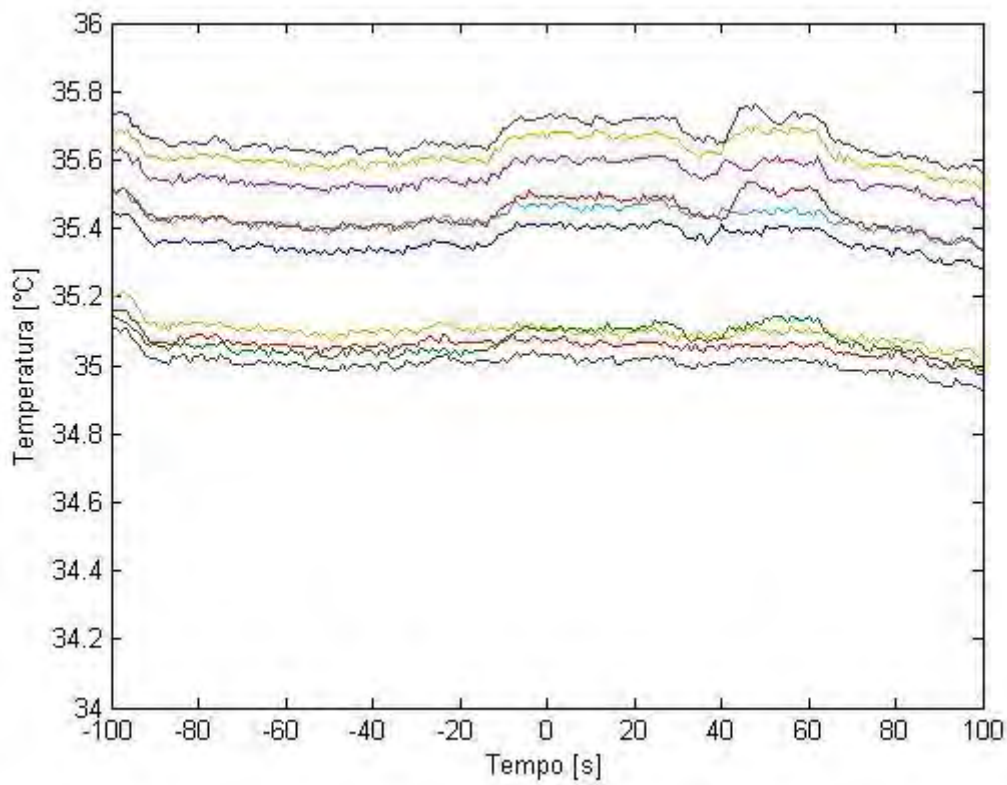
Quando invece la superficie si attiva, a bassi titoli visivamente non si nota alcuna differenza (Figura 5.9). Man mano che crescono invece si riscontra la differenza di resa della parete individuata in precedenza: se la parete è attiva il *dryout* o gli essiccamenti parziali sono ritardati (Figura 5.10).



**Fig. 5.9:** Singoli frame estratti da riprese a  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$ ,  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e, rispettivamente,  $x=0,13$  non attivata e  $x=0,15$  attivata con variazione  $0,13$



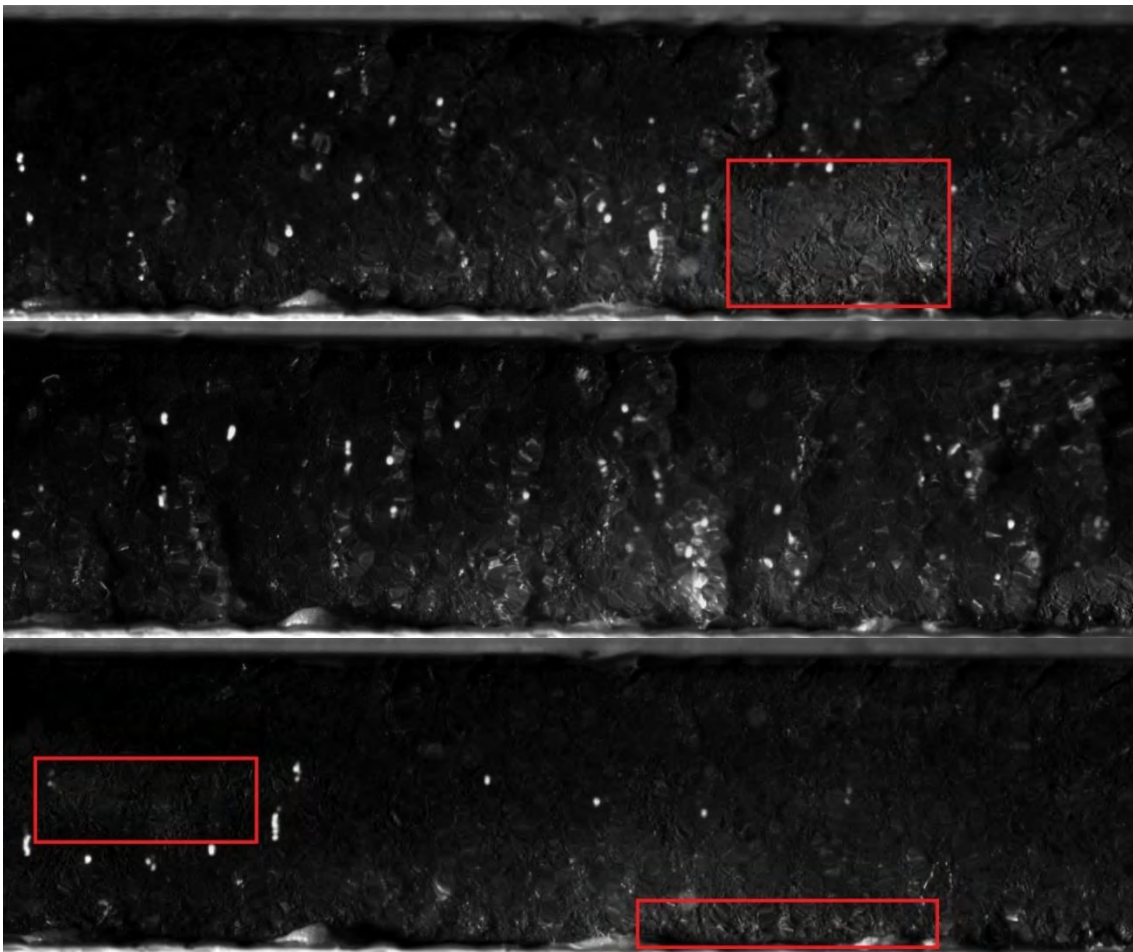
**Fig. 5.10:** Singoli frame estratti da riprese a  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$ ,  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e, rispettivamente,  $x=0,44$  non attivata e  $x=0,42$  attivata con variazione  $0,13$



**Fig. 5.11: Temperature di parete a  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$ ,  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e, rispettivamente,  $x=0,44$  non attivata e  $x=0,42$  attivata con variazione 0,13**

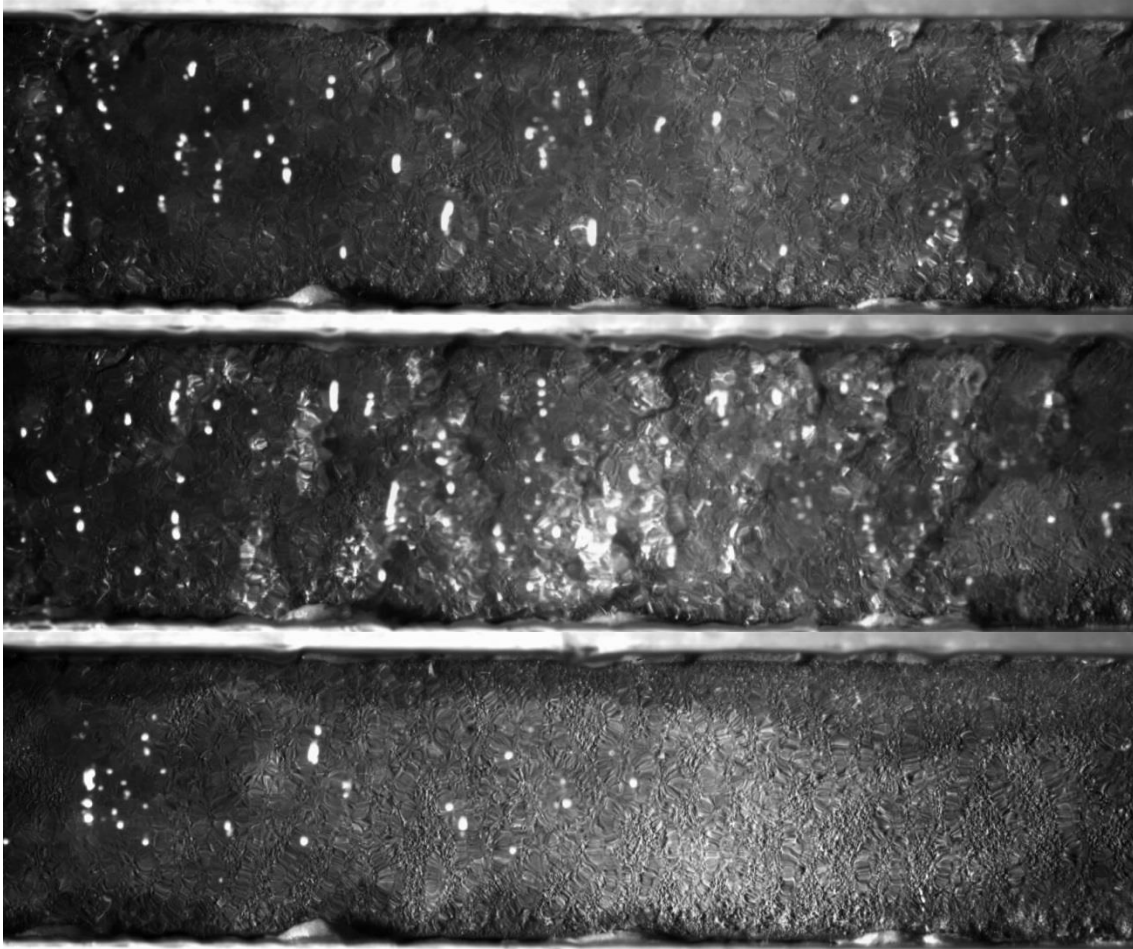
A livello termico invece gli andamenti si assomigliano più a lungo (*Figura 5.11*). La differenza visiva è quindi molto probabilmente dovuta al fatto che la nanostruttura si mantiene a temperature inferiori e per farlo cede una quantità di calore maggiore (come dimostrano i coefficienti di scambio).

Infine dalle riprese si vede come il fenomeno del “*dewetting-rewetting*” sia presente anche su questa superficie. La *Figura 5.12* lo individua per superficie non attivata e la *5.13* per superficie attivata.



**Fig. 5.12: Fenomeno del “*dewetting-rewetting*” in singoli frame estratti da riprese a  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$ ,  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $x=0,80$  non attivata con variazione 0,13**





**Fig. 5.13: Fenomeno del “dewetting-rewetting” in singoli frame estratti da riprese a  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$ ,  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $x=0,80$  attivata con variazione 0,13**

In conclusione quindi si può affermare che:

- al crescere della portata si formano delle onde di liquido che rendono il moto più caotico e favoriscono il rimescolamento del fluido;
- questo rimescolamento è molto probabilmente ciò che permette una nucleazione uniforme su tutta la nanostruttura spenta a bassi flussi termici;
- al crescere dei flussi termici le medesime condizioni di deflusso si realizzano a titoli minori;
- mano a mano che ci si avvicina alla crisi termica le temperature di parete subiscono oscillazioni sempre maggiori poiché parte di essa passa dei momenti in cui non è bagnata da liquido;
- per entrambe le superfici è presente il fenomeno del “dewetting-rewetting” (rapida asciugatura seguita da liquido che ribagna la superficie) che è ciò che causa le oscillazioni della temperatura.



## 6. CONFRONTO TRA DATI SPERIMENTALI E CORRELAZIONI EMPIRICHE

### 6.1 INTRODUZIONE

In questo capitolo viene svolto un confronto tra i dati sperimentali ricavati per la superficie liscia e i valori del coefficiente di scambio che si ottengono a partire da alcune correlazioni empiriche.

Il confronto è svolto solamente in condizioni antecedenti la crisi termica in quanto le correlazioni non sono applicabili durante e dopo la crisi termica.

I conti sono stati eseguiti a pari titolo portata e flusso termico e con una temperatura di saturazione pari a 30°C.

Di seguito sono riportate le correlazioni, ricavate da articoli scientifici, usate per calcolare il coefficiente di scambio termico in un condotto con lo stesso diametro idraulico di quello in esame a parità di condizioni termofluidodinamiche.

### 6.2 CORRELAZIONE DI GUNGOR E WINTERTON (1986) [32]

La costruzione della correlazione è complessa e prevede l'introduzione di vari parametri, tra cui  $X_{tt}$  (parametro di Martinelli per moto turbolento, (6.1)), numero di ebollizione  $Bo$  (6.2) e numero di Froude del liquido  $Fr_L$  (6.3):

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_G}\right)^{0,1} \quad (6.1)$$

$$Bo = \frac{q}{Q_{lat}G} \quad (6.2)$$

$$Fr_L = \frac{G^2}{\rho_L^2 d_h G} \quad (6.3)$$

Il diametro idraulico  $d_h$ , nel caso di una sola parete riscaldata e differenza tra le dimensioni dell'area di deflusso superiore a 4 mm è calcolato come da (6.4):

$$d_h = \frac{4 * \text{area di deflusso}}{\text{perimetro bagnato}} \quad (6.4)$$

Infine il coefficiente di scambio termico senza schiuma viene calcolato secondo la (6.5) come somma di due termini, che tengono conto del contributo dell'ebollizione nucleata (rappresentato da  $h_{pool}$ , (6.7)) e di quello della convezione forzata (rappresentato da  $h_L$ , (6.6)).

$$HTC = E h_L + S h_{pool} \quad (6.5)$$

$$h_L = 0,023 * Re_L^{0,8} Pr_L^{0,4} \frac{k_L}{d_h} \quad (6.6)$$

$$h_{pool} = 55(p_{rid})^{0,12} (-\log p_{rid})^{-0,55} (M)^{-0,5} q^{0,67} \quad (6.7)$$

$$p_{rid} = \frac{p_{satm}}{p_{crit}} \quad (6.8)$$

$$Pr_L = \frac{c_{pL} \mu_L}{\lambda_L} \quad (6.9)$$

Il parametro E è funzione del numero di ebollizione e del parametro di Martinelli per moto turbolento, secondo la (6.12):

$$E = 1 + 24000 Bo^{1,16} + 1,37 \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,86} \quad (6.10)$$

Il parametro S (6.13) dipende da E e da  $Re_L$  (6.14):

$$S = \frac{1}{1 + 1,15 * 10^{-6} E^2 Re_L^{1,17}} \quad (6.11)$$

$$Re_L = \frac{G(1-x)d_h}{\mu_L} \quad (6.12)$$

Se  $Fr_L < 0,05$  e il condotto è orizzontale, allora si introducono due parametri ( $E_2$  ed  $S_2$ ) funzione del numero di Froude. E andrà moltiplicato per  $E_2$  (6.13) ed  $S$  per  $S_2$  (6.14).

$$E_2 = Fr_L^{(0,1-2*Fr_L)} \quad (6.13)$$

$$S_2 = \sqrt{Fr_L} \quad (6.14)$$

### 6.3 CORRELAZIONE DI SHAH [20]

La costruzione di questa correlazione prevede l'introduzione del medesimo contributo della convezione forzata bifase pesato con il massimo tra due coefficienti  $E$  (6.19) ed  $S$  (6.18), definiti in funzione di altri parametri.

$$HTC = \max(E, S)h_L \quad (6.15)$$

Gli altri parametri sono  $N$ , come da (6.16),  $F$  (ricavabile da (6.20)) e  $Bo$  (6.2).

$$N = \begin{cases} Co & se Fr_L \geq 0,04 \\ 0,38Fr_L^{-0,3}Co & se Fr_L < 0,04 \end{cases} \quad (6.16)$$

$Co$  è il numero convettivo:

$$Co = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,8} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{0,5} \quad (6.17)$$

$$S = \frac{1,8}{N^{0,8}} \quad (6.18)$$

$$\begin{cases} N > 1 \rightarrow \begin{cases} E = 230Bo^{0,5} se Bo > 3 * 10^{-5} \\ E = 1 + 46Bo^{0,5} se Bo < 3 * 10^{-5} \end{cases} \\ 0,1 < N \leq 1 \rightarrow E = FBo^{0,5}exp(2,74N^{-0,1}) \\ N \leq 0,1 \rightarrow E = FBo^{0,5}exp(2,47N^{-0,15}) \end{cases} \quad (6.19)$$

$$F = \begin{cases} 14,7 & \text{se } Bo \geq 11 * 10^{-4} \\ 15,43 & \text{se } Bo < 11 * 10^{-4} \end{cases} \quad (6.20)$$

#### 6.4 CORRELAZIONE DI FANG [33]

La correlazione combina in un'unica equazione gli effetti dell'ebollizione nucleata e della convezione forzata. Il coefficiente di scambio si ricava nel seguente modo:

$$HTC = \frac{Nu\lambda_L}{d_h} \quad (6.21)$$

dove:

$$Nu = \frac{0.00061 * (S + F)Re_L Pr_L^{0,4} Fa^{0,11}}{\ln\left(\frac{1,023\mu_{Lf}}{\mu_{Lw}}\right)} \quad (6.22)$$

In questa  $\mu_{Lf}$  e  $\mu_{Lw}$  sono le viscosità del liquido rispettivamente alle temperature del fluido e della parete.  $Re_L$  e  $Pr_L$  sono i numeri di Reynolds e Prandtl del liquido come definiti da (6.14) e (6.11). i parametri S, F e Fa (numero di Fang) invece:

$$S = \begin{cases} 30000Bo^{1,13} & \text{se } Bo < 0,0026 \\ 36 & \text{se } Bo \geq 0,0026 \end{cases} \quad (6.23)$$

con Bo numero di ebollizione di (6.2)

$$F = \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0,95} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{0,4} \quad (6.24)$$

$$Fa = \frac{(\rho_L - \rho_G)\sigma}{G^2 D_h} \quad (6.25)$$

$\sigma$  è la tensione superficiale del fluido.

