



Agenzia Nazionale per le Nuove Tecnologie,  
l'Energia e lo Sviluppo Economico Sostenibile



*Ministero dello Sviluppo Economico*

RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

Analisi sperimentale pannelli solari termici  
a tubi evacuati ad heat pipe

*Andrea Mariani*

Report RdS/2011/247

ANALISI SPERIMENTALE PANNELLI SOLARI TERMICI A TUBI EVACUATI AD HEAT PIPE

Andrea Mariani (ENEA)

Settembre 2011

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Area: Razionalizzazione e risparmio nell'uso dell'energia elettrica

Progetto: Studi e valutazioni sull'uso razionale dell'energia: Utilizzo dell'energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva

Responsabile Progetto: Nicolandrea Calabrese, ENEA



## ACCORDO DI PROGRAMMA

### MINISTERO DELLO SVILUPPO ECONOMICO - ENEA

AI SENSI DELL'ART. 3 COMMA 2 DEL DECRETO MINISTERIALE 23 MARZO 2006 PER LE

### ATTIVITÀ DI RICERCA E SVILUPPO DI INTERESSE GENERALE

### PER IL SISTEMA ELETTRICO NAZIONALE

### PIANO ANNUALE DI REALIZZAZIONE 2008-2009

### *Progetto 3.4 "Utilizzo dell'energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva"*

<p><b>Utilizzo dell'energia elettrica e solare per condizionamento estivo</b> <b>Attività A. Sperimentazione e qualificazione di componenti e sistemi</b></p>
---

ANALISI SPERIMENTALE PANNELLI SOLARI TERMICI A TUBI EVACUATI AD HEAT PIPE

## RAPPORTO FINALE DELL' ATTIVITÀ

Unità emittente: UTTEI-TERM

Classificazione:

Distribuzione: USO PUBBLICO

Data: 30 settembre 2011

Elaborato: Andrea Mariani

Verificato: Nicolandrea Calabrese

Approvato: Gino Boccardi

# SOMMARIO

## **Obiettivo dell'attività**

L'obiettivo della presente trattazione è la valutazione di correlazioni che possano predire lo scambio termico di un heat pipe a tubi evacuati, dispositivo la cui sperimentazione e caratterizzazione è stata effettuata in un impianto di prova denominato T.O.S.C.A. Tale impianto permette di verificare il comportamento termico dell'heat pipe al variare della geometria, del tipo e della quantità di fluido di riempimento, del grado di vuoto e dell'inclinazione dello stesso.

Partendo da un'attenta progettazione dell'heat pipe si vuole giungere a realizzare un impianto che sfrutti, con il massimo rendimento ottenibile, l'energia solare per produrre acqua calda a temperature superiori ai 100 [°C]. L'obiettivo di progettare e sviluppare tali componenti innovativi è finalizzato alla realizzazione di impianti di solar cooling, con l'intento di favorire la diffusione di tale tipologia di impianti e il miglioramento delle efficienze dei singoli componenti. Il tutto lo si vuole ottenere attraverso una tecnologia semplice, industrializzabile e a basso costo per l'utente finale.

# CAPITOLO 1

## INTRODUZIONE

### **Impianti di climatizzazione solare**

La climatizzazione solare, cioè la produzione di freddo con il calore del sole, se opportunamente sviluppata, consente di ottenere considerevoli risparmi energetici rispetto agli impianti convenzionali. In tale contesto, l'energia solare termica attiva un ciclo termodinamico per la produzione di acqua refrigerata o per il trattamento dell'aria destinata al condizionamento degli ambienti o ai processi di refrigerazione. La climatizzazione ad assorbimento è una delle più promettenti tecnologie termiche di climatizzazione poiché consente lo sfruttamento di energia solare e un risparmio di energia primaria. Il consumo di energia elettrica per il funzionamento delle apparecchiature di condizionamento e refrigerazione è infatti limitato al solo azionamento delle pompe e delle centraline di controllo. Tale riduzione dei consumi assume una notevole rilevanza a livello nazionale a causa di un sempre crescente picco estivo di domanda elettrica dovuta all'incremento della richiesta di condizionatori.

In Fig. 1.1 è mostrato l'andamento della richiesta di energia frigorifera durante l'anno. Si nota come il picco che si riscontra nella stagione estiva corrisponda anche al periodo in cui si rileva il valore massimo della radiazione solare al suolo. E' da questa considerazione che nasce l'idea del solar cooling, così che si possa sfruttare la radiazione solare nel periodo in cui si ha la maggiore richiesta di freddo per il condizionamento degli edifici.

La climatizzazione solare apporta quindi benefici su due fronti. Dal punto di vista del sistema elettrico nazionale può contribuire ad allentare la pressione sulla rete elettrica, evitando i pericolosi picchi estivi. Dal punto di vista di chi sceglie di installare un impianto di solar cooling, sono consistenti i benefici in termini di risparmio energetico ed economico. Inoltre l'utilizzo di fluidi innocui come l'acqua o le soluzioni saline risulta vantaggioso dal punto di vista dell'impatto ambientale. Per

tali ragioni, il tema del solar cooling diventa di giorno in giorno sempre più interessante ed attuale.

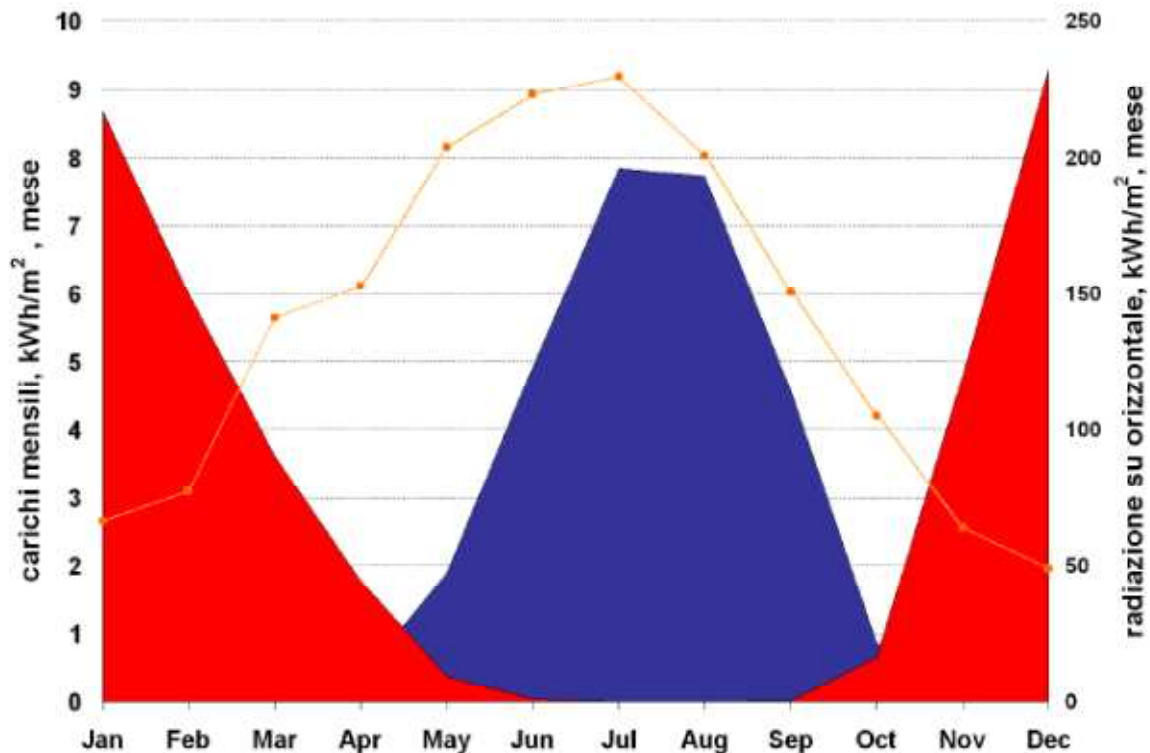


Fig. 1.1 – Andamento richiesta energia frigorifera.