## 6.5 CORRELAZIONE DI YU ET AL. [34]

In questa correlazione il coefficiente di scambio è calcolato come somma di un termine convettivo e di uno di ebollizione, similmente a quanto visto con la correlazione di Gungor e Winterton.

Dato che lo studio è stato condotto in tubi e non in condotti rettangolari per valutare meglio l'applicabilità della correlazione il confronto con i dati sperimentali è stato svolto due volte, la prima considerando il diametro idraulico utilizzato finora, e la seconda utilizzando un diametro "termico" pari a quattro volte l'area di deflusso diviso il perimetro scaldato.

Nel seguito sono illustrati i passaggi per il primo dei due casi, sostituendo il valore del diametro si ottiene l'altro risultato.

$$HTC = \alpha_{cv} + \alpha_{nb} \quad (6.26)$$

$$\alpha_{cv} = 0,023 \text{Re}_{tp}^{0,8} \text{Pr}_L^{0,4} \left( \frac{\lambda_L}{d_h} \right) \quad (6.27)$$

$$\text{Re}_{tp} = F^{0,8} \text{Re}_L \quad (6.28)$$

$$F = 1 + 2X_{tt}^{-0,88} \quad (6.29)$$

$$\alpha_{nb} = K^{0,745} S \alpha_{pb} \quad (6.30)$$

$$K^{0,745} = \frac{1}{1 + 0,875\eta + 0,518\eta^2 - 0,159\eta^3 + 0,7907\eta^4} \quad (6.31)$$

$$\eta = \frac{\alpha_{cv}}{S \alpha_{pb}} \quad (6.32)$$

$$S = \frac{(1 - e^{-\xi})}{\xi} \quad (6.33)$$

$$\xi = C_1 \left( \frac{\rho_L c_{pL}}{\rho_V Q_{lat}} T_{sat} \right)^{1,25} La \frac{\alpha_{cv}}{\lambda_L} \quad (6.34)$$

$C_1$  è una costante, pari a  $5 \cdot 10^{-5}$

$$La = \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_G)}} \quad (6.35)$$

$$\alpha_{pb} = C_2 * 207 \frac{\lambda_L}{D_b} \left( \frac{q D_b}{\lambda_L T_{sat}} \right)^{0,745} \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0,581} Pr_L^{0,533} F_r \quad (6.36)$$

Dove  $C_2$  è una costante pari a 1,25

$$D_b = 0.51 * La \quad (6.37)$$

$$F_r = (8R_p)^{(0,2-0,2Pr_{rid})} \quad (6.38)$$

$R_p$  è l'altezza di picco massima dei solchi superficiali dovuti alla rugosità.

#### **6.6 CORRELAZIONE DI YU ET AL. [34] MODIFICATA DA HOSSAIN ET AL. [35]**

La correlazione è la medesima del caso precedente, con la sola eccezione di una modifica al valore di  $R_p$ , ora calcolato come suggerito da Lee et al. [36].

$$R_p = \sqrt{\frac{2\sigma T_{sat}}{q Q_{lat} \rho_G}} \quad (6.39)$$

Anche in questo caso il confronto è stato svolto per entrambi i diametri.



## 6.7 CORRELAZIONE DI TAKAMATSU ET AL. [37]

In questa correlazione il coefficiente di scambio è calcolato come somma di un termine convettivo e di uno di ebollizione, similmente a quanto visto con la correlazione di Gungor e Winterton [32].

$$HTC = \alpha_{cv} + \alpha_{nb} \quad (6.40)$$

$$\alpha_{cv} = F\alpha_{lo} \quad (6.41)$$

$$\alpha_{lo} = 0,0116 \text{Re}_L^{0,89} \text{Pr}_L^{0,4} \left( \frac{\lambda_L}{d_h} \right) \quad (6.42)$$

$$F = F_Y^{\frac{0,89}{0,8}} \quad (6.43)$$

$$F_Y = 1 + 2X_{tt}^{-0,88} \quad (6.44)$$

$$\alpha_{nb} = SK\alpha_{pb} \quad (6.45)$$

$$\alpha_{pb} = C_1\alpha_{SA} \quad (6.46)$$

$C_1$  è una costante pari a 1,35

$$\alpha_{SA} = 246 * \lambda_L \sqrt{\frac{2\sigma g(\rho_L - \rho_G)}{2\sigma}} \left( \frac{qLa}{\lambda_L T_{sat}} \right)^{0,745} \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0,581} \text{Pr}_L^{0,533} \quad (6.47)$$

$$S = \frac{\lambda_L}{\alpha_{cv}\delta} \left( 1 - e^{-\frac{\alpha_{cv}\delta}{\lambda_L}} \right) \quad (6.48)$$

$$\delta = C_2 \text{Ja}^{*1,25} La \quad (6.49)$$

$C_1$  è una costante pari a  $3,3 \cdot 10^{-5}$

$$Ja^* = \frac{\rho_L c_{pL}}{\rho_G Q_{lat}} T_{sat} \quad (6.50)$$

$$K = \left( \frac{1}{1 + 0,875\eta + 0,518\eta^2 - 0,159\eta^3 + 0,7907\eta^4} \right)^{\frac{1}{0,745}} \quad (6.51)$$

$$\eta = \frac{\alpha_{cv}}{S\alpha_{pb}} \quad (6.52)$$

### 6.8 CORRELAZIONE DI COOPER [38]

La correlazione consta di un'unica equazione. Nel caso di superficie di rame il valore del coefficiente di scambio che restituisce va moltiplicato per 1,7.

$$HTC = 55 * p_r^{0.12-0.2 \log R_p} * (-\log p_r)^{-0.55} * M^{-0.5} * \left(\frac{q}{A}\right)^{0,67} \quad (6.53)$$

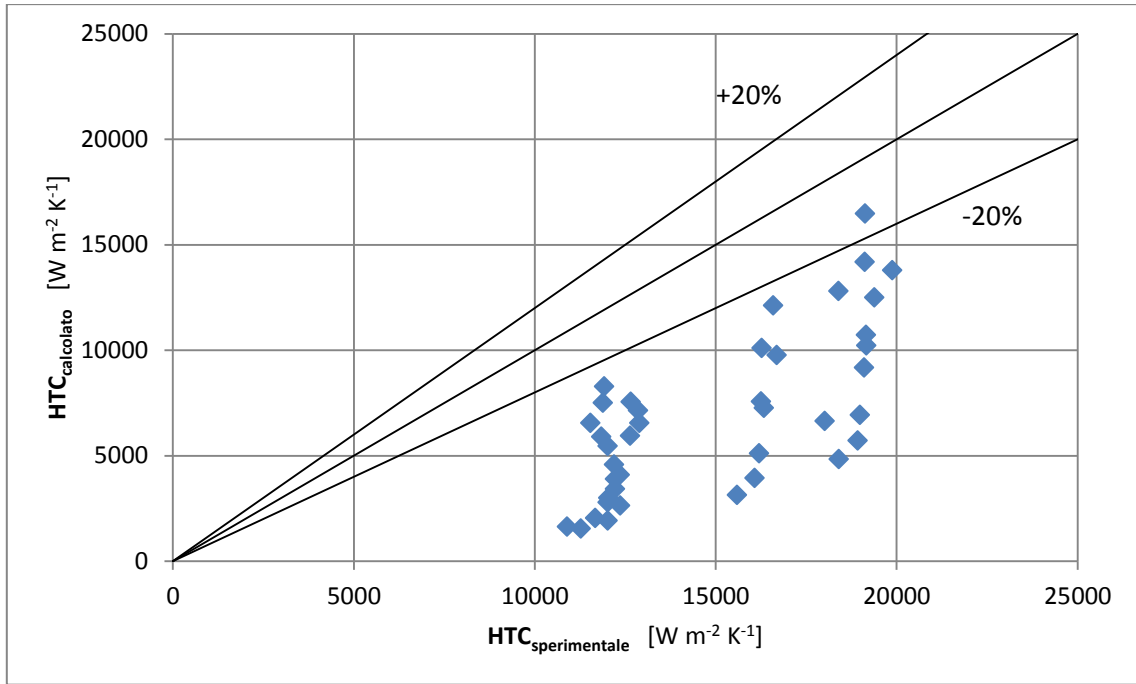
### 6.9 CONFRONTO CON LA CORRELAZIONE DI GUNGOR E WINTERTON [32]

Vengono ora riportate le differenze tra quanto ottenuto sperimentalmente e tramite formule nel caso di R1234ze(E), i grafici mostrano rispettivamente: il rapporto tra i coefficienti di scambio sperimentali e numerici (le tre rette indicano il valore unitario e gli scostamenti di  $\pm 20\%$ ) e gli scostamenti in funzione di titolo medio, flusso termico e portata.

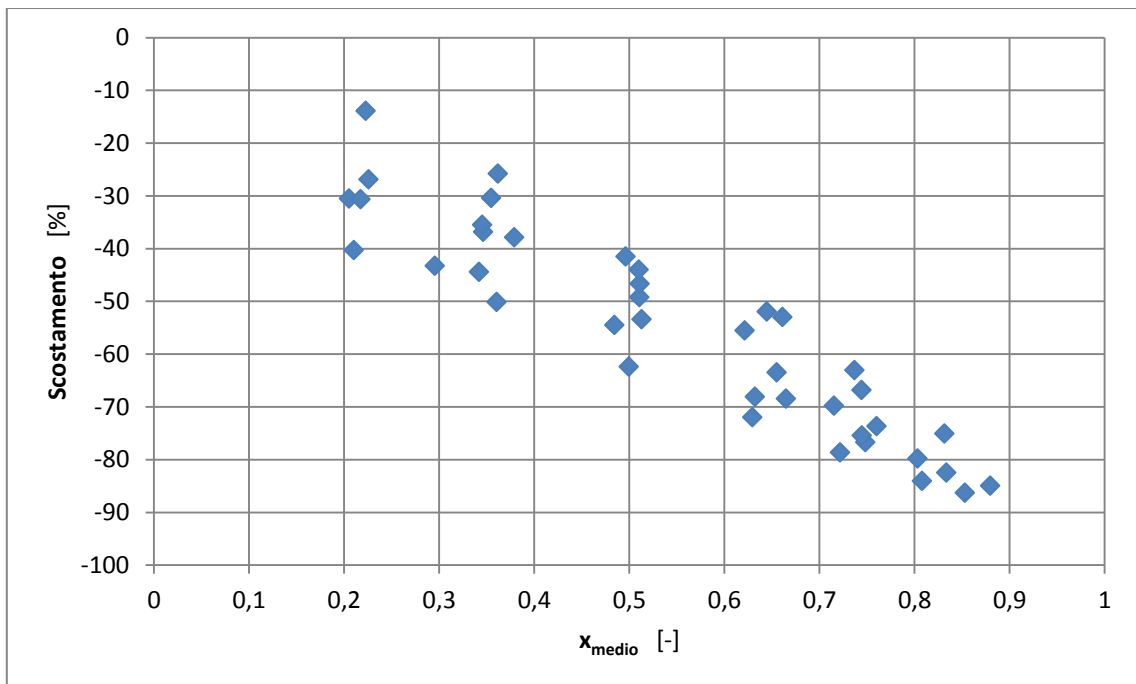
Gli scostamenti sono calcolati come di seguito:

$$Scostamento = \frac{HTC_{calcolato} - HTC_{sperimentale}}{HTC_{sperimentale}} * 100 \quad (6.54)$$

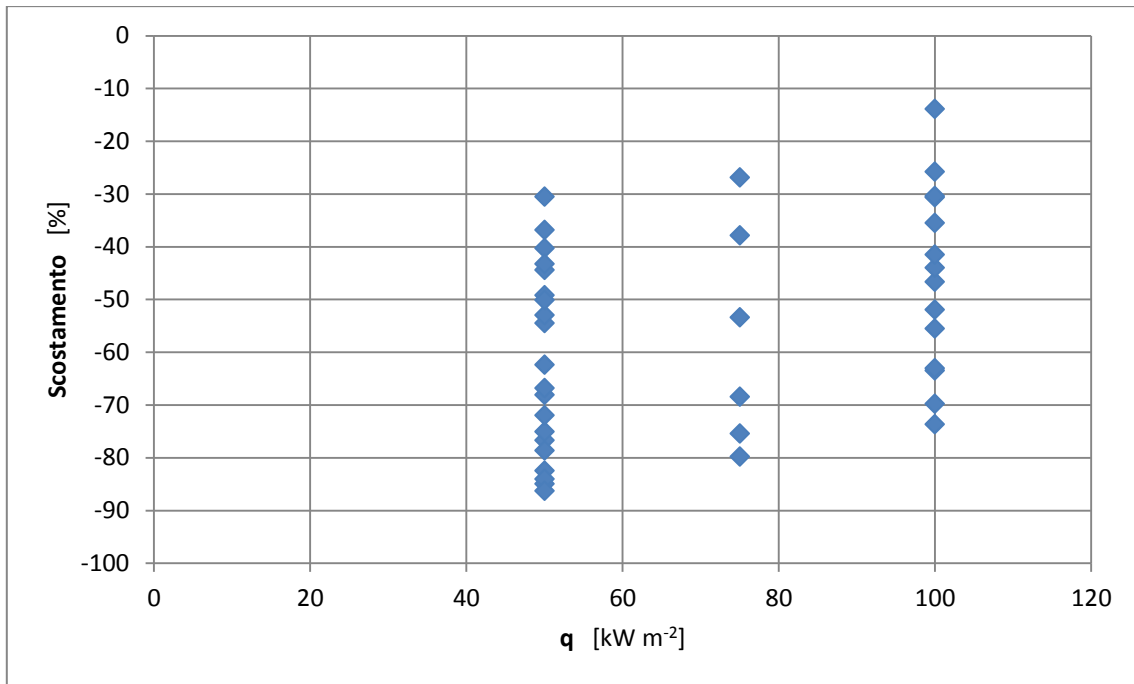
e sono espressi in percentuale [%].



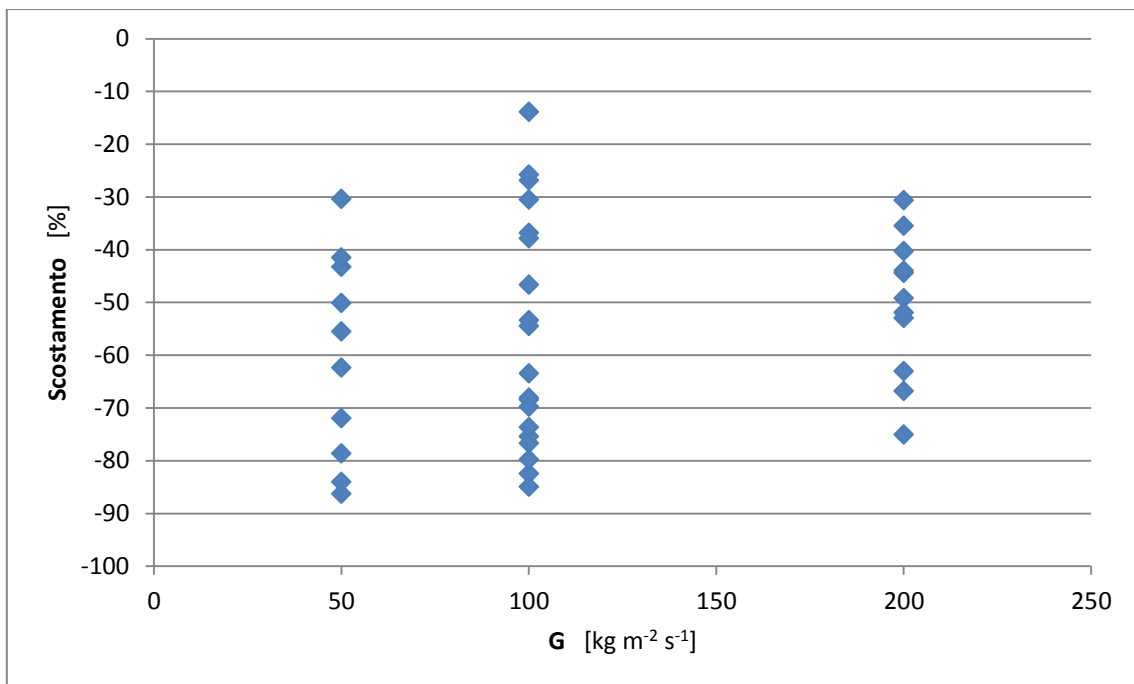
**Fig. 6.1:** Confronto tra i coefficienti di scambio per la correlazione di Gungor e Winterton [32]



**Fig. 6.2:** Scostamenti in funzione del titolo medio per la correlazione di Gungor e Winterton [32]



**Fig. 6.3: Scostamenti in funzione del flusso termico per la correlazione di Gungor e Winterton [32]**



**Fig. 6.4: Scostamenti in funzione della portata specifica per la correlazione di Gungor e Winterton [32]**

Dalle figure si possono notare diverse cose. Innanzitutto gli scostamenti sono quasi tutti elevati ma molto diversi tra loro

Non si notano rilevanti effetti di portata.

Le differenze nei valori aumentano al crescere del titolo medio. Infatti, nel caso di applicazioni con forte presenza di scambio convettivo, quest'ultimo aumenta man mano che il titolo si avvicina a uno poiché cresce la velocità di deflusso. Nel caso studiato tutto ciò non si verifica e la correlazione risulta pertanto sfalsata.

Se ad aumentare è il flusso termico gli scostamenti risultano minori in quanto aumenta anche per l'equazione l'effetto dell'ebollizione nucleata.

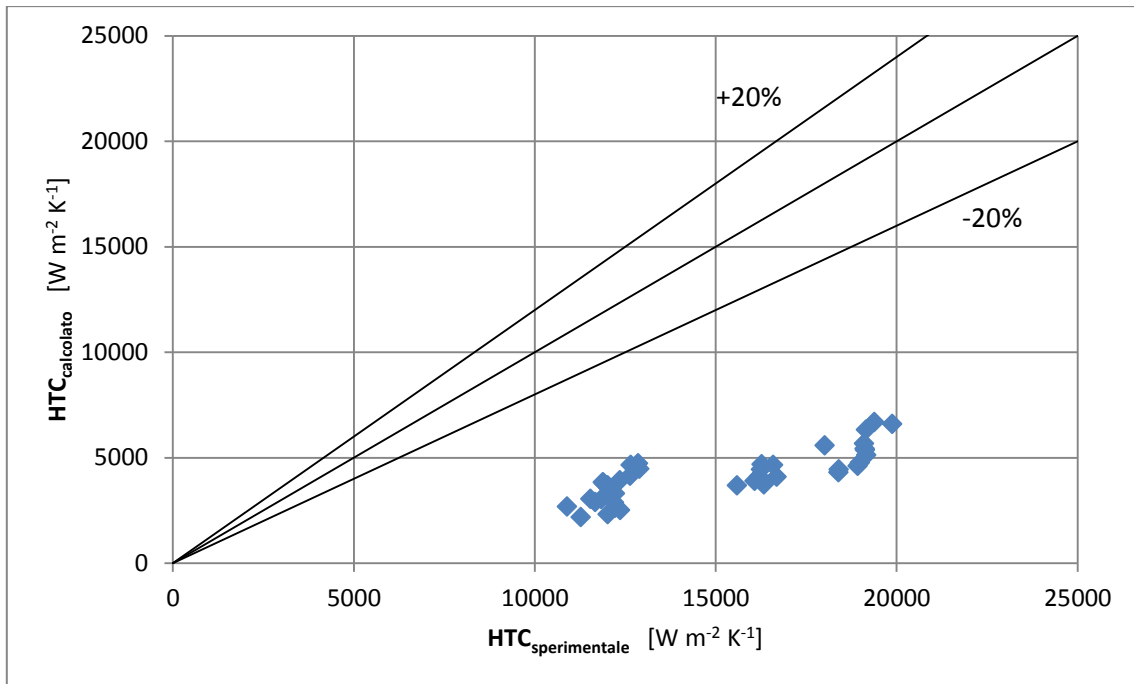
Questa equazione non risulta quindi applicabile nel caso studiato in quanto sottostima enormemente i coefficienti. È opinione dello scrivente che, per poter essere qui utilizzata, andrebbe modificata per tenere conto maggiormente del fenomeno dell'ebollizione trascurando semmai quello convettivo. Inoltre potrebbe essere necessario introdurre coefficienti che, all'aumentare del titolo, non riducano il termine relativo all'ebollizione.

#### 6.10 CONFRONTO CON LA CORRELAZIONE DI SHAH [20]

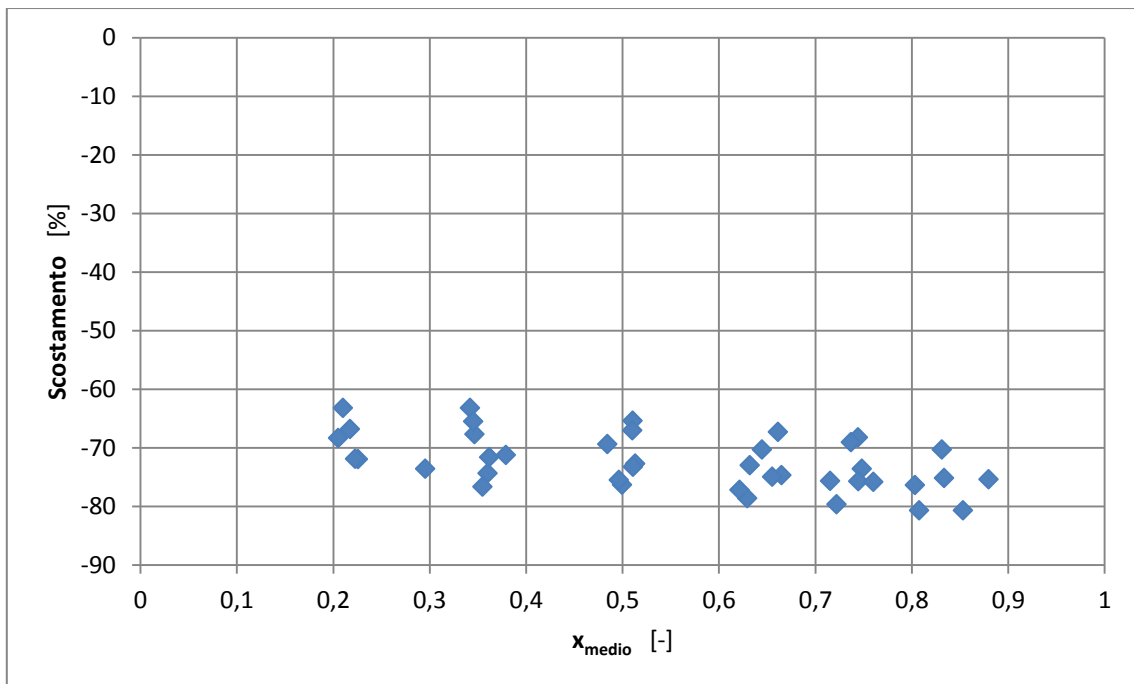
Sono di seguito riportati grafici analoghi a quelli del paragrafo precedente.

Con questa equazione, come prevedibile, dato che considera ancor più della precedente lo scambio termico convettivo, gli scostamenti risultano elevati.

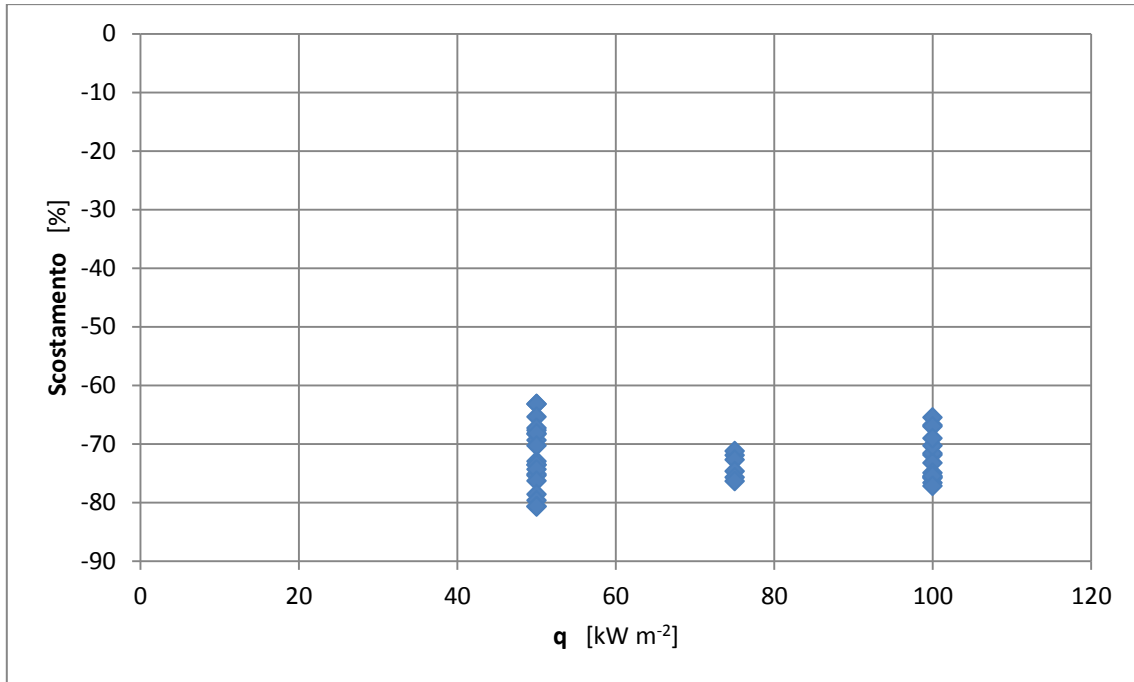
Gli scostamenti tendono a ridursi al crescere della portata, rimanendo però comunque troppo alti per un utilizzo della correlazione in ambito progettuale.



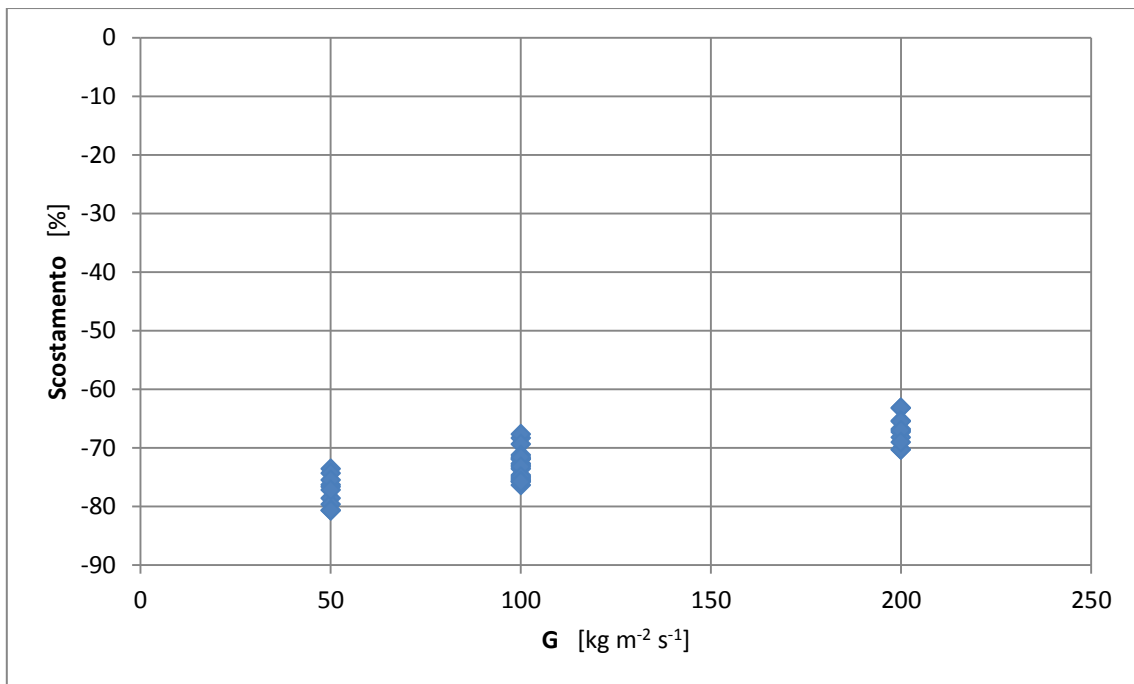
**Fig. 6.5: Confronto tra i coefficienti di scambio per la correlazione di Shah [20]**



**Fig. 6.6: Scostamenti in funzione del titolo medio per la correlazione di Shah [20]**



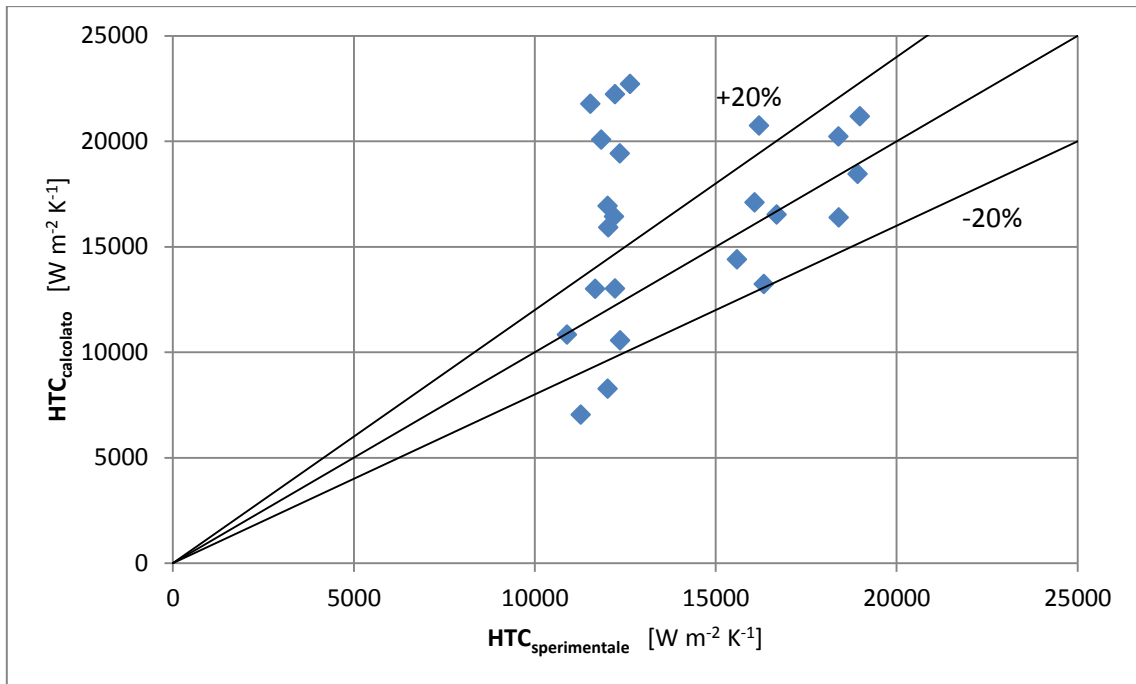
**Fig. 6.7: Scostamenti in funzione del flusso termico per la correlazione di Shah [20]**