Il principio di funzionamento di questa tipologia di impianti è così sintetizzato:

- assorbimento dell'energia irraggiata dal sole per mezzo dei collettori solari;
- produzione di freddo tramite macchine frigorifere alimentate dall'acqua calda prodotta dai collettori solari;
- impiego del fluido termovettore freddo ai fini del condizionamento degli ambienti.

Gli impianti di climatizzazione solare sono stati fino ad ora realizzati principalmente nell'ambito di progetti di ricerca e sviluppo. Dalle numerose esperienze fatte con questi impianti si possono trarre alcune conclusioni generali:

- Molti impianti di climatizzazione solare non lavorano in maniera ottimale, cioè non sfruttano correttamente gli apporti solari ottenibili. Una delle cause è da ricercarsi nella complessità dei sistemi idraulici che richiedono complessi dispositivi di regolazione; in questi sistemi inoltre si producono frequentemente dei guasti.

- Non esistono ancora dei sistemi di regolazione che garantiscano il massimo sfruttamento degli apporti solari disponibili e, contemporaneamente, la copertura del fabbisogno termico. La regolazione degli impianti risulta difficile poiché, in tutti i sistemi, l'effetto frigorifero, il rendimento delle macchine frigorifere e quello dei collettori solari, dipendono sostanzialmente dalla temperatura. Si evince come l'ottimale temperatura di esercizio, intesa come la temperatura alla quale il rendimento complessivo dell'impianto raggiunge il massimo, varia in rapporto all'effettiva irradiazione globale [ $\text{W}/\text{m}^2$ ].
- Il futuro di questa tecnologia dipende in particolare dallo sviluppo di efficienti sistemi di accumulo, perché solo questi possono garantire un'alta copertura solare, e dallo sviluppo di macchine frigorifere termiche che mantengano un elevato COP anche in condizioni di bassa carica.
- La progettazione degli impianti si deve infine basare su metodi di calcolo più affidabili, altrimenti si corre il rischio di costruire degli impianti che non solo non soddisfano le attese, ma non comportano nemmeno effettivi risparmi energetici.

Il futuro di tale tecnologia dipende, soprattutto, dallo sviluppo di dispositivi idraulici semplici, robusti e ben regolabili; occorrono inoltre sistemi di regolazione che garantiscano, in ogni momento, l'ottimale sfruttamento degli apporti solari disponibili e quindi un minimo impiego d'energia primaria.

### **1.1. Utilizzo dell'heat pipe in campo solare**

Un collettore solare, anche detto pannello solare termico, è un dispositivo atto alla conversione della radiazione solare in energia termica e al suo trasferimento verso un accumulatore tramite un fluido termovettore per un uso successivo. Utilizzati già a partire dai primi anni del XX secolo, esiste attualmente una grande varietà di tipologie costruttive che possono essere suddivise in questo modo:

- ❖ pannelli solari termici piani
  - non vetrati o scoperti
  - vetrati
    - non selettivi

- selettivi
- ad aria
- ❖ pannelli solari termici sottovuoto
  - tubo a U
  - heat pipe
- ❖ pannelli solari termici con serbatoio integrato
- ❖ pannelli solari termici a concentrazione

L'heat pipe è usato quindi per i cosiddetti pannelli solari termici sottovuoto i quali sono in grado di garantire, rispetto alle altre tipologie, un maggiore apporto energetico anche in condizioni di basso irraggiamento o basse temperature esterne.

Nei collettori solari a tubi evacuati, gli heat pipe sono posizionati all'interno di tubi di vetro borosilicato (Fig. 1.2). Questi tubi di vetro presentano una doppia parete al cui interno viene praticato il vuoto; quest'ultimo possiede ottime capacità di coibentazione eliminando le perdite di calore per convezione. In questo modo non vi è aria che circonda la superficie captante e si ha una riduzione quasi completa delle dispersioni. Inoltre nonostante la temperatura degli assorbitori (gli elementi che raccolgono la radiazione solare) diventi elevata, la superficie dei tubi di vetro rimarrà a temperatura ambiente.



Fig. 1.2 – Particolare del tubo esterno in vetro borosilicato.



L'assorbitore ha la funzione di captare la massima radiazione solare trasformandola in calore, limitando al minimo le perdite dello stesso. Nei collettori a tubi evacuati, l'assorbitore utilizzato è solitamente realizzato con un rivestimento ad alta selettività al nitrato di alluminio Al-N/Al ed alette di alluminio in modo da ottenere alta assorbanza nel campo delle lunghezze d'onda della radiazione solare e bassa emissività nel campo delle lunghezze d'onda della radiazione termica. Gli strati selettivi possono essere ottenuti con un procedimento galvanico oppure applicati sottovuoto. La Fig. 1.3 raffigura due collettori solari di diverse dimensioni in cui è possibile notare l'assorbitore di colore scuro interno al tubo di vetro e la testa dell'heat pipe (due differenti geometrie) che andrà ad alloggiare nella sezione sovrastante di passaggio del liquido che si vuole riscaldare. La geometria del tratto finale è scelta in modo da massimizzare la superficie di scambio termico e favorire la condensazione del liquido interno all'heat pipe.



Fig. 1.3 – Collettori solari completi di assorbitore selettivo.

Lo schema di funzionamento di un collettore solare a tubi evacuati è rappresentato in Fig. 1.4.

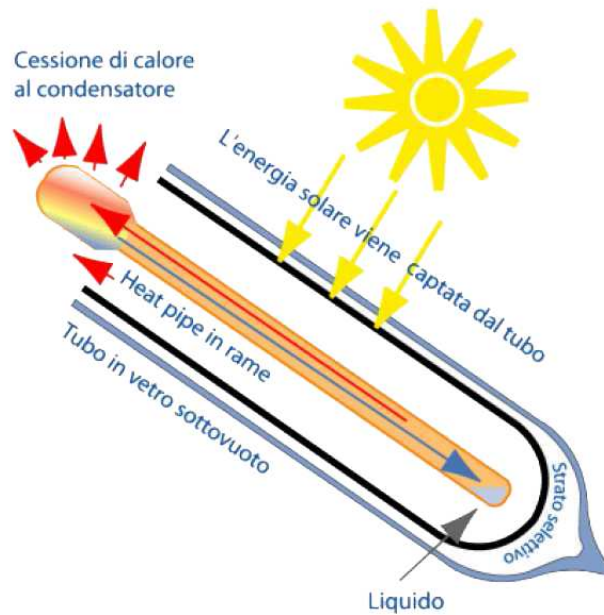


Fig. 1.4 – Schema di funzionamento di un collettore solare a tubi evacuati.

Il collettore in cui circola il fluido da riscaldare è realizzato in rame e presenta un numero di attacchi che è funzione della potenza termica che il pannello dovrà essere in grado di garantire (Fig. 1.5). L'heat pipe è a contatto diretto con il fluido che attraversa il collettore. Asportando calore il fluido realizza ad un estremo dell'heat pipe la zona del condensatore (Fig. 1.6)



Fig. 1.5 – Particolare dell'attacco fra heat pipe e collettore dell'acqua.