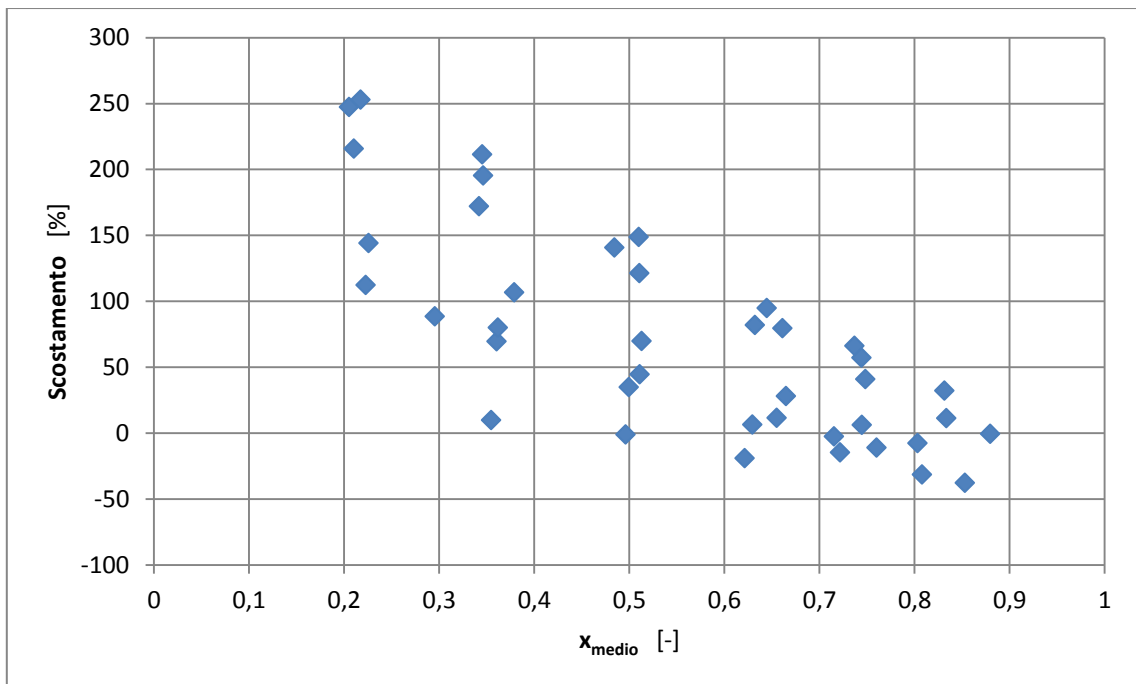
**Fig. 6.8: Scostamenti in funzione della portata specifica per la correlazione di Shah [20]**

### 6.11 CONFRONTO CON LA CORRELAZIONE DI FANG [32]

Sono di seguito riportati grafici analoghi a quelli del paragrafo precedente.

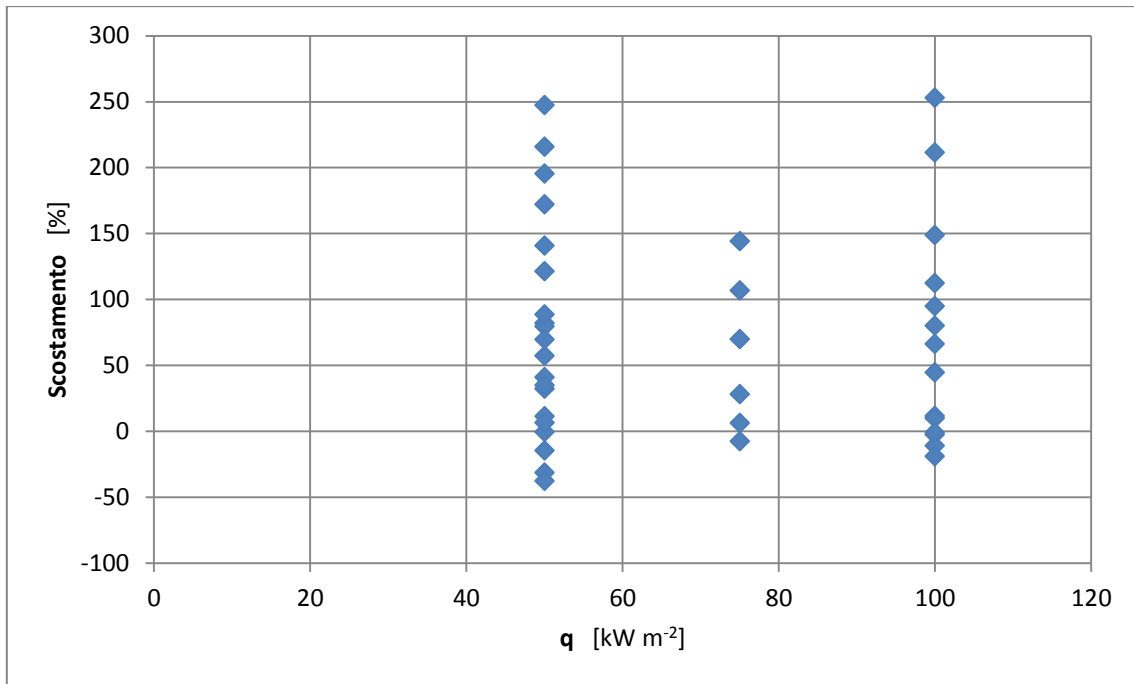


**Fig. 6.9: Confronto tra i coefficienti di scambio per la correlazione di Fang [33]**

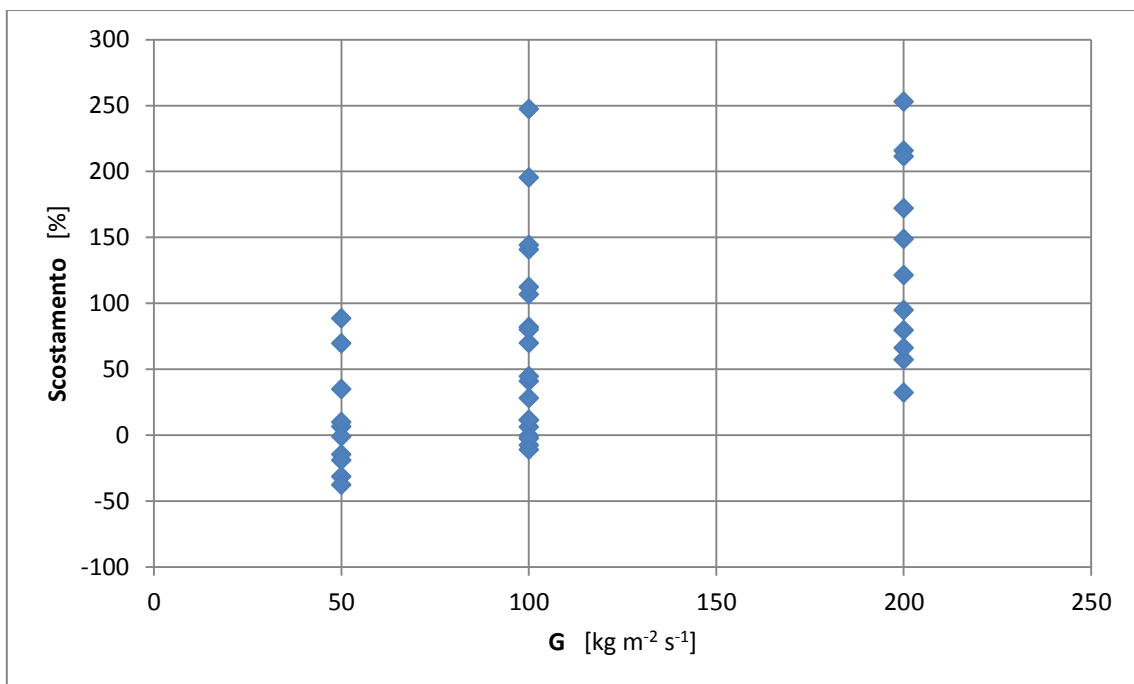


**Fig. 6.10: Scostamenti in funzione del titolo medio per la correlazione di Fang [33]**



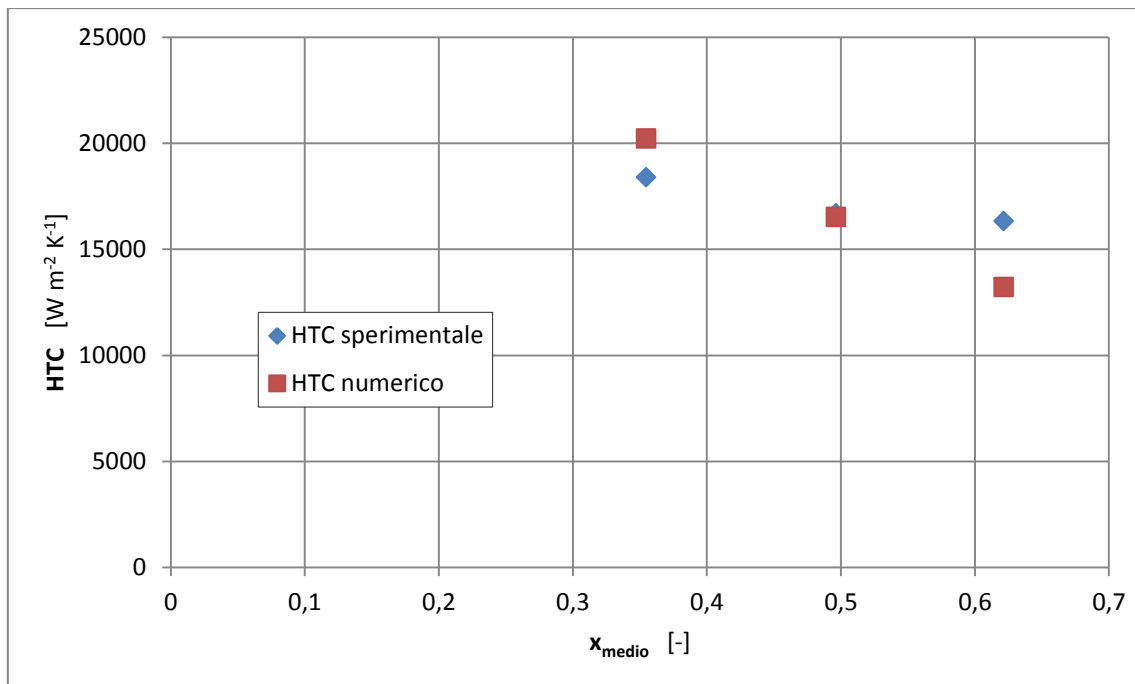


**Fig. 6.11: Scostamenti in funzione del flusso termico per la correlazione di Fang [33]**



**Fig. 6.12: Scostamenti in funzione della portata specifica per la correlazione di Fang [33]**

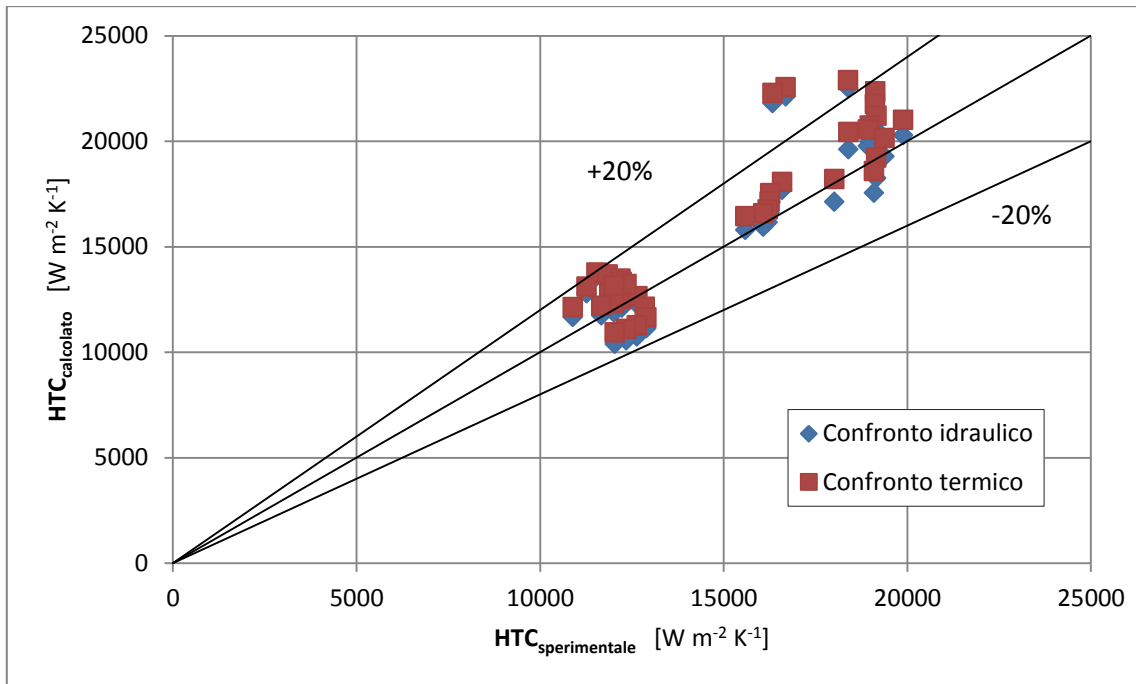
La correlazione sovrastima enormemente i coefficienti di scambio a bassi titoli. Tuttavia, al crescere del flusso termico specifico con portate ridotte, risulta accurata e applicabile (Figura 6.13).



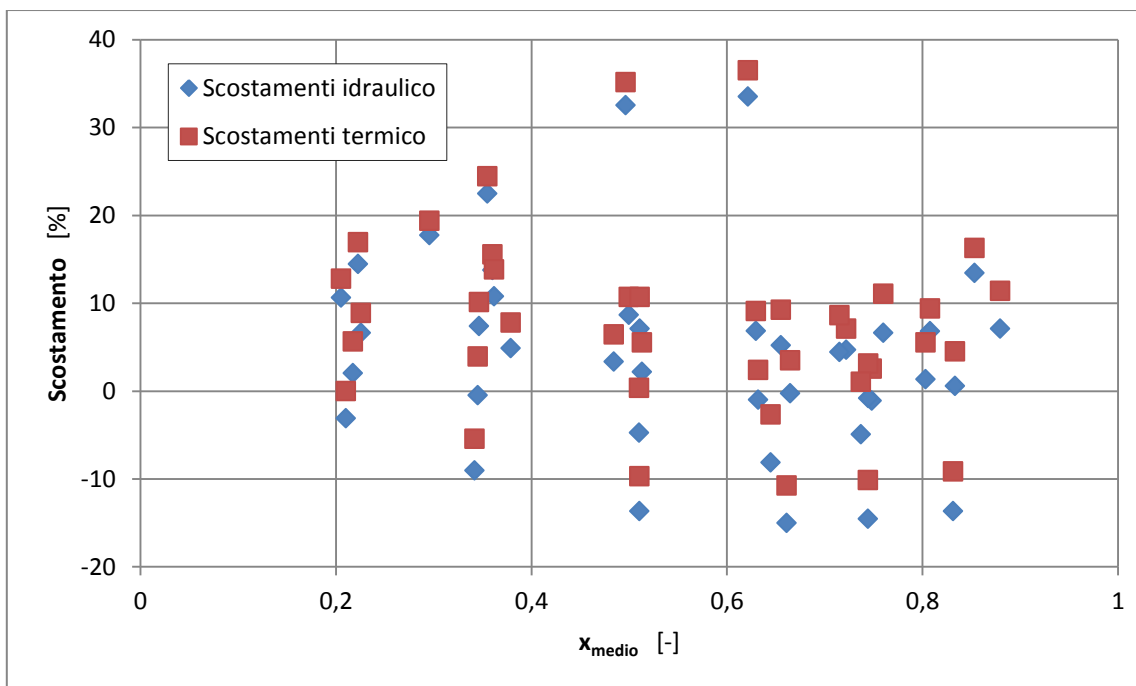
**Fig. 6.13: HTC sperimentale e numerico a  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q=100 \text{ kW m}^{-2}$  per la correlazione di Fang [33]**

### 6.12 CONFRONTO CON YU ET AL. [34]

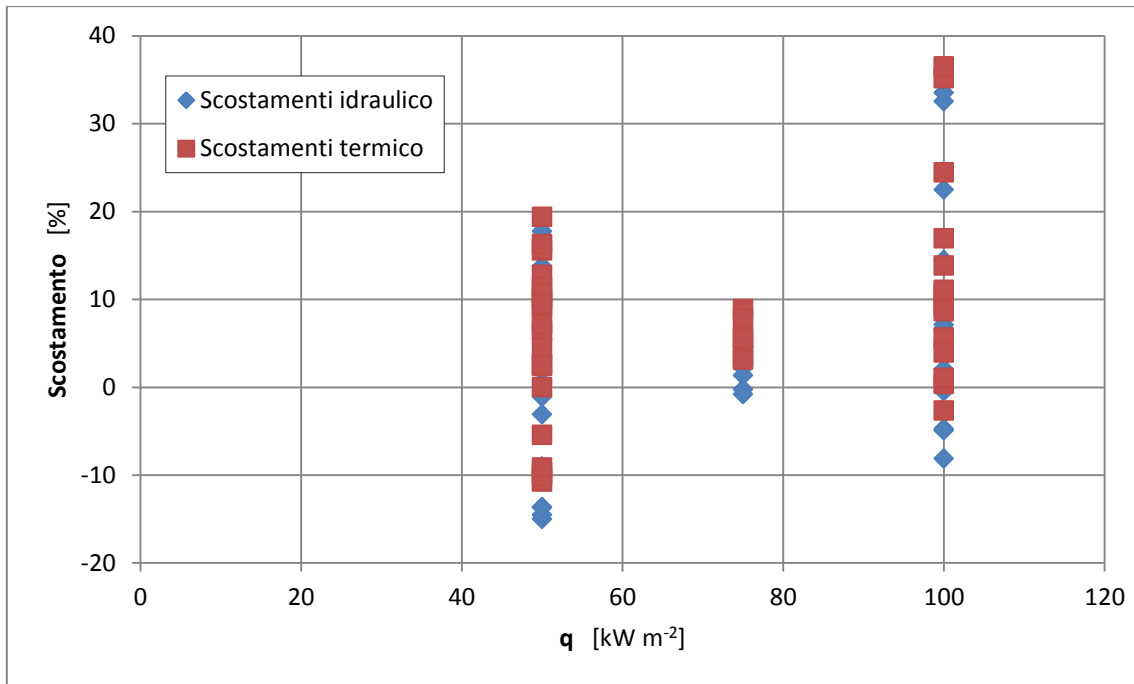
Sono di seguito riportati grafici analoghi a quelli del paragrafo precedente. In ogni figura sono presenti sia i risultati relativi al diametro idraulico che quelli relativi a quello termico.



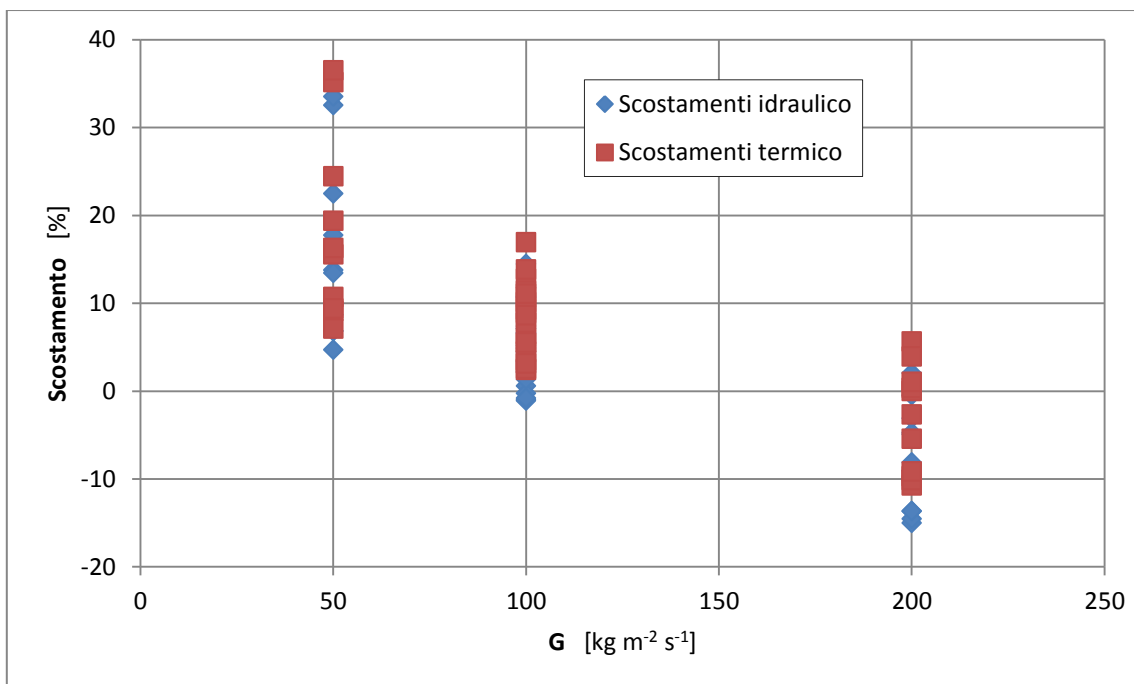
**Fig. 6.14: Confronto tra i coefficienti di scambio per la correlazione di Yu et al. [34]**



**Fig. 6.15: Scostamenti in funzione del titolo medio per la correlazione di Yu et al. [34]**



**Fig. 6.16: Scostamenti in funzione del flusso termico per la correlazione di Yu et al. [34]**



**Fig. 6.17: Scostamenti in funzione della portata specifica per la correlazione di Yu et al. [34]**

Di tutte le correlazioni trattate finora questa è la più accurata. Esse presenta un effetto di portata: più questa cresce più la correlazione è precisa.

Lo stesso succede se usata con i flussi termici intermedi del campo di studio.

Rispetto alle altre correlazioni il principale vantaggio che presenta è che da risultati abbastanza costanti al variare del titolo, risultato simile a quanto registrato a livello sperimentale (Figura 6.14, per il solo diametro idraulico, analogo è con quello termico).

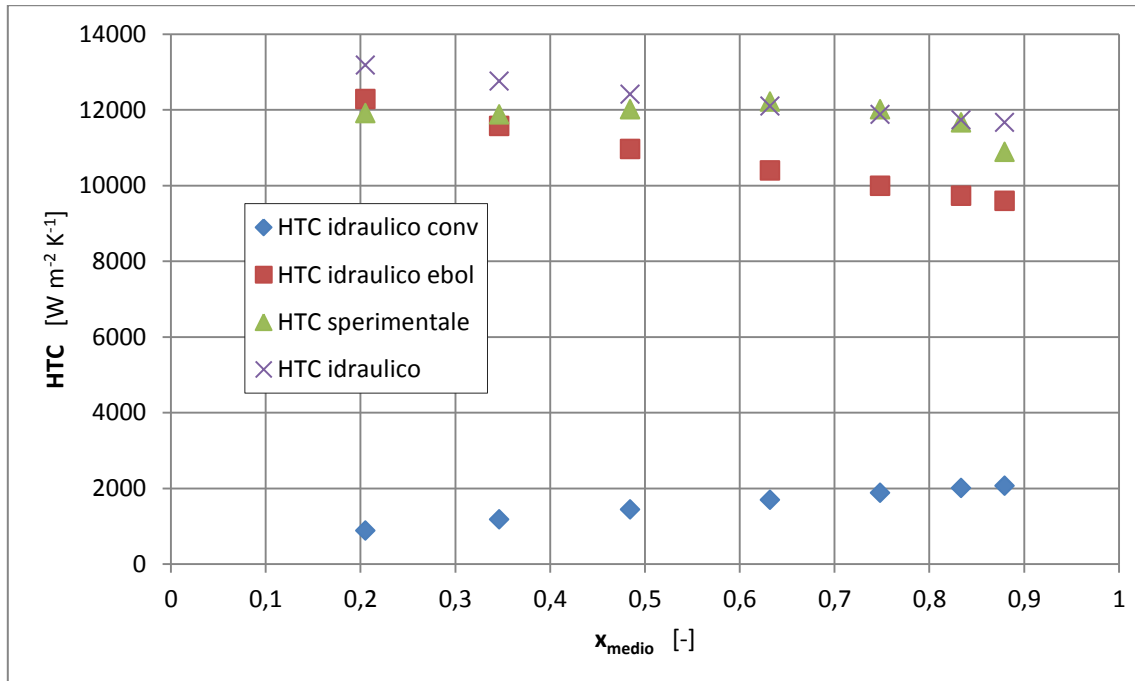
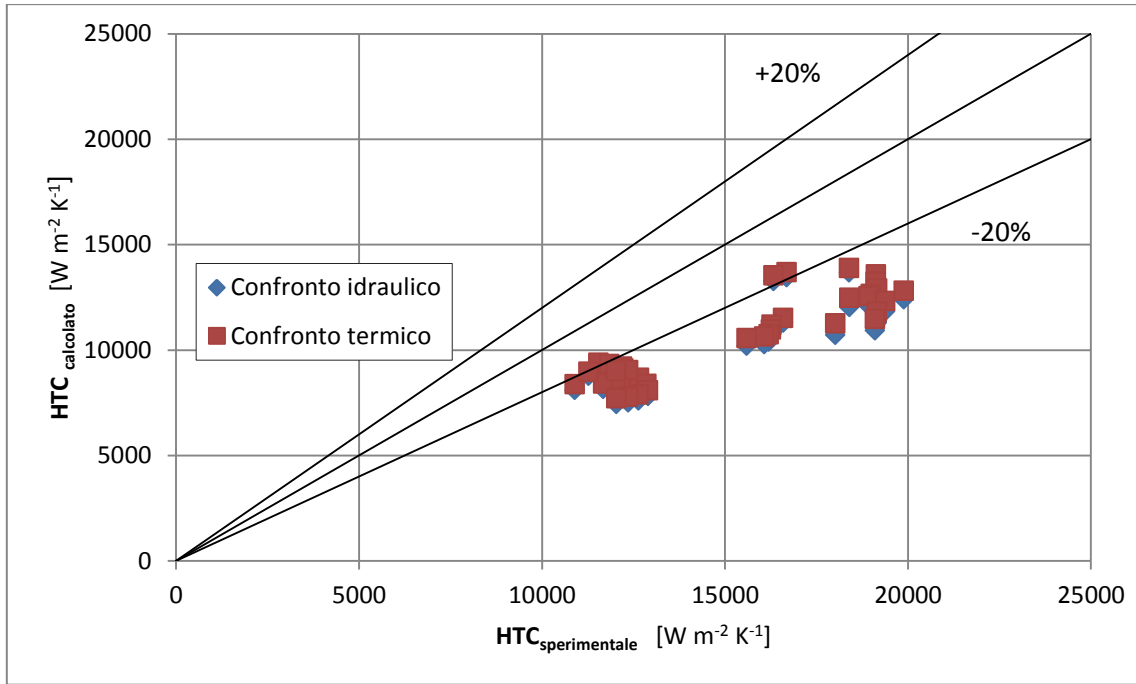


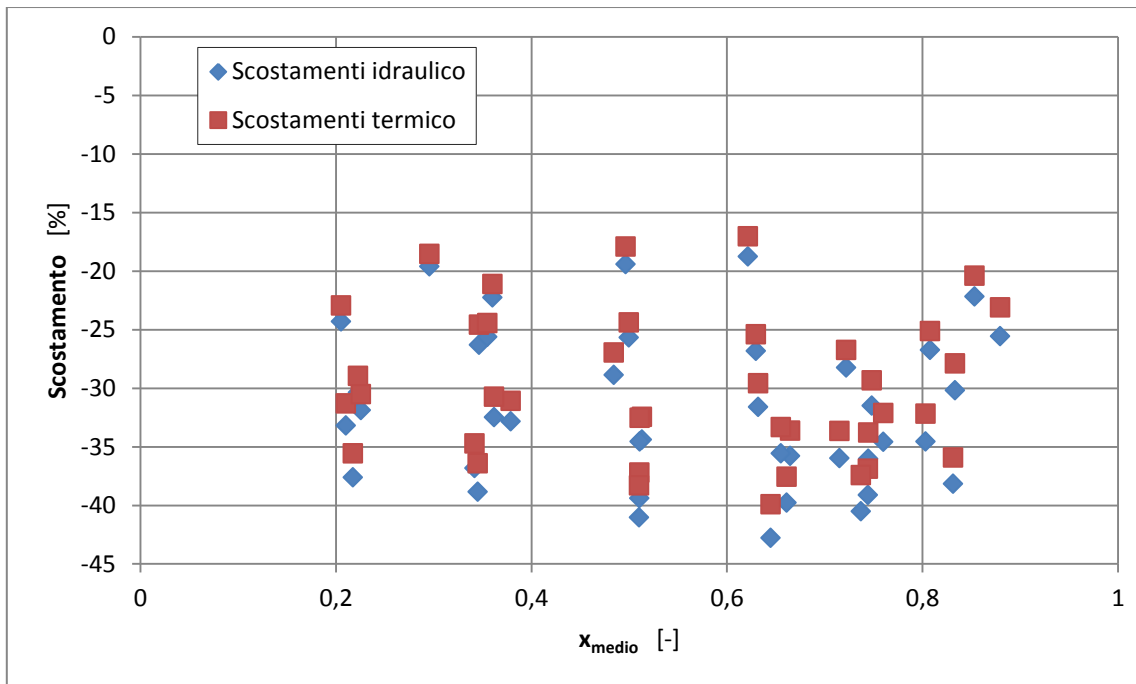
Fig. 6.18: HTC sperimentale e numerico a  $G=100 kg m^{-2} s^{-1}$  e  $q=50 kW m^{-2}$  per la correlazione di Yu et al. [34]

### 6.13 CONFRONTO CON LA CORRELAZIONE DI YU ET AL. [34] MODIFICATA DA HOSSAIN ET AL. [35]

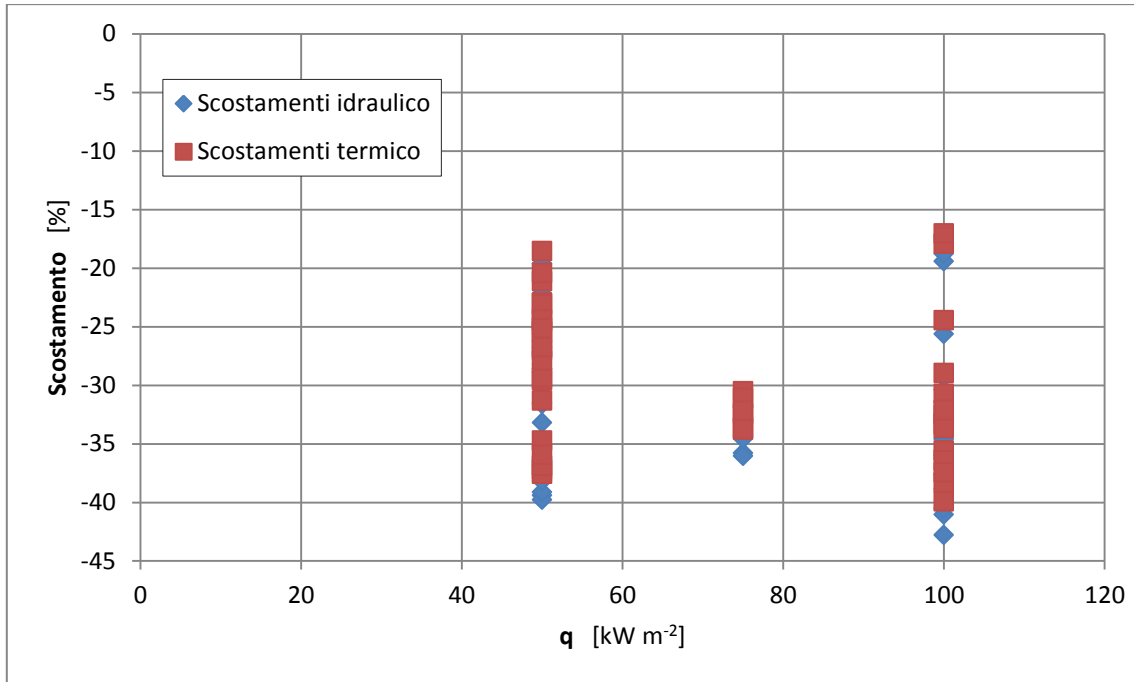
Sono di seguito riportati grafici analoghi a quelli del paragrafo precedente. In ogni figura sono presenti sia i risultati relativi al diametro idraulico che quelli relativi a quello termico.