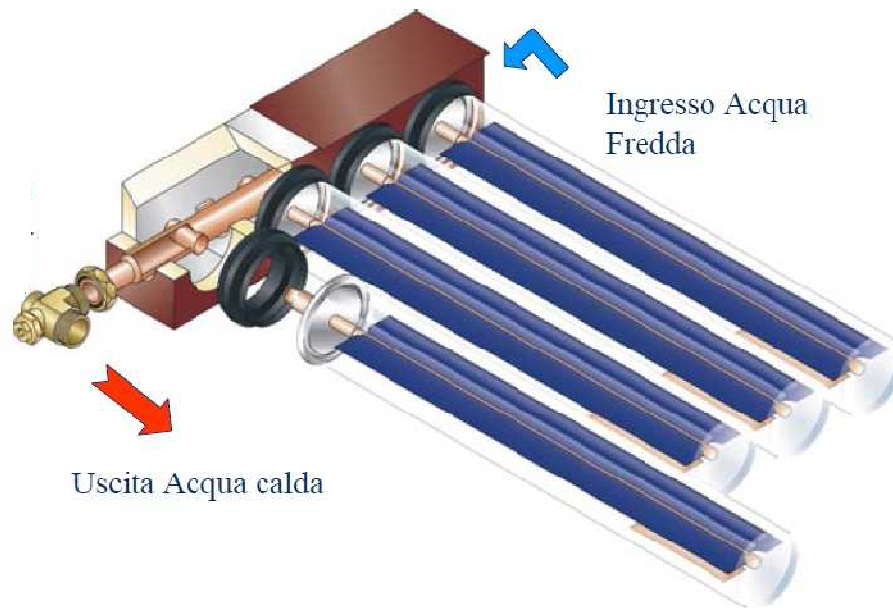


Fig. 1.6 – Innesco dell'heat pipe nel collettore.

Per una questione di praticità e per controllare i valori di potenza termica forniti all'heat pipe, l'analisi sperimentale di quest'ultimo è stata condotta simulando l'irraggiamento sul tubo utilizzando un riscaldatore elettrico a filo avvolto attorno ad una camicia in rame in cui viene inserito il tubo di calore. La resistenza è avvolta per tutta la lunghezza alla quale esso è solitamente esposto alla radiazione solare.

# CAPITOLO 2

## STATO DELL'ARTE

Una quantità considerevole di studi teorici e sperimentali è stata condotta per migliorare le performance dell'heat pipe per differenti tipi di applicazioni. Gli studi effettuati si sono posti il problema di determinare gli effetti che la variazione di una serie di grandezze caratteristiche dell'heat pipe ha sull'entità dello scambio termico.

A tal proposito Nguyen-Chi et al. [1] hanno indagato sperimentalmente sulle prestazioni di un heat pipe wickless verticale utilizzando acqua come fluido termovettore. Il loro studio si è focalizzato sull'influenza dei parametri operativi sulle massime prestazioni sia per il limite di dry-out che di burn-out. Li et al. [2] hanno indagato sperimentalmente sulla caratteristica dello scambio termico per un termosifone chiuso bifase con basse differenze di temperatura riempito con acqua, R11, R22. Park e Lee [3] hanno eseguito uno studio sperimentale sulle performance in condizioni stazionarie di un termosifone con tre differenti miscele di fluido termovettore: acqua-glicerina, acqua-etanolo e acqua-glicoletilene. Shiraishi et al. [4] hanno investigato sperimentalmente il flusso termico critico scambiato in un termosifone tenendo conto del rapporto tra lunghezza dell'evaporatore e il diametro del tubo (aspect ratio), del grado di riempimento, delle proprietà del fluido e della pressione operativa. Terdtoon et al. [5] hanno studiato gli effetti dell'aspect ratio e del numero di Bond sulla caratteristica del trasferimento di calore per un heat pipe in condizioni di normale funzionamento. Hanno impiegato come fluidi termovettore R22, etanolo e acqua. Sempre Terdtoon et al. [6, 7] hanno studiato il modello di comportamento del flusso all'interno dell'heat pipe e gli effetti su di esso dell'aspect ratio e numero di Bond per vari angoli d'inclinazione. Inoltre essi hanno variato il grado di riempimento dall' 80% al 150%, inteso come rapporto tra volume di fluido e volume dell'evaporatore, per l'heat pipe contenente R123. Nipoting et al. [8] hanno introdotto un modello analitico per valutare il limite di prestazioni di un termosifone inclinato. Tale modello riesce a prevedere lo spessore medio del film di liquido e la conduzione di calore nel condensatore nel momento in cui si manifesta il dry-out.

Shalabay et al. [9] hanno studiato le performance dell'heat pipe nel caso di riempimento con fluido termovettore R22. Hong et al. [10] hanno studiato sperimentalmente le caratteristiche del trasferimento di calore per un termosifone con FC-72. Han et al. [11] hanno indagato sul trasferimento di calore in un termosifone con delle scanalature interne e hanno sviluppato un semplice modello matematico per predire le prestazioni del termosifone.

Noie [12] nel suo studio ha analizzato sperimentalmente, tra i vari parametri che possono influire sulle performance di un heat pipe, gli effetti legati a variazioni del flusso di calore fornito ( $100 < \dot{Q} < 900$  W), del grado di riempimento ( $30\% \leq FR \leq 90\%$ ) e della lunghezza dell'evaporatore. Definito l'aspect ratio AR come il rapporto tra la lunghezza dell'evaporatore e il diametro interno del tubo, questo è stato assunto nei suoi esperimenti pari a 7.45, 9.8 e 11.8. L'heat pipe utilizzato, realizzato in rame, presenta una lunghezza totale pari a 980 mm e diametri interno ed esterno rispettivamente di 25 e 32 mm riempito con acqua distillata come fluido termovettore. Dall'analisi sperimentale si è visto come la distribuzione di temperatura lungo la parete del termosifone nella sezione dell'evaporatore è essenzialmente isoterma specialmente per basse potenze termiche. La temperatura misurata in corrispondenza del condensatore risulta evidentemente più bassa a causa della presenza del flusso di liquido refrigerante. La temperatura esterna nella sezione dell'evaporatore risulta più bassa per un aspect ratio pari a 7.45 nel caso di FR del 90%; per un aspect ratio di 11.8 la temperatura più bassa si ottiene per FR pari a 60%. La massima quantità di potenza termica trasferita per i diversi aspect ratio avviene per differenti gradi di riempimento: per l'aspect ratio di 11.8 la quantità massima si ha per un FR del 60%, mentre per per AR di 7.45 e 9.8 i riempimenti corrispondenti per cui si ha la massima potenza trasferita sono rispettivamente del 90% e 30%. Inoltre sono stati confrontati i valori sperimentali del coefficiente di scambio termico all'evaporatore con le correlazioni di Imura [13] e Rohsenow [14]. Per un aspect ratio di 9.8 e riempimenti del 30%, 60% e 90%, i valori sperimentali sono risultati in ragionevole accordo con le correlazioni empiriche sopracitate.

In un successivo studio, Noie et al. [15] hanno indagato sugli effetti dell'angolo di inclinazione sulle performance termiche di un termosifone bifase chiuso per diversi gradi di riempimento. Gli esperimenti sono stati condotti per valori dell'angolo di inclinazione variabili tra  $5^\circ$  e  $90^\circ$  e riempimenti del 15%, 22% e 30% sempre riferiti al volume dell'evaporatore. Il tubo di rame utilizzato presenta un diametro esterno di 16 mm, diametro interno di 14.5 mm ed una lunghezza di 1000 mm. Il fluido utilizzato è acqua distillata. I risultati evidenziano come l'heat pipe in questione mostra le prestazioni termiche migliori per un range dell'angolo d'inclinazione variabile tra i  $15^\circ$  -  $60^\circ$ . Basandosi sui risultati sperimentali si è concluso che il coefficiente di scambio termico di condensazione cresce all'aumentare del grado di riempimento. Il valore massimo di questo coefficiente per i filling ratio del 22% e 30% si registra per un angolo  $\Phi = 30^\circ$  e a  $\Phi = 45^\circ$  per un FR= 15%. L'entità della potenza termica trasferita aumenta anch'essa con il grado di riempimento, risultando massima per tutti e tre i riempimenti per valori dell'angolo variabili tra  $15^\circ$  e  $60^\circ$ . È interessante notare come il fenomeno del geyser boiling si verifica durante le prove sperimentali per riempimenti uguali o maggiori del 30%. Come già visto il fenomeno andrebbe evitato per non incorrere nel rischio di danneggiare l'estremità del condensatore.

Amornkitbumrung et al. [16] hanno studiato l'effetto dell'angolo d'inclinazione sul trasferimento di calore in un termosifone di rame riempito con acqua. Hanno concluso come il valore massimo di flusso termico scambiato si ha per un angolo di  $22.5^\circ$  con un riempimento del 30%. Wang et al. [17] hanno studiato il trasferimento di calore durante la condensazione all'interno di un heat pipe verticale o inclinato. Hanno visto come l'angolo di inclinazione di un heat pipe ha una notevole influenza sul coefficiente di scambio al condensatore e che il valore ottimale dell'angolo varia a seconda del riempimento di liquido tra i  $20^\circ$  e i  $50^\circ$ . Shiraishi et al. [18] hanno indagato sperimentalmente sull'effetto dell'aspect ratio e del grado di riempimento sul flusso di calore critico di un termosifone. Hanno visto come il rapporto tra i valori del flusso termico critico per un tubo inclinato e uno verticale può essere ben correlato con il numero di Kutateladze modificato (K) con un'accuratezza del  $\pm 10\%$ .

Negishi e Sawada [19] hanno condotto uno studio sperimentale sulle prestazioni di un termosifone inclinato utilizzando come fluidi termovettori acqua e etanolo. Sono stati assunti come parametri variabili la quantità di fluido e l'angolo d'inclinazione. Inoltre hanno proceduto alla visualizzazione del movimento del liquido durante l'ebollizione, della caduta delle goccioline di liquido e della condensazione del vapore, rendendo così più chiaro il meccanismo di funzionamento all'interno del termosifone. Il dispositivo utilizzato per i test sperimentali è costituito da un tubo in rame lungo 330 mm, con diametro interno di 13 mm e uno spessore della parete di 1.0 mm. Il tratto dell'evaporatore è lungo 150 mm e il riscaldamento è stato ottenuto mediante immersione in un bagno di acqua calda. Analogamente per il condensatore, un tratto lungo 150 mm è stato raffreddato mediante un bagno di acqua fredda. Per la visualizzazione è stato realizzato in aggiunta un tubo in vetro con le stesse dimensioni. Il vuoto all'interno del tubo è stato realizzato mediante una pompa meccanica per il vuoto fino a giungere ad una pressione di  $10^{-3}$  Torr, rimuovendo così l'aria e qualsiasi altro gas incondensabile. L'iniezione del fluido termovettore è stata fatta dopo aver realizzato il vuoto. L'esperimento è stato condotto mantenendo una temperatura media del bagno freddo pari a  $25^{\circ}$  C e variando la temperatura del riscaldatore (la quantità di calore fornita è stata ricavata a partire dal valore dell'aumento di temperatura e della portata nel bagno di acqua calda). La quantità di fluido è stata variata fra 1 e 20 ml, che corrisponde ad un filling ratio rispetto al volume della zona dell'evaporatore variabile tra il 5%-100%. L'angolo d'inclinazione è stato variato tra i  $90^{\circ}$  (nella situazione verticale) e  $-10^{\circ}$ .

In conclusione si è rilevato che, per ottenere un flusso termico stazionario, è necessario un riempimento fra il 25% e il 60% del volume dell'evaporatore nel caso si utilizzi acqua, o fra il 45% e 75% nel caso di etanolo. L'angolo di inclinazione ottimale risulta fra i  $20^{\circ}$  e i  $40^{\circ}$  per l'acqua, e generalmente più di  $5^{\circ}$  per l'etanolo.

Il moto turbolento del liquido a causa dell'ebollizione e le gocce di liquido sparse sulla parete contribuiscono ad uniformare la distribuzione di temperatura e a incrementare il trasferimento di calore. Si è riscontrato inoltre come il valore del coefficiente complessivo di scambio termico aumenta leggermente con la

temperatura operativa. Questo è dovuto al fatto che un incremento della temperatura operativa causa un aumento della turbolenza del moto del liquido. Il valore di tale coefficiente varia per il termosifone con acqua fra  $2.4 \cdot 10^3$  e  $3.0 \cdot 10^3$  W/(m<sup>2</sup>K), quello per il termosifone con etanolo fra  $0.9 \cdot 10^3$  e  $1.1 \cdot 10^3$  W/(m<sup>2</sup>K). Per riempimenti superiori al 70% si manifesta il fenomeno del geysir boiling.

Un ulteriore studio di grande interesse è stato condotto da Payakaruk et al. [20] che hanno provveduto ad indagare circa gli effetti di alcuni parametri adimensionali sulla caratteristica dello scambio termico in un heat pipe inclinato. I parametri studiati sono il numero di Bond, il numero di Froude, il numero di Weber e i numeri di Kutateladze e i loro effetti sull'entità del trasferimento di calore e la resistenza termica totale. Per le prove sperimentali sono stati utilizzati dei tubi di rame con diametro interno di 7.5, 11.1, e 25.4 mm riempiti con R22, R123, R134a, etanolo e acqua. Sono stati selezionati dei gradi di riempimento pari a 50, 80 e 100% e aspect ratio pari a 5, 10, 20, 30 e 40. Gli esperimenti sono stati condotti anche variando l'angolo d'inclinazione dall'asse orizzontale per valori di 5, 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80 e 90° e controllando la temperatura del vapore in un range fra 0 e 30°C. Dall'analisi sperimentale si è concluso che il grado di riempimento non ha effetto sul rapporto tra calore scambiato per una generica inclinazione e quello scambiato in posizione verticale ( $Q/Q_{90}$ ), tuttavia quest'ultimo risulta influenzato dalle proprietà del fluido termovettore per inclinazioni fra 20 e 70°. Inoltre i risultati mostrano come ai valori più bassi del calore latente di vaporizzazione del fluido corrispondono i valori più alti di  $Q/Q_{90}$ . Un numero di Kutateladze, opportunamente modificato, può essere impiegato per prevedere il massimo valore di  $Q/Q_{90}$ . Un altro numero di Kutateladze modificato permette di predire il rapporto tra il minimo valore della resistenza termica totale e quello nella posizione verticale,  $R_m/R_{90}$ .

Gli effetti sullo scambio termico del grado di riempimento, dell'inclinazione e del tipo di fluido sono stati analizzati anche nella campagna sperimentale condotta da Park et al. [21]. Per i test è stato utilizzato un tubo di rame contenente FC-72 come fluido termovettore, realizzato con una sorta di volume di riserva per permettere la variazione del grado di riempimento. La superficie interna dei tubi impiegati risulta



liscia per alcuni di essi mentre in altri risulta opportunamente scanalata. Gli esperimenti sono stati eseguiti in un range di potenza termica variabile tra 50-600 W e riempimento tra 10 e il 70%.

A conclusione del lavoro si è visto come il coefficiente di scambio termico dell'evaporatore mostri un andamento crescente per valori crescenti della potenza fornita. Gli effetti del grado di riempimento sono tuttavia trascurabili sia nel caso di superficie interna liscia che in quella scanalata. Per la superficie liscia, i risultati sperimentali mostrano generalmente una buona corrispondenza con quelli derivanti dalla correlazione di Rohsenow [14] per un valore della costante  $C_{sf}$  di circa 0.004.