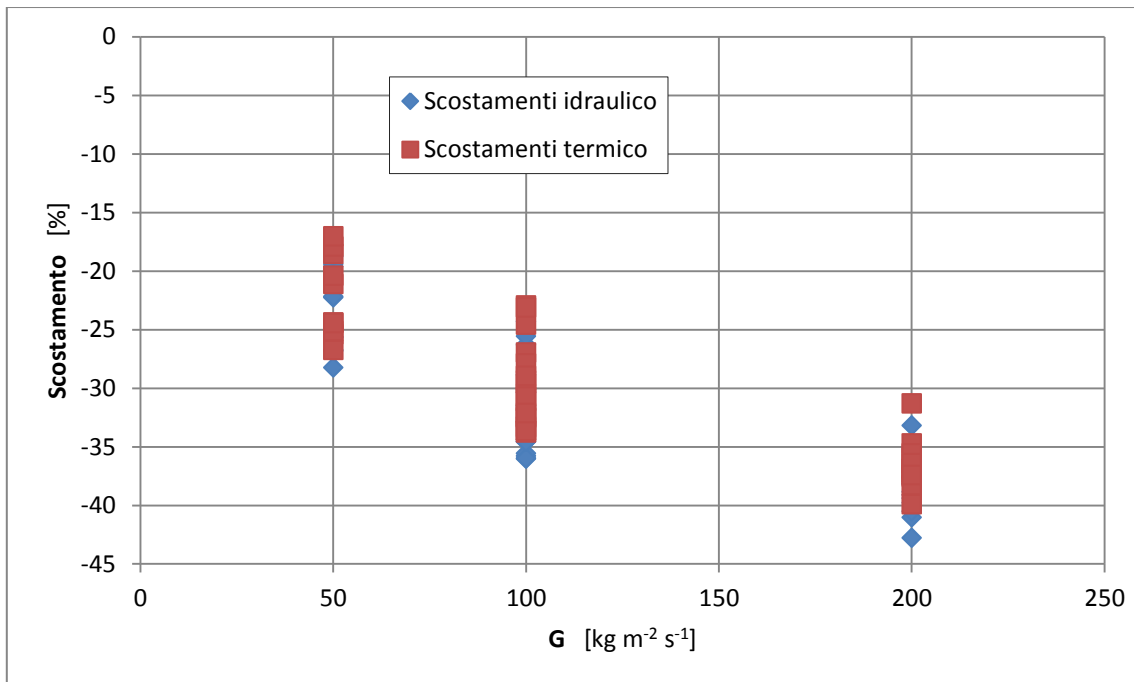
**Fig. 6.19: Confronto tra i coefficienti di scambio per la correlazione di Yu et al. [34] modificata da Hossain et al. [35]**



**Fig. 6.20: Scostamenti in funzione del titolo medio per la correlazione di Yu et al. [34] modificata da Hossain et al. [35]**



**Fig. 6.21: Scostamenti in funzione del flusso termico per la correlazione di Yu et al. [34] modificata da Hossain et al. [35]**



**Fig. 6.22: Scostamenti in funzione della portata specifica per la correlazione di Yu et al. [34] modificata da Hossain et al. [35]**

La correlazione presenta le stesse caratteristiche della precedente, tuttavia, a causa del diverso valore di rugosità, sovrastima sempre il coefficiente di scambio.

Per lo stesso motivo si discosta meno dai dati sperimentali a ridotte portate (è come se i valori della correlazione di partenza fossero stati aumentati di una costante). Anche in questo caso al crescere del titolo il coefficiente di scambio non varia.

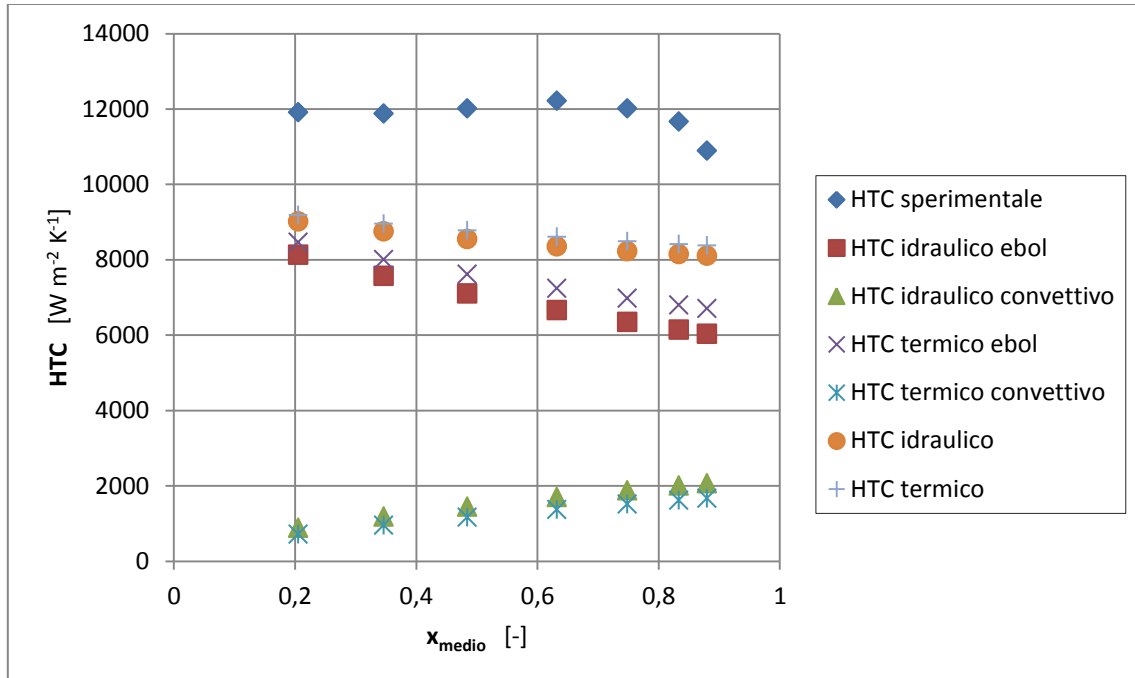


Fig. 6.23: HTC sperimentale e numerico a  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$

#### 6.14 CONFRONTO CON LA CORRELAZIONE DI TAKAMATSU ET AL. [37]

Sono di seguito riportati grafici analoghi a quelli del paragrafo precedente. In ogni figura sono presenti sia i risultati relativi al diametro idraulico che quelli relativi a quello termico.



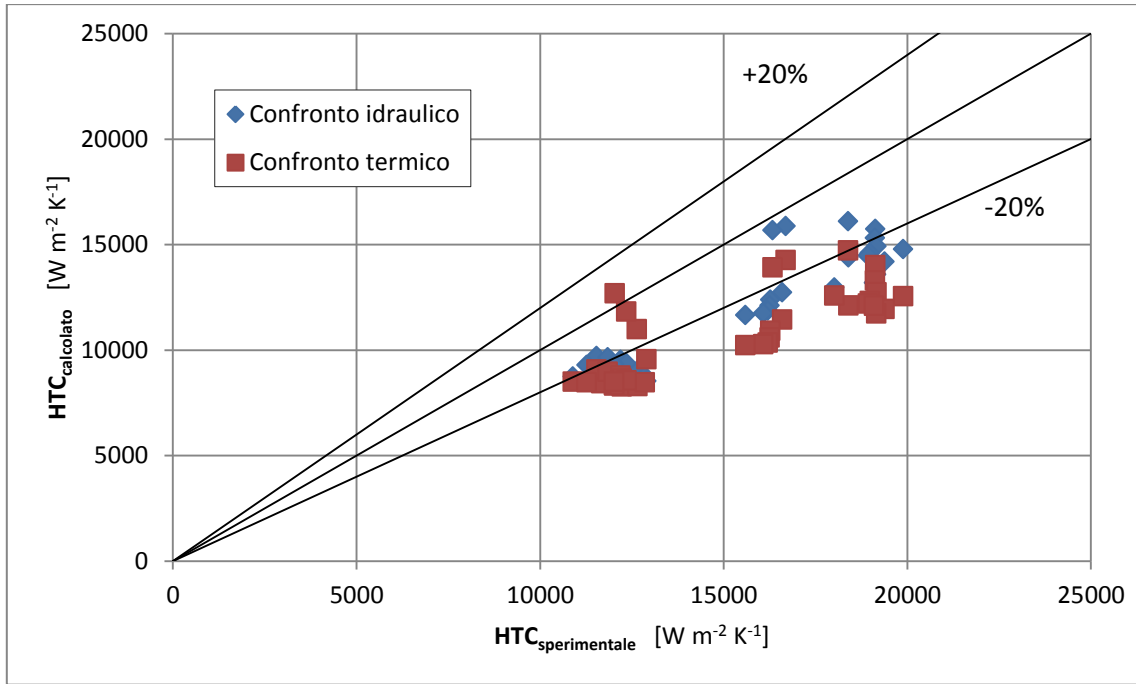


Fig. 6.24: Confronto tra i coefficienti di scambio per la correlazione di Takamatsu et al. [37]

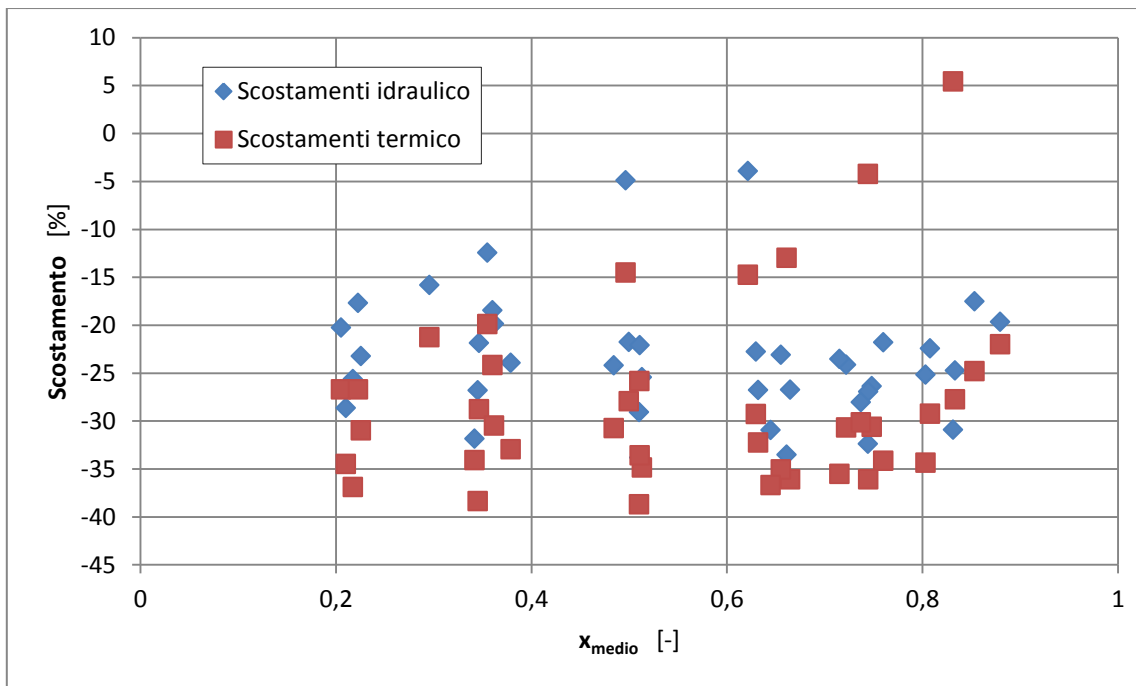
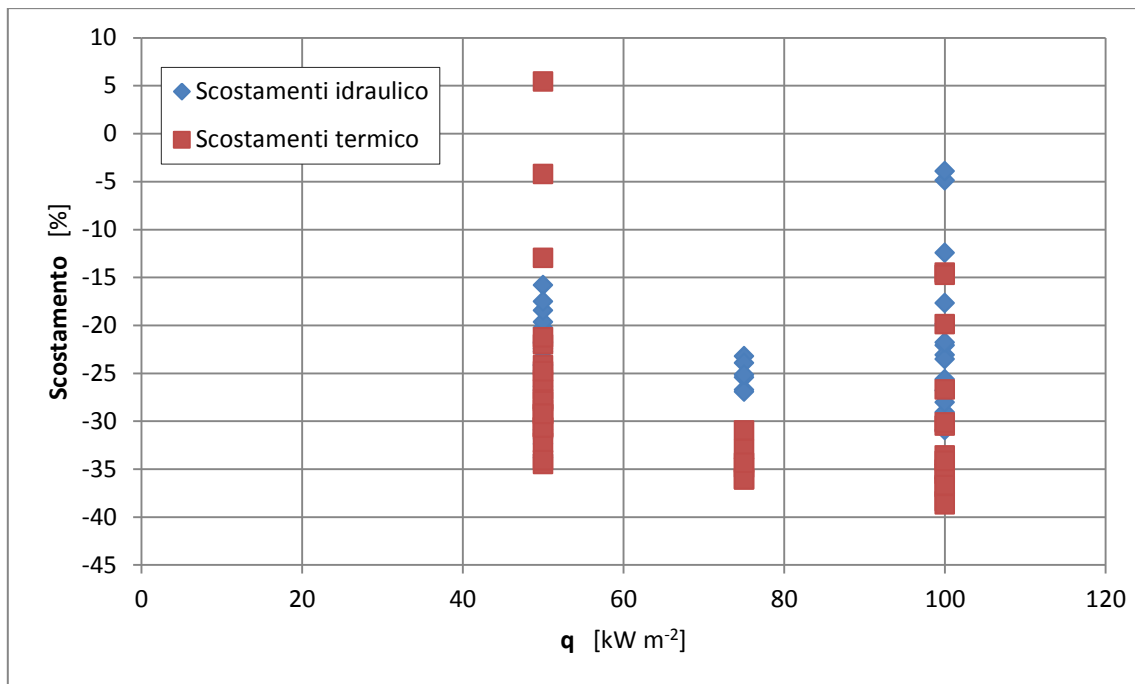
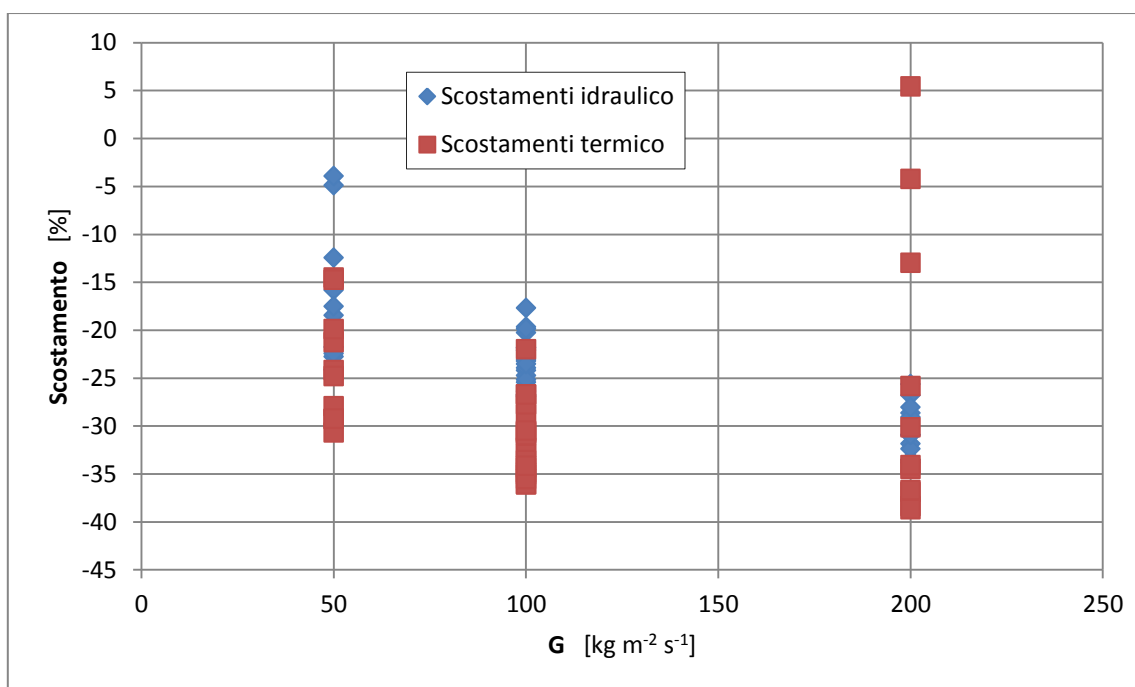


Fig. 6.25: Scostamenti in funzione del titolo medio per la correlazione di Takamatsu et al. [37]



**Fig. 6.26: Scostamenti in funzione del flusso termico per la correlazione di Takamatsu et al. [37]**



**Fig. 6.27: Scostamenti in funzione della portata specifica per la correlazione di Takamatsu et al. [37]**

La correlazione sottostima i coefficienti di scambio. Gli andamenti sono simili a quelli delle due equazioni precedenti (come era prevedibile data la struttura simile).

In generale la maggiore accuratezza si ha per basse portate.

Anche in questo caso i coefficienti calcolati rimangono indicativamente costanti al variare del titolo.

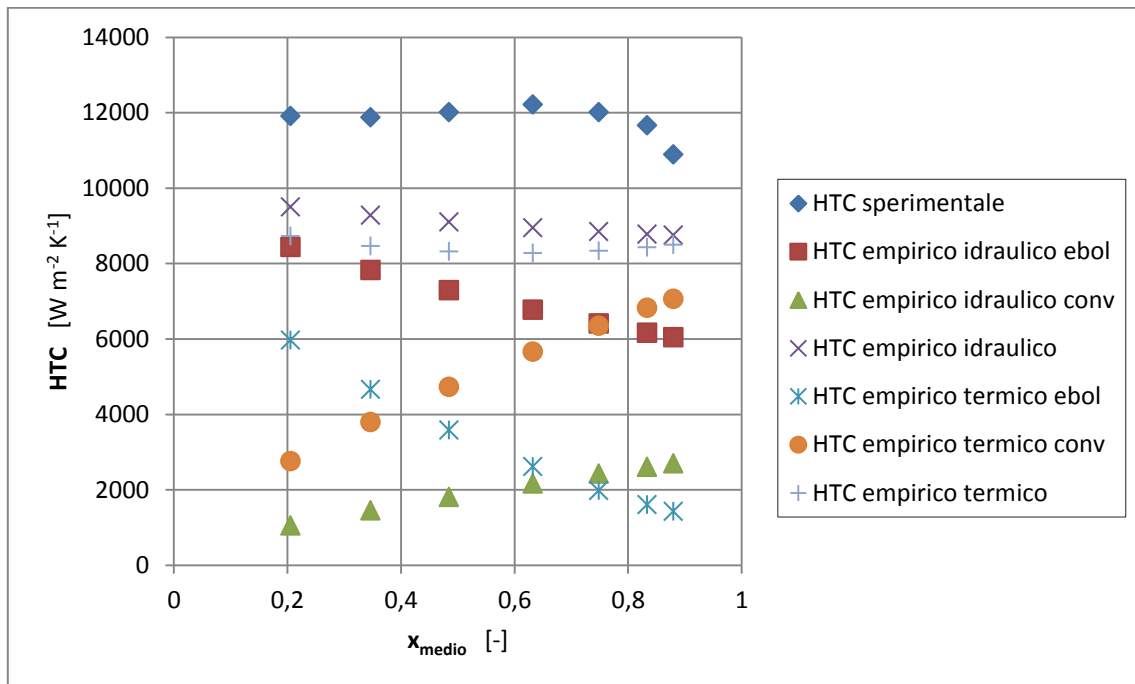
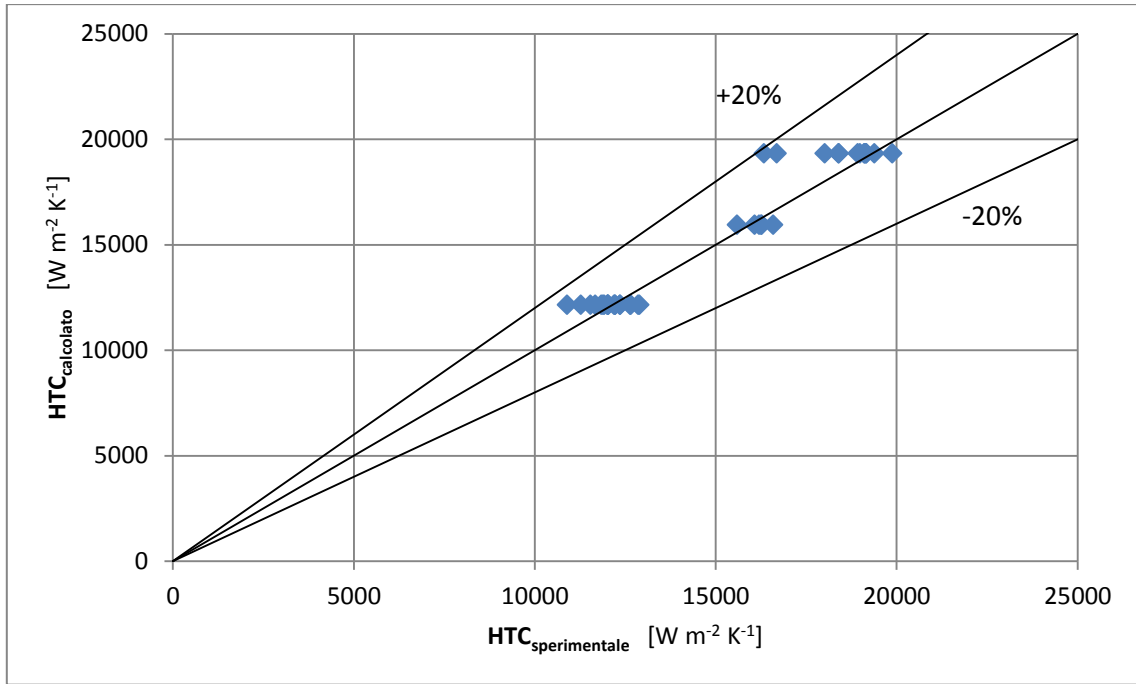


Fig. 6.28: HTC sperimentale e numerico a  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e  $q=50 \text{ kW m}^{-2}$  per la correlazione di Takamatsu et al. [37]

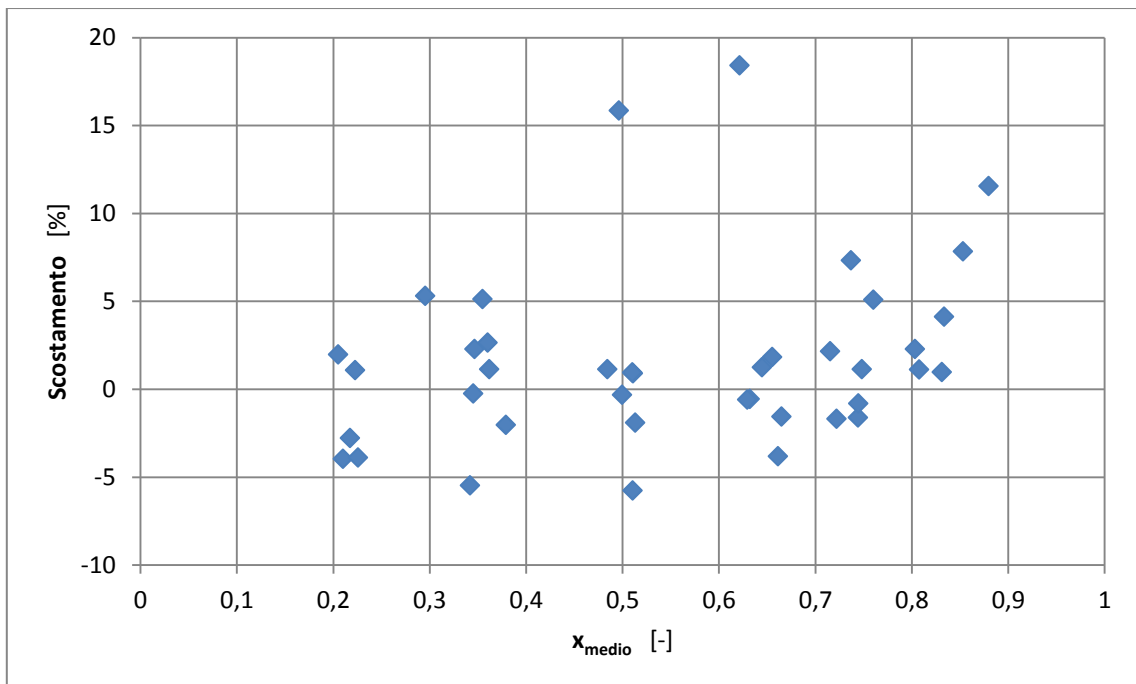
### 6.15 CONFRONTO CON LA CORRELAZIONE DI COOPER [38]

Sono di seguito riportati grafici analoghi a quelli del paragrafo precedente.

La correlazione, nonostante sia stata sviluppata per *pool boiling* e non per *flow boiling*, risulta estremamente accurata. Gli scostamenti minori si registrano per portate medio-alte e per flussi termici intermedi.



**Fig. 6.29: Confronto tra i coefficienti di scambio per la correlazione di Cooper [38]**



**Fig. 6.30: Scostamenti in funzione del titolo medio per la correlazione di Cooper [38]**





## CONCLUSIONI

Il presente lavoro di tesi si colloca in un contesto che vede la compresenza di due problematiche, ossia la crescente miniaturizzazione dell'elettronica e la maggiore attenzione europea per le emissioni di sostanze ad effetto serra.

A tal proposito il ricorso a superfici dotate di nanostrutture porose da utilizzare in scambiatori compatti ed efficienti si sta presentando come una delle tecniche di raffreddamento più promettenti in virtù delle loro caratteristiche: esse infatti sono facili e veloci da realizzare, posseggono buone proprietà meccaniche (una parete nanostrutturata, con la sola eccezione della faccia su cui sono stati sparati i granuli, che sarà comunque sempre rivolta verso l'interno del condotto, presenta le stesse caratteristiche di una superficie liscia) e permettono di aumentare lo scambio termico.

Dall'altro lato vi è grande fermento nell'industria di produzione dei refrigeranti, infatti in base alla direttiva europea 2006/40/EC [6] non si possono più usare fluidi con potenziale di effetto serra maggiore di 150: l'ormai consolidato R134a (GWP=1430) va sostituito.

Bisogna tuttavia sottolineare come sia necessario e fondamentale ottimizzare, in un'ottica di attenzione alla problematica dell'effetto serra, non solo le proprietà del refrigerante, ma anche le caratteristiche del ciclo e dei componenti dell'impianto: un fluido può avere potenziale di effetto serra ridottissimo, ma se i consumi di energia elettrica dell'impianto sono elevati il gioco può non valere la candela dato che a quest'ultimi corrispondono ulteriori emissioni di gas serra in termini di energia primaria.

In tal senso lo studio in sede sperimentale dei coefficienti di scambio termico e delle perdite di carico durante il processo di scambio termico di un determinato fluido assume un'importanza fondamentale nella progettazione di sistemi di scambio termico innovativi poiché entrambi hanno diretta conseguenza sul risparmio energetico.

Per non doversi adeguare alle caratteristiche richieste dai fluidi naturali sono stati pensati nuovi fluidi di sintesi. Una delle categorie più promettenti sembra essere quella delle *idrofluoroolefine HFO*, che presentano il doppio vantaggio di avere potenziali di distruzione dell'ozono nulli (caratteristica in comune con i fluidi *HFC*) e

potenziali di effetto serra molto più bassi rispetto alla maggior parte degli idrofluorocarburi. In particolare l'R1234ze(E) presenta  $GWP < 1$ .

Nel presente lavoro di tesi è stato studiato, sia dal punto di vista sperimentale che teorico, il comportamento di una superficie nanostrutturata posta a confronto con una superficie liscia di analoghe dimensioni nel caso di deflusso di R1234ze(E). Infatti:

- sono stati ricavati i coefficienti di scambio termico e i gradienti di pressione sia in regime monofase liquido sottoraffreddato che bifase, analizzando gli effetti che hanno il flusso termico, la portata specifica e la temperatura di saturazione;
- si è effettuato un confronto delle prestazioni di scambio termico e delle perdite di carico tra le due superfici;
- si sono studiati i regimi di deflusso con l'ausilio di una telecamera ad alta velocità, collegandoli alle condizioni operative in termini di portata specifica, flusso termico e titolo di vapore;
- sono stati confrontati i valori sperimentali ricavati con quelli ottenuti con relazioni empiriche.

In regime monofase con solo liquido i coefficienti di scambio della superficie liscia sono sostanzialmente minori rispetto al caso bifase. Si registra un importante effetto di portata con il passaggio da moto a regime turbolento. Il passaggio porta con sé un aumento dell'HTC, aumento che però non lo rende comunque confrontabile con i valori registrati nel deflusso bifase.

In regime bifase si registrano molti effetti, sia comuni che specifici, sulle due superfici:

- al crescere del titolo medio, fino al sopraggiungere della crisi termica, i coefficienti di scambio rimangono circa costanti;
- la crisi termica si manifesta quasi sempre come un esponenziale aumento delle temperature di parete e una brusca riduzione dei coefficienti di scambio termico, questi passano da valori almeno pari a circa  $10000 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  a valori anche inferiori ai  $3000 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ;
- nel caso di portata minima e flusso termico massimo si è visto che il decadimento dei coefficienti di scambio non è netto ma graduale e inizia inoltre a titoli minori;



- i coefficienti di scambio sono sostanzialmente indipendenti dalla portata a pari flusso termico, il titolo di inizio *dryout* invece presenta lievi aumenti al crescere della portata specifica, in particolar modo con la superficie nanostrutturata;
- vi è un effetto di flusso termico a pari portata, se il flusso cresce crescono anche i coefficienti di scambio, questo punto, insieme al precedente testimonia il dominio pressoché totale dello scambio termico in ebollizione nucleata su quello convettivo;
- a bassi flussi termici, se la nanostruttura non è attivata, la superficie liscia può presentare coefficienti di scambio maggiori, non appena i flussi termici crescono è sempre la nanostruttura a presentare i coefficienti maggiori;
- al crescere dei flussi termici si riduce la differenza prestazionale fra superficie attivata e non attivata, passando da un aumento dell'ordine del 150% a uno del 50%;
- per basse portate ed elevati flussi termici il titolo di inizio della crisi termica nella superficie nanostrutturata tende a calare bruscamente, passando da valori intorno a 0,8 a valori intorno a 0,6;
- la nanostruttura può mantenere un comportamento stabile e stazionario anche se è attivata solo parzialmente;
- l'attivazione, in qualunque momento avvenga, non comporta la nascita di instabilità nello scambio termico.

In tutte le prove svolte le superfici hanno presentato perdite di carico sostanzialmente trascurabili sia durante il funzionamento a regime (moto bifase) che in *dryout*.

In generale si può affermare che:

- dei due meccanismi di scambio termico presenti nel caso studiato a dominare è l'ebollizione nucleata;
- qualora possibile bisogna cercare di lavorare con portate e flussi termici specifici abbastanza elevati in quanto aumentano il valore del titolo di inizio *dryout* e i coefficienti di scambio, mentre riducono la differenza prestazionale dovuto all'attivazione della superficie.

Dall'analisi visiva e termica del deflusso sono apparse diverse caratteristiche, si è visto come:

- al crescere della portata si formano delle onde di liquido che rendono il moto più caotico e favoriscono il rimescolamento del fluido;

- questo rimescolamento è molto probabilmente ciò che permette una nucleazione uniforme su tutta la nanostruttura non attivata a bassi flussi termici;
- al crescere dei flussi termici le medesime condizioni di deflusso si realizzano a titoli minori;
- mano a mano che ci si avvicina alla crisi termica le temperature di parete subiscono oscillazioni sempre maggiori poiché parte di essa passa dei momenti in cui non è bagnata da liquido;
- per entrambe le superfici è presente il fenomeno del “dewetting-rewetting” (come prima) che è ciò che causa le oscillazioni della temperatura.

Inoltre, per quanto riguarda la nanostruttura, all’attivazione si ha un rapido calo di temperature di 4-5 °C in contemporanea ad un aumento dei coefficienti di scambio. Tutto ciò non comporta la formazione di nuovi regimi di deflusso: permette solo alla parete di non andare in contro a fenomeni di essiccazione per un aumento del grado di vuoto superiore a quello della sua controparte liscia.

Il confronto con alcuni modelli proposti in letteratura svolto per la superficie liscia ha evidenziato che, in questa applicazione, sono necessarie correlazioni che tengano adeguatamente conto dell’ebollizione nucleata e non la “trascurino” in favore dello scambio termico convettivo. Scambio termico convettivo che nello studio condotto è risultato essere praticamente assente. Con la superficie nanostrutturata sarebbero poi necessari nuovi termini nelle equazioni per tenere in debito conto il fenomeno dell’attivazione.