Al condensatore, l'andamento del numero di Nusselt opportunamente modificato risulta decrescente al crescere del numero di Reynolds. Esso mostra alcuni miglioramenti all'aumentare del grado di riempimento in quanto il bagno di fluido termovettore nell'evaporatore tende ad espandersi verso l'alto fino alla parte più bassa del condensatore. In riferimento ai limiti al trasferimento di calore, questi si manifestano in diversi modi a seconda del valore del riempimento di fluido realizzato. Per filling ratio piccoli ( $FR < 20\%$ ), si manifesta il dry-out e la temperatura di parete dell'evaporatore aumenta significativamente a partire dal basso. Per gradi di riempimento relativamente alti si nota la presenza del flooding limit e conseguentemente una crescita della temperatura dell'evaporatore a partire dalla zona superiore. Il flooding limit, per valori del numero di Bond pari a 18.2 e 27.6, presenta un  $Q_{max}$  rispettivamente di circa 180 e 500 W. I dati sperimentali risultano in accordo, con buona approssimazione, con i dati provenienti dalla correlazione di Wallis [22, 23] per  $C_w = 0.8$ .

Lee e Mital [24] hanno effettuato uno studio sperimentale circa le performance di scambio termico per un termosifone bifase chiuso sviluppando inoltre una relativamente semplice analisi teorica per la capacità massima di calore trasferibile. In particolare si è indagato sugli effetti causati sulle prestazioni di variazioni di parametri quali la quantità di fluido termovettore, il rapporto tra lunghezza del tratto riscaldato e di quello raffreddato, la pressione operativa media (o corrispondentemente la pressione di saturazione), il flusso termico fornito e il tipo di

fluido. Per i test è stato impiegato un tubo di rame lungo 54 pollici, avente diametro interno di 1.062 pollici e spessore della parete pari a 0.127 pollici. Per rimuovere l'aria e qualsiasi tipo di gas non condensabile è stata realizzata, mediante due pompe per il vuoto, una depressione di  $5 \cdot 10^{-5}$  torr. Il calore all'evaporatore è fornito mediante un riscaldatore elettrico alimentato mediante un trasformatore settato a 13.4 KVA ad una tensione di 240 V. I fluidi utilizzati sono stati acqua e Freon-11. Dalla sperimentazione risulta come, per il range del grado di riempimento studiato (1.03% - 28.5%), sia il coefficiente massimo di scambio termico che il valore massimo del flusso termico aumentano al crescere della quantità di liquido fino ad un certo valore di quest'ultimo, diventando poi indipendenti da tale parametro. La quantità di fluido termovettore alla quale il flusso termico massimo diviene indipendente dal grado di riempimento è definita come la quantità minima di fluido da utilizzare. Riducendo il valore del rapporto fra lunghezza del tratto scaldato e quello raffreddato ( $L^+$ ) si è notato un aumento del coefficiente di scambio termico. Una riduzione di  $L^+$  significa che la superficie del condensatore è stata aumentata e quella dell'evaporatore diminuita. L'incremento della sezione raffreddata quindi sembra che permetta di ottenere migliori prestazioni dal punto di vista dello scambio termico. Tuttavia il valore di  $L^+$  va limitato al di sotto di un certo valore per evitare che si abbia un inversione di questo trend. Il coefficiente di scambio termico risulta crescere in maniera apprezzabile con l'aumento della pressione media operativa all'interno del tubo per fissati valori di  $L^+$ , del grado di riempimento e tipo di fluido. Questo si può spiegare tenendo conto del fatto che il coefficiente di scambio termico di ebollizione aumenta al crescere della pressione. L'effetto del flusso termico sul coefficiente di scambio sembra essere significativo per valori bassi della pressione. Si nota invece come il coefficiente di scambio termico tendi a divenire indipendente dal valore del flusso termico alle alte pressioni operative e di conseguenza alle alte temperature operative. Volendo studiare gli effetti sulle prestazioni dovute al tipo di fluido, oltre all'acqua si è impiegato anche il Freon-11. Nonostante le condizioni operative non siano perfettamente le stesse, dal confronto si vede come il coefficiente massimo di scambio termico nel caso di heat pipe con Freon-11 risulti piccolo in confronto a

quello riempito con acqua. Ciò si può spiegare tenendo conto del basso valore del calore latente di vaporizzazione e la bassa conducibilità termica del Freon-11 in confronto a quelli dell'acqua. Tuttavia, il Freon-11 può rappresentare un fluido termovettore utile nel caso di temperature operative estremamente basse dove l'utilizzo dell'acqua non è possibile.

Uno studio sperimentale condotto da Said and Akash. [25] riguarda il confronto di prestazioni fra un heat pipe con wick ed uno della tipologia wickless. Per realizzare gli heat pipe è stato utilizzato un tubo di rame lungo 780mm con diametro interno di 22.0 mm e diametro esterno di 25.4 mm. Il tratto dell'evaporatore è lungo 240 mm ed è riscaldato mediante un riscaldatore elettrico settato a 100 W avvolto attorno alla parte inferiore del tubo in modo da fornire un flusso termico costante sulla parete. La sezione adiabatica centrale è lunga 350 mm e semplicemente isolata con della lana di vetro. La parte superiore rimanente, lunga 190 mm, rappresenta la sezione del condensatore in cui si ha l'estrazione di calore. Il wick del tubo è spesso 35 mm ed è stato realizzato con del cotone, simile a quello utilizzato nelle lampade ad olio. Il fluido termovettore impiegato è acqua in tutti i test sperimentali. Le prove sono state effettuate per diversi angoli di inclinazione, pari a 30°, 60° e 90° rispetto all'orizzontale.

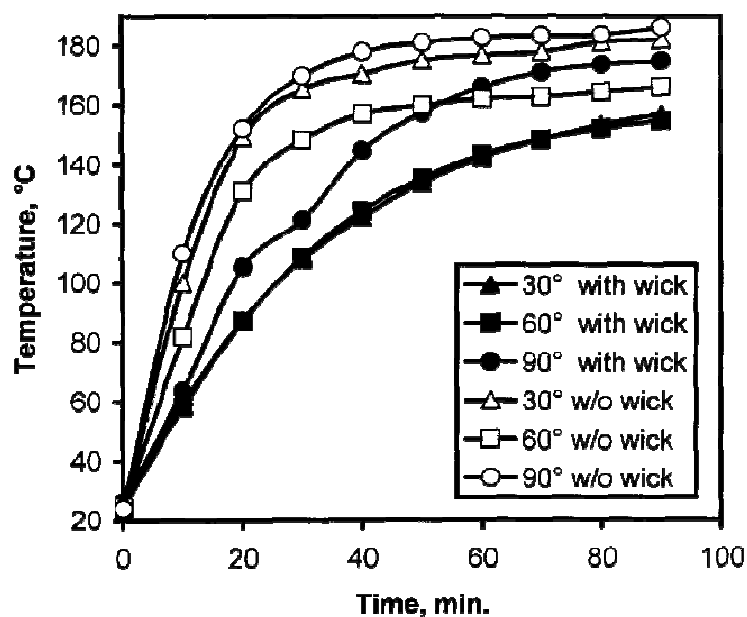


Fig. 2.1 – Temperatura dell'evaporatore in funzione del tempo per differenti heat pipe e inclinazioni.

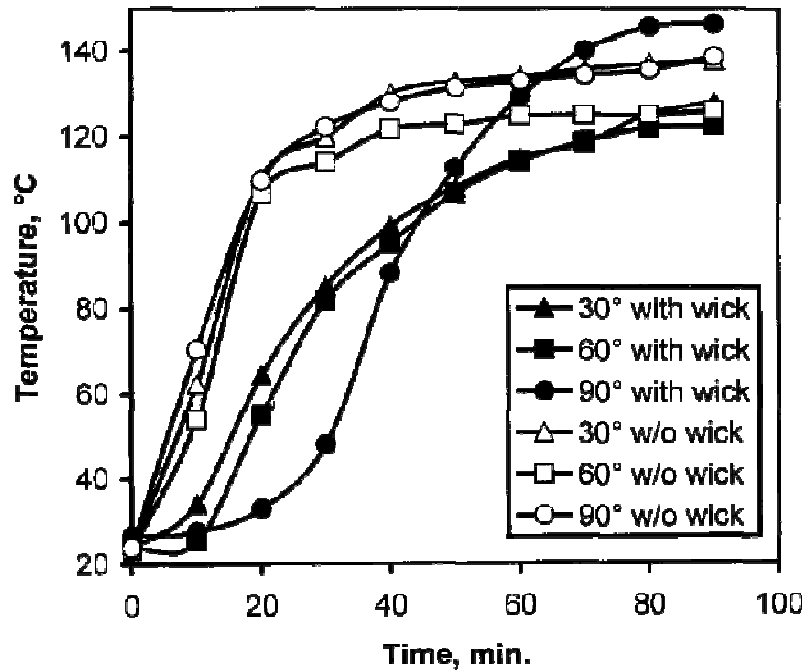


Fig. 2.2 – Temperatura del condensatore in funzione del tempo per differenti heat pipe e inclinazioni.

Come mostrato in Fig. 2.1, la temperatura all'evaporatore in condizioni stazionarie risulta sempre più alta per l'heat pipe wickless rispetto a quello con wick per un fissato valore dell'angolo di inclinazione. Inoltre l'heat pipe senza wick raggiunge la temperatura stazionaria più velocemente dell'altro heat pipe presentando anche un più elevato gradiente di temperatura (circa 6.5 °C/min). Tutto ciò indica che l'estrazione di calore dalla sezione dell'evaporatore è più veloce nell'heat pipe wicked.

In Fig. 2.2 è mostrato l'andamento nel tempo delle temperature rilevate al condensatore per entrambi i tipi di heat pipe utilizzati. Le prestazioni dell'heat pipe risultano ottimali quando la temperatura stazionaria del condensatore è la più prossima possibile a quella misurata all'evaporatore. Detto in altri termini, è preferibile avere al condensatore una elevata temperatura in condizioni di stazionarietà. A questo proposito si vede come la temperatura al condensatore più elevata è stata rilevata nel tubo con wick posizionato verticalmente, circa 10 °C in più di quella dell'heat pipe wickless con la stessa inclinazione. Poiché la differenza di temperatura tra evaporatore e condensatore risulta minima per il tubo wicked

inclinato a  $90^\circ$ , si può concludere come il coefficiente di scambio termico totale è significativamente maggiore nell'heat pipe wicked, specialmente se posizionato verticalmente.

Dall'analisi della letteratura finora riportata emerge come i termosifoni utilizzati hanno diametri significativamente più grandi di quello utilizzato nella campagna sperimentale alla quale si riferisce la presente trattazione ( $D_i = 6 \text{ mm}$ ) e di cui si discuterà ampiamente nel capitolo seguente. A tale proposito risulta interessante lo studio condotto da Jouhara et al. [26] utilizzando un termosifone di rame di lunghezza pari a 200 mm, diametro interno di 6 mm ed esterno di 12 mm. Il tratto dell'evaporatore è lungo 40 mm mentre quello del condensatore 60 mm. Le prestazioni del termosifone sono state analizzate nel caso di riempimenti con acqua e altri liquidi dielettrici quali FC-84, FC-77 e FC-3283. Nel caso di acqua come fluido termovettore si è indagato su due differenti gradi di riempimento, precisamente di 0.6 ml e 1.8 ml, corrispondenti approssimativamente a metà riempimento e al sovrariempimento della zona dell'evaporatore in modo da assicurare rispettivamente la combinazione di ebollizione del bagno liquido ed evaporazione del film liquido e la condizione di sola ebollizione. Nel caso degli altri fluidi è stato testato solo il grado di riempimento maggiore con l'intento di studiare la sola ebollizione del bagno liquido. L'andamento della caratteristica dello scambio termico all'evaporatore e al condensatore per il termosifone con acqua presenta generalmente una buona coincidenza con i dati predittivi derivanti dalle correlazioni teoriche presenti in letteratura. Inoltre si è stabilito come le performance termiche del termosifone con acqua superino quelle dei termosifoni con gli altri fluidi sia per quanto riguarda l'effettiva resistenza termica sia per la capacità massima di calore trasportabile. Tuttavia nel caso del fluido FC-84, che presenta la più bassa temperatura di saturazione tra i fluidi testati, si notano dei marginali miglioramenti nel trasferimento di calore alle basse temperature operative.

Ghaddar et al. [27] hanno indagato sulle performance di un heat pipe con parete capillare per l'utilizzo in un collettore solare utilizzando come fluido del refrigerante R11. I test condotti hanno mostrato come le prestazioni termiche dipendano

dall'angolo d'inclinazione, dalla lunghezza del tratto del condensatore e dal tipo di wick usato internamente. Inoltre è interessante notare come anche la forma della sezione del condensatore influenzi il trasferimento di calore. A tale proposito, oltre ad un normale condensatore con pareti rettilinee, è stato testato un condensatore con forma circolare. Quest'ultimo permette di ottenere prestazioni migliori rispetto a quelle del condensatore rettilineo grazie ad un incremento della superficie di scambio termico. Inoltre hanno usato un semplice tubo vuoto.

Tra gli altri parametri, l'incremento dell'angolo di inclinazione ha mostrato un aumento della capacità di trasferimento di calore in condizioni di funzionamento stazionario. Ciò è dovuto all'effetto pompante che la gravità ha sul condensato favorendo il suo ritorno all'evaporatore. In riferimento al fenomeno del geysier boiling, una serie di studi è stata condotta per valutare quali parametri influenzano maggiormente il fenomeno. Si nota come in letteratura gli effetti di vari parametri sul fenomeno del geysier boiling risultino ancora perlopiù sconosciuti. In particolare, l'effetto dell'angolo di inclinazione sul geysier boiling per un termosifone in rame e contenente acqua è poco noto. Gli articoli qui di seguito hanno cercato a tale proposito di svelare certe dipendenze.

Andros e Florschuetz [28] hanno utilizzato un termosifone anulare con una superficie cilindrica esterna in vetro in modo da visualizzare il flusso all'interno del dispositivo in condizioni operative. Per piccoli e medi riempimenti, sono stati osservati nella sezione dell'evaporatore i seguenti regimi di flusso per carichi termici crescenti: un film continuo e regolare sulla superficie dell'evaporatore; la formazione a partire dal film regolare di una serie di rivoletti; un film relativamente spesso con dei rivoletti instabili; un film spesso con la formazione di bolle all'interno dei suddetti rivoletti instabili.

Lin et al. [29] hanno indagato sul geysier boiling in un termosifone anulare utilizzando acqua ed etanolo come fluidi per il riempimento. Sono stati analizzati gli effetti su tale fenomeno legati a variazioni della potenza termica fornita, temperatura del condensatore, grado di riempimento e lunghezza del tratto di evaporatore riscontrando come esso si manifesta più frequentemente e irregolarmente per alti

carichi termici e piccoli riempimenti. Hanno inoltre confrontato i risultati per lunghezze dell'evaporatore di 14 e 19 cm, notando come il periodo del geysler boiling è più piccolo per una lunghezza minore dell'evaporatore e con una ampiezza dell'oscillazione più piccola.

Kunkoro et al. [30] hanno studiato il meccanismo del geysler boiling osservando tale fenomeno in un termosifone chiuso a due fasi realizzato con un tubo di vetro lungo 2507 mm. Hanno notato come la distribuzione di temperatura o dell'energia interna immagazzinata ricopre un importante ruolo nell'innescare del fenomeno. A sua volta la distribuzione di temperatura dipende dalla geometria del sistema, dalle proprietà fisiche del fluido termovettore e dal processo di trasferimento del calore. Essi hanno inoltre riscontrato come durante la generazione di bolle, la pressione dell'evaporatore può aumentare e innescare il geysler boiling.