In generale si è comunque visto come le correlazioni che presentano il comportamento migliore siano quella redatta da Yu, Momoki e Koyama che quella proposta da Cooper. Quest’ultima deve essere però applicata con maggior discrezione in quanto sviluppata per *pool boiling*, di conseguenza al variare di portata, flusso termico e titolo potrebbe allontanarsi dai valori sperimentali.

Inoltre la caratteristica basilare che, in base all’analisi condotta, una correlazione deve possedere per prevedere i coefficienti di scambio è la costanza dei valori forniti al crescere del titolo fino alle condizioni di inizio dryout.

Partendo da questi dati si vede perché l’R1234ze(E) sia considerato un fluido promettente per future applicazioni. Non bisogna tuttavia dimenticare di ottimizzare

l'impianto al fluido stesso. Al fine di ottenere questo potrebbe essere utile studiare le condizioni operative ottimali per il fluido in un più ampio range di quello qui descritto, o confrontarlo a livello sperimentale con il suo predecessore e i suoi concorrenti.

Allo stesso tempo non bisogna trascurare l'altro elemento studiato: la superficie nanostrutturata.

Questa superficie presenta aspetti negativi e aspetti positivi. Si è visto come al crescere del flusso termico e al calare della portata si riduca drasticamente il titolo di inizio *dryout*. Ciò è forse il suo maggiore punto debole tra quelli riscontrati, e la pone in condizioni di svantaggio rispetto a una superficie in grado di scambiare più calore per convezione dato che nelle suddette situazioni potrebbe comportarsi meglio. Inoltre l'attivazione non sembra presentare carattere di prevedibilità: durante lo studio sperimentale è capitato che si attivasse subito tutta, subito solo in parte, vicino al *dryout* solo in parte o che non si attivasse proprio, obbligando a forzare il fenomeno aumentando la temperatura superficiale (comportamento poco indicato nel caso di applicazioni reali per i possibili problemi di shock termici e strutturali che ne conseguirebbero).

Di contro il fenomeno stesso permette di innalzare enormemente i coefficienti di scambio, specie se a bassi flussi termici, di ritardare la crisi termica e, una volta verificatosi, perdura stabilmente anche al ridursi della portata e del carico termico applicato.

Certamente per poterla utilizzare sono necessari alcuni studi volti a determinare:

- se esiste un modo certo e sicuro di attivarla;
- se e quanta usura presenti nella vita applicativa;
- se la sua superficie porosa presenta problemi di deterioramento al crescere delle pressioni e/o delle temperature;
- se, nel caso di condotto composto interamente da questa superficie, le bolle generate da pareti opposte possono "interferire" tra loro o limitare lo scambio;
- se, nello stesso caso, data la rugosità delle pareti, non aumentino le perdite di carico rispetto ai casi studiati;
- se, nel caso di applicazioni in tubi, esiste un raggio minimo di curvatura per poter realizzare i condotti o entro cui non si ha un decadimento del coefficiente di scambio;
- come si comportano in tubi di piccolo spessore in confronto a superfici microaletate.

Inoltre potrebbe essere interessante realizzare uno studio variando dimensione e forma dei granuli che costituiscono la superficie.

In conclusione il presente lavoro di tesi ha permesso la creazione di una banca dati di misure sperimentali sui coefficienti di scambio termico e le perdite di carico durante vaporizzazione di fluidi refrigeranti in un canale piano rettangolare e in un canale ricoperto da una superficie nanostrutturata. Tale database permetterà la validazione e la creazione di equazioni empiriche per la stima dei parametri termici ed idraulici del processo di vaporizzazione in tali condotti.



```
plot(b,a)
axis([-100 100 intervallo di temperature voluto])
hold on
j=j+1
```

```
plot(b,a)
axis([-100 100 intervallo di temperature voluto])
hold on
j=j+1
```

o=27

```
plot(d,c)
axis([-100 100 intervallo di temperature voluto])
hold on
o=o+1
```

```
plot(d,c)
axis([-100 100 intervallo di temperature voluto])
hold on
o=o+1
```

```
plot(d,c)
axis([-100 100 intervallo di temperature voluto])
hold on
o=o+1
```

```
plot(d,c)
axis([-100 100 intervallo di temperature voluto])
hold on
o=o+1
```

```
plot(d,c)
axis([-100 100 intervallo di temperature voluto])
hold on
o=o+1
```

# NOMENCLATURA

## SIMBOLI LATINI

*A* area [ $\text{m}^2$ ]

*Bo* numero di ebollizione [-]

*BPF* numero di bit per ogni frame [ $\text{bit frame}^{-1}$ ]

*BPP* numero di bit per pixel [ $\text{bit pixel}^{-1}$ ]

*BR* numero di bit al secondo o bit-rate [ $\text{bit s}^{-1}$ ]

*c* diametro del circolo di confusione, pari a 0,025 mm

*c<sub>p</sub>* calore specifico [ $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ]

*d* diametro [m]

*d<sub>h</sub>* diametro idraulico [m]

*D<sub>b</sub>* diametro di distacco della bolla [m]

*ESP* tempo di esposizione [s]

*EV* valore di esposizione [-]

*f* apertura del diaframma [-]

*F* fattore moltiplicativo di convezione bifase [-]

*F<sub>γ</sub>* coefficiente moltiplicativo adimensionale [-]

*Fa* numero di Fang [-]

*fps* numero di fotogrammi per secondo [ $\text{frame s}^{-1}$ ]

*Fr* numero di Froude [-]

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

*GWP* potenziale di effetto serra [kg di CO<sub>2</sub> equivalente]

*h* entalpia specifica [ $\text{J kg}^{-1}$ ]

*H\** rapporto tra gli HTC sperimentali e teorici per la superficie liscia [-]

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

*i* incertezza [unità di misura variabile a seconda della grandezza considerata]

*Ja\** numero di Jacob [-]

*k* conducibilità termica [ $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ ]

*K* coefficiente moltiplicativo adimensionale [-]

*L* lunghezza della sezione di prova [m]

*La* coefficiente moltiplicativo [m]

*ṁ* portata massica [ $\text{kg s}^{-1}$ ]

$M$  massa molecolare [kg kmol<sup>-1</sup>]  
 $n$  numero di frame [-]  
 $N$  numero di misura [-]  
 $Nu$  numero di Nusselt [-]  
 $NBP$  temperatura di ebollizione alla pressione atmosferica [°C]  
 $ODP$  potenziale di distruzione dell'ozono [-]  
 $p$  pressione [Pa]  
 $P_{el}$  potenza elettrica in continua fornita [W]  
 $PdC$  profondità di campo [mm]  
 $Pr$  numero di Prandtl [-]  
 $q$  flusso termico specifico [kW m<sup>-2</sup>]  
 $Q_{lat}$  calore latente di vaporizzazione [J kg<sup>-1</sup>]  
 $q_{LOSS}$  potenza termica dispersa nella sezione di prova [W]  
 $q_{PC}$  potenza termica estratta a precondensatore [W]  
 $q_{TS}$  potenza termica effettiva fornita alla superficie nella sezione di prova [W]  
 $R$  risoluzione [pixel x pixel]  
 $Re$  numero di Reynolds [-]  
 $Re_{tp}$  numero di Reynolds bifase [-]  
 $R_p$  altezza di picco massima dei solchi superficiali dovuti alla rugosità [μm]  
 $S$  parametro che compare nelle correlazioni [-]  
 $T$  temperatura [°C]  
 $t$  tempo [s] oppure parametro di Student [-]  
 $\dot{V}$  portata volumetrica [m<sup>3</sup> s<sup>-1</sup>]  
 $x$  titolo del refrigerante [-]  
 $X_{tt}$  parametro di Martinelli per moto turbolento [-]  
 $z$  coordinata assiale lungo la sezione di prova [m]

### SIMBOLI GRECI

$\alpha_{cv}$  coefficiente di scambio termico convettivo [W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>]  
 $\alpha_{lo}$  coefficiente di scambio termico con solo liquido [W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>]  
 $\alpha_{nb}$  coefficiente di scambio termico di *nucleate boiling* [W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>]  
 $\alpha_{pb}$  coefficiente di scambio termico di *pool boiling* [W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>]



$\alpha_{SA}$  coefficiente di scambio termico di Stephan e Abdelsalam [ $W m^{-2} K^{-1}$ ]  
 $\delta$  spessore della zona di crescita della bolla [m]  
 $\varepsilon$  grado di vuoto [-]  
 $\mu$  viscosità dinamica [Pa s]  
 $\rho$  densità [ $kg m^3$ ]  
 $\eta$  coefficiente moltiplicativo adimensionale [-]  
 $\xi$  coefficiente moltiplicativo adimensionale [-]  
 $\sigma$  deviazione standard [-] oppure tensione superficiale [ $N m^{-1}$ ]

### PEDICI

3 ingresso sezione di prova

4 uscita sezione di prova

*base* base riscaldante della sezione di prova

*canale* canale di passaggio della sezione di prova

*G* vapore

*h* idraulico

*L* liquido

*max* massimo/a

*medio* valore medio tra ingresso e uscita della sezione di prova

*ml* medio logaritmico

*pc* riferito al precondensatore

*rid* ridotta

*satm* di saturazione media

*tt* entrambe le fasi in moto turbolento

*w* riferito all'acqua

*wallm* di parete media

*wi* di parete dell'i-esima termocoppia

*wpc* riferito all'acqua del precondensatore



## BIBLIOGRAFIA

- [1] L. Rossetto, “Dispense di trasmissione del calore”, Cap. 8, Deflusso bifase Gas-Liquido
- [2] L. Rossetto, “Dispense di trasmissione del calore”, Cap. 10, Vaporizzazione
- [3] C. Bonacina, A. Cavallini, L. Mattarolo, “Trasmissione del calore”, CLEUP Padova, 1985
- [4] E. J. Davis, G. H. Anderson, “The incipience of nucleate boiling in forced convection flow”, *AICHE J.* 12, p.774-80, 1966
- [5] J. C. Collier, “Heat Exchanger Design Handbook”, Cap. 2.7.1-2.7.8 Boiling and Evaporation, Hemisphere 1983
- [6] “Directive 2006/40/EC of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 relating to emissions from air-conditioning systems in motor vehicles and amending Council Directive 70/156/EC”, *Official Journal of the European Union*
- [7] D. Del Col, “Dispense di Tecnica del freddo”, Cap. 4, Refrigeranti
- [8] O. Hodnebrog, M. Etminan, J. S. Fuglestedt, G. Marston, G. Myhre, C. J. Nielsen, K. P. Shine, T. J. Wallington, 2013, “Global warming potentials and radiative efficiencies of halocarbons and related compounds: a comprehensive review”, *Reviews of Geophysics* 51, pp. 300-378, 2013
- [9] M. O. McLinden, A. F. Kazarov, J. S. Brown, P. A. Domanski, “A Thermodynamic Analysis of Refrigerants: Possibilities and Tradeoffs for Low-GWP”, *International Journal of Refrigeration*, 2013
- [10] C. Zilio, A. Cavallini, J. Brown, G. Schiochet, “The refrigerant R1234yf in air conditioning systems”, *Energy* 36, pp. 6110-6120, 2011
- [11] S. Grauso, R. Mastrullo, A. Mauro, J. Thome, G. Vanoli, “Flow pattern map, heat transfer and pressure drops during evaporation of R1234ze(E) and R134a in a horizontal, circular smooth tube: experiments and assessment of predictive methods”, *International Journal of Refrigeration* 36, pp. 478-491, 2013
- [12] Y. Onaka, H. Afroz, A. Miyara, A. Hossain, “Heat Transfer during evaporation of R1234ze(E), R32, R410A and a mixture of R1234ze(E) and R32 inside a horizontal smooth tube”, *International Journal of Refrigeration* 36, pp. 465-477, 2013

- [13] C. Tibirica, G. Ribatski, J. Thome, “*Flow boiling* for R1234ze(E) in 1,0 e 2,2 mm circular channels”, *J. Heat Transfer* 134, pp. 020906-020911, 2012
- [14] E. Rooyen, J. Thome, “*Pool boiling* on enhanced boiling tubes with R134a, R236fa and R1234ze(E)”, *ECI 8th Int. Conference on Boiling and Condensation Heat Transfer*, p. 1462, Lausanne, June 3-7, 2012
- [15] J. Thome, B. Agostini, F. Vakili-Farahani, “Experimental study on *flow boiling* heat transfer of multiport tubes with R245fa and R1234ze(E)”, *International Journal of Refrigeration* 36, pp.335-352, 2013
- [16] S. Garimella, S. Bertsch, E. A. Groll, “Effects of heat flux, mass flux, vapor quality and saturation temperature on *flow boiling* heat transfer in microchannels”, *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 35, pp. 142-154, 2009
- [17] Y. Zhao, Y. Liang, Y. Sung, J. Chen, “Development of a mini-channel evaporator model using R1234yf as working fluid”, *International Journal of Refrigeration* 35, pp. 2166-2178, 2012
- [18] K. E. Gungor, R. H. S. Winterton, “Simplified general correlation for saturated *flow boiling* and comparison of correlation with data”, *Chem. Eng. Res.* 65, pp.148-156, 1987
- [19] J. Chen, “A correlation for saturated boiling heat transfer to saturated fluid in convective flow”, *ASME 1-11 Paper*, 63-HT-34, 1963
- [20] M. Shah, “Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equation and further study”, *ASHRAE Trans.* 2673, pp. 185-196, 1982
- [21] L. Friedel, “Improved Friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow”, in Paper E”, *European Two-Phase Flow group meeting*, Ispra, Italy, 1979
- [22] R. Webb, M. Zhang, “Correlation of two-phase friction for refrigerant in small-diameter tubes”, *Experimental Thermal and Fluid Science* 25, pp. 131-139, 2001
- [23] H. Müller-Steinhagen e K. Heck, “A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes”, *Chemical Engineering Progress* 20, pp. 297-308, 1986
- [24] S. Michele, Tesi di laurea magistrale: Nuovo impianto sperimentale per la vaporizzazione di fluidi refrigeranti in schiume metalliche, 2012
- [25] “LabVIEW 11. National Instruments”

- [26] Excel, 2013
- [27] “RefProp 9.1-NIST”
- [28] A. Baggio, Tesi di laurea magistrale: Analisi sperimentale e teorica della vaporizzazione di R1234ze attraverso una schiuma in rame, 2013
- [29] “Matlab. Mathworks”
- [30] “www.visionresearch.com”, [Online]
- [31] “www.terratec.it/tutorials/risoluzione-video-e-bitrate-ideali.pdf”, [Online]
- [32] K. E. Gungor, R. H. S. Winterton, “A general correlation for *flow boiling* in tubes and annuli”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 29, n.3, pp. 351-358, 1986
- [33] X. Fang, “A new correlation of flow boiling heat transfer coefficients based on R134a data”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 66, pp. 279-283, 2013
- [34] J. Yu, S. Momoki, S. Koyama, “Experimental study of surface effect on flow boiling heat transfer in horizontal smooth tubes”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 44, pp. 1909-1918, 1999
- [35] Md. A. Hossain, Y. Onaka, H. M. M. Afroz. A. Miyara, “Heat transfer during evaporation of R1234ze(E), R32, R410A and a mixture of R1234ze(E) and R32 inside a horizontal smooth tube”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, pp. 465-477, 2013
- [36] M. Lee, L. S. L. Cheung, Y. Lee, M. Wong, Y. Zohar, “Height effect on Nucleation-Site activity in microchannel convective boiling”
- [37] H. Takamatsu, S. Momoki, T. Fujii, “A correlation for forced convective boiling heat transfer of pure refrigerants in a horizontal smooth tube”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, pp. 3351-3360, 1993
- [38] M. G. Cooper, “Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling- A wide range examination using reduced properties”, *Ashrae Fundamentals*, 2009



## **RINGRAZIAMENTI**

L'esperienza di tesi è stata sicuramente formativa, ho imparato moltissime cose nel campo della trasmissione del calore e in particolar modo riguardo alle nuove frontiere dello scambio termico.

Ho acquisito nuove abilità, come l'elaborazione in pochi secondi di migliaia di dati grazie all'uso di Matlab o l'individuazione dello stato termodinamico di una sostanza grazie al software RefProp.

Ringrazio di cuore la Professoressa Rossetto e gli ingegneri Mancin e Diani per la collaborazione durante questi mesi di lavoro; più in generale il gruppo di ricerca presso il quale ho operato.

Un grazie va anche ad amici, parenti e ai miei genitori per il sostegno e l'aiuto che mi hanno sempre dato.