Abreu et al. [31] hanno indagato sul geysler boiling in un termosifone solare. Essi hanno notato il modo in cui alcuni parametri di progetto o condizioni operative influenzano il regime di ebollizione, investigando circa gli effetti della variazione della lunghezza dell'evaporatore, dell'angolo di inclinazione, del riempimento e della temperatura al condensatore sul geysler boiling. Hanno individuato come il flusso termico è il più importante parametro per la determinazione dei regimi di ebollizione. Inoltre incrementare la lunghezza dell'evaporatore causa un aumento della pressione interna e riduce il geysler boiling.

Khazaei et al. [32] hanno condotto uno studio sperimentale sul geysler boiling, focalizzandosi sull'influenza di parametri quali il grado di riempimento, il rapporto fra lunghezza dell'evaporatore e diametro interno del tubo, potenza termica fornita e portata di fluido refrigerante nel circuito secondario sul periodo e l'intensità del fenomeno. Gli esperimenti sono stati condotti utilizzando due tubi di rame di lunghezza pari a 1000 mm aventi diametro interno rispettivamente di 15 e 25 mm e spessore di 2 mm. Il termosifone consta di tre parti: la parte inferiore lunga 430 mm che rappresenta l'evaporatore, una sezione intermedia adiabatica di 160 mm e la parte superiore lunga 410 mm che svolge la funzione di condensatore grazie ad una camicia di acqua refrigerante che circonda il tubo. Il fluido utilizzato per il

riempimento è metanolo. Gli intervalli di variazione dei vari parametri sono: 100-200 W per la potenza termica fornita, 28.7-17.2 per l'aspect ratio, 30-100% per il grado di riempimento, 0.00997-0.03 per la portata di refrigerante. A conclusione della fase sperimentale si è notato come possano essere individuati tre differenti regimi di ebollizione all'interno del termosifone a partire dalla misura del periodo dell'oscillazione della temperatura di parete, della dimensione delle bolle all'interno e dalla velocità di formazione delle stesse. Incrementando il riempimento, il periodo del geyser boiling e l'ampiezza dell'oscillazione di temperatura aumentano, ma per valori inferiore al 30 % il fenomeno del geyser boiling scompare. Risulta particolarmente importante l'influenza che l'entità del calore fornito ha sulla oscillazione di temperatura. Al crescere della potenza termica fornita il periodo e l'ampiezza dell'oscillazione di temperatura decrescono fino a diventare talmente basse da scomparire completamente. Per portate di fluido refrigerante fra 0.0199 e 0.00997 il periodo di oscillazione della temperatura varia rispettivamente fra 305 e 370 s. In funzione dell'aspect ratio, per valori fra 28.6 e 17.2, il periodo del geyser boiling cresce da 215 a 255 s. Di un certo interesse è poi la formulazione a partire dai risultati sperimentali di una nuova correlazione per predire il periodo di oscillazione della temperatura di parete a seconda del filling ratio, angolo di inclinazione, potenza termica e massa di fluido refrigerante.

Sarmasti Emami et al. [33] hanno anch'essi indagato sperimentalmente sul fenomeno del geyser boiling, analizzando nello specifico gli effetti dell'inclinazione, del riempimento, del flusso termico fornito, della portata di fluido refrigerante nel circuito secondario e del diametro interno del tubo. La campagna sperimentale è stata condotta impiegando tre termosifoni con diametri interni di 14 mm, 20 mm, 24 mm ed una lunghezza complessiva di 1000 mm. Il fluido termovettore impiegato è acqua distillata. Il range di valori per l'angolo di inclinazione risulta  $5^\circ - 90^\circ$ , potenza termica variabile fra 50 e 312.4 W, portata massica di refrigerante fra 0.00389 e 0.0164 kg/s, filling ratio compreso fra il 15 e 45%. Lo studio è stato condotto analizzando le variazioni del periodo in cui si osservano le oscillazioni della temperatura dell'evaporatore, del tratto adiabatico e dell'acqua in uscita dal



condensatore. Dall'analisi dei risultati sperimentali emerge come per riempimenti superiori al 30%, nel termosifone di diametro interno 14 mm, si manifesti il geysers boiling. Le variazioni più significative della temperatura sono state osservate in corrispondenza dell'evaporatore che è il tratto in cui si ha la maggiore probabilità di formazione e crescita delle bolle. Si è riuscito ad ottenere una riduzione dell'intensità dell'impatto contro il tratto terminale del condensatore per un valore dell'angolo di inclinazione inferiore a  $15^\circ$ , riscontrando anche una riduzione del periodo e del range di variazione della temperatura. Viceversa, incrementando il grado di riempimento fino a valori del 45% si rileva la crescita dell'intensità dell'impatto e del periodo del geysers boiling. Sulla base dei risultati ottenuti appare ininfluente ai fini del geysers boiling il valore della portata di fluido refrigerante. Al crescere dei valori di potenza termica fornita, il periodo dell'oscillazione di temperatura tende a ridursi (oltre 149 W), le bolle tendono a formarsi in prossimità della superficie del fluido (202 W) e infine, per valori oltre i 312 W, il fenomeno scompare.

La grande quantità di studi sperimentali presenti in letteratura è segno del forte interesse nel voler comprendere a pieno i meccanismi che governano il funzionamento del dispositivo oggetto della presente trattazione. A tale proposito, lo studio sperimentale di seguito descritto intende, ponendo le sue basi su studi precedenti, fornire nuovi dati di analisi e valutare i dati di progetto per ottenere un heat pipe rispondente a precisi requisiti che lo rendano impiegabile in un impianto di solar cooling.

# CAPITOLO 3

## ANALISI SPERIMENTALE

### 3.1. Impianto TOSCA

TOSCA, acronimo di Thermalfluid-dynamics Of Solar Cooling Apparatus, è l'impianto di prova utilizzato per la campagna sperimentale di studio dello scambio termico di un heat pipe wickless.

Il layout dell'impianto è visibile in Fig. 3.1, in cui è possibile notare i vari componenti di cui è composto:

- Pompa eccentrica
- Valvola regolatrice della portata
- Misuratore di portata
- Filtro
- Sezione di prova (tratto del collettore in cui è alloggiato l'heat pipe)
- Valvola di sicurezza
- Vaso di espansione
- Scambiatore di calore
- Sistema di carico e scarico del liquido refrigerante (non visibile in figura).

Sono state utilizzate in tutto 9 termocoppie di tipo Cr/Al tipo K a giunto caldo isolato (incertezza di  $\pm 1^\circ\text{C}$ ) per la misura della temperatura dell'acqua nei punti di interesse del circuito refrigerante ( $T_{01}\sim T_{04}$  e  $T_{\text{amb}}$ ) e delle pareti dell'heat pipe ( $T_{05}\sim T_{08}$ ) e due trasduttori di pressione per misurare la pressione in ingresso e uscita dal collettore.

Un'estremità dell'heat pipe viene inserita nel collettore del circuito refrigerante in cui circola il liquido che ha il compito di asportare calore attraverso il contatto con la superficie esterna dell'heat pipe. L'asportazione di calore realizza così la sezione del condensatore dell'heat pipe. Per il circuito refrigerante è stato scelto come fluido l'acqua demineralizzata data la sua semplicità di utilizzo.

Nella figura 3.2 vengono riportate due foto dell'impianto.

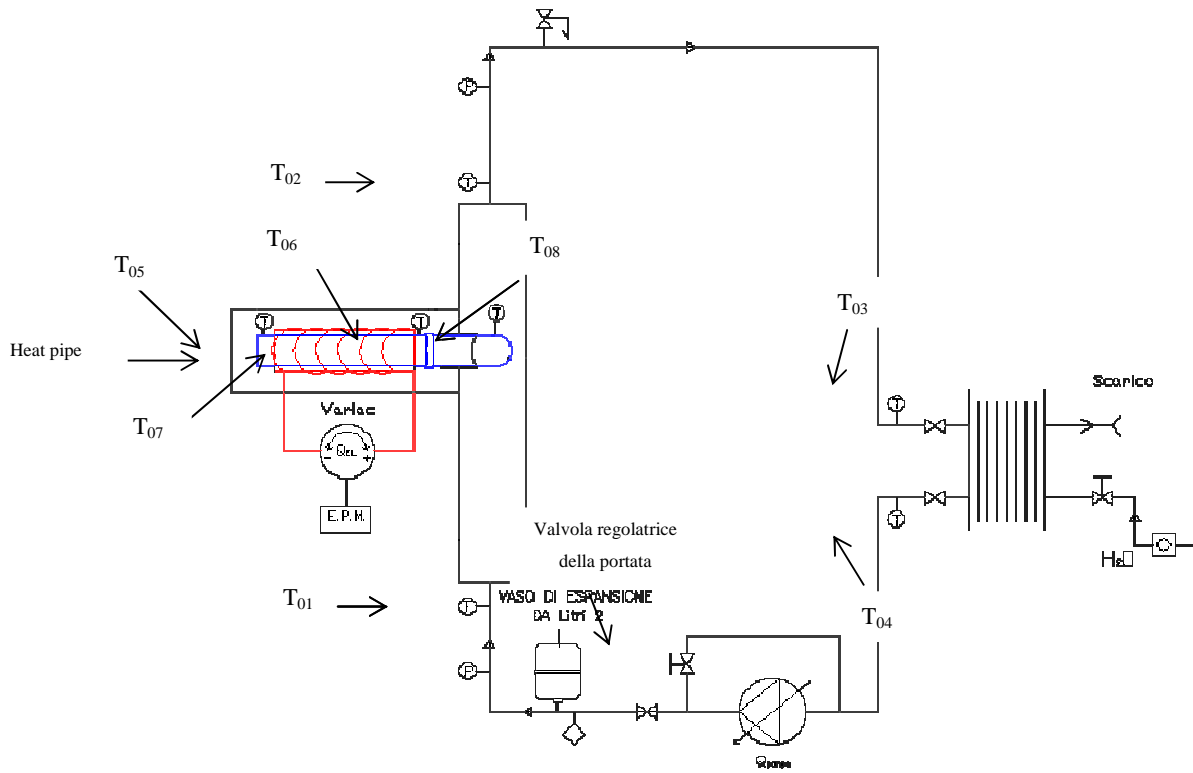


Fig. 3.1 – Layout dell'impianto TOSCA.



Fig. 3.2 – Visione frontale e laterale dell'impianto TOSCA.

### **3.2. Heat pipes campioni e sezione di prova**

Gli heat pipes su cui è stata condotta l'analisi sperimentale sono stati realizzati e forniti dall'azienda produttrice di pannelli solari sottovuoto Kloben.

I tubi di calore sono stati realizzati a partire da tubi commerciali di rame aventi diametro interno pari a 6 mm e diametro esterno di 8 mm. La lunghezza totale di questi tubi è pari a 1424 mm.

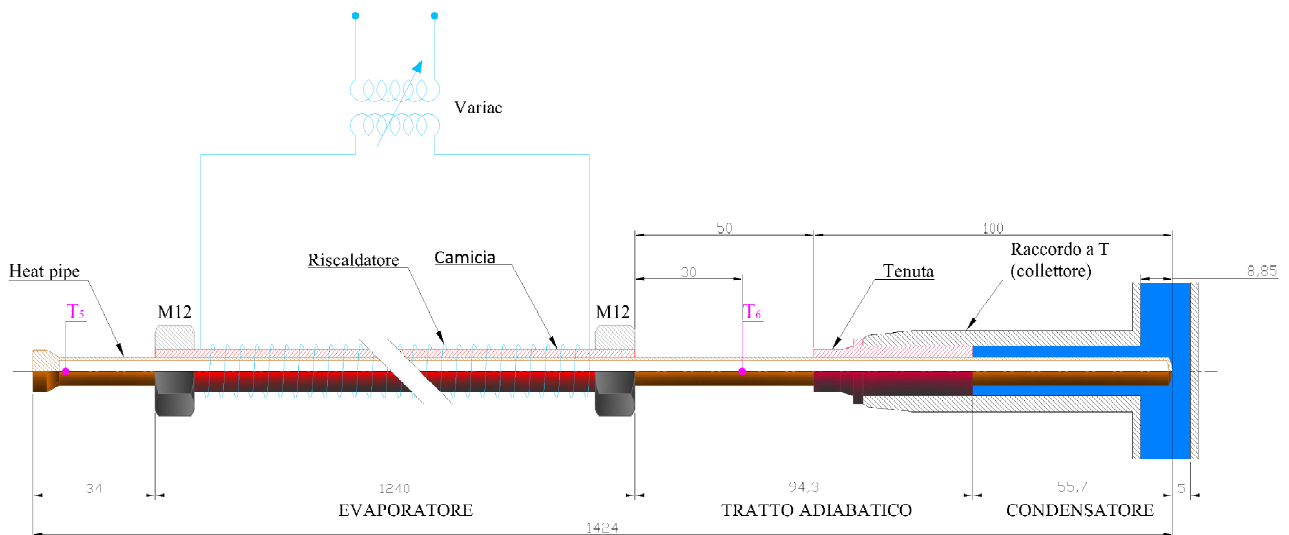
Le dimensioni geometriche dei tubi sono le stesse per tutti i provini testati. L'analisi della geometria non è infatti oggetto di tale studio poiché si è ritenuto prioritario analizzare altri parametri che caratterizzano il comportamento termico dell'heat pipe.

Il liquido termovettore utilizzato all'interno degli heat pipe è acqua distillata. La scelta di questo tipo di fluido è dettata dalla sua facile reperibilità, dalla non tossicità, dalla buona compatibilità chimica con il rame e anche perché permette di lavorare in un campo di temperatura 30 – 200 °C che è quello di interesse per ottenere un fluido alla temperatura tale da poter essere impiegato in un impianto di solar cooling.

Sono stati realizzati una serie di heat pipes campione aventi gradi di riempimento di 3, 4, 5, 6, 8, 10, 15 e 20 g di acqua. Per ognuno dei suddetti riempimenti sono disponibili due heat pipe di test.

Nell'impianto TOSCA, la fornitura di calore nel tratto che costituisce l'evaporatore dell'heat pipe avviene mediante un riscaldatore elettrico a filo isolato avvolto attorno ad una camicia di rame (lunghezza di 1240 mm, diametro interno di 9 mm, spessore di 1.5 mm) in cui viene inserito l'heat pipe stesso. La camicia trasferisce il calore all'heat pipe per conduzione. Così facendo si assicura all'heat pipe un flusso termico quanto più uniforme su tutta la superficie che costituisce l'evaporatore. L'obiettivo è infatti quello di simulare il flusso termico che l'heat pipe riceve da parte della radiazione solare quando inserito nell'apposito pannello solare.

Il riscaldatore viene poi avvolto in uno strato isolante di fibra di vetro spesso all'incirca 3 cm. Un ulteriore strato isolante è costituito da poliuretano espanso per uno spessore di circa 1,5 cm. Il sistema di isolamento è completato da un foglio di alluminio rinforzato con fibre di vetro utile a ridurre le perdite per irraggiamento verso l'ambiente.



La figura 3.3 mostra la posizione del *tubo di calore* all'interno della camicia scaldante e la posizione delle due termocoppie di parete  $T_5$  e  $T_6$ . L'accoppiamento tra il *tubo di calore* ed il circuito refrigerante è stato realizzato attraverso un *raccordo a T in ottone* (avente un diametro interno pari a 12 mm) ed una *tenuta in gomma siliconica* sulla quale fa presa un dado, figura 3.4.

Fig. 3.3: Posizionamento heat pipe



Fig. 3.4: Dado di innesto sul collettore

Di seguito sono riportate alcune immagini che chiariscono l'anzidetto accoppiamento e le posizioni delle due termocoppie di parete, figura 3.5 e 3.6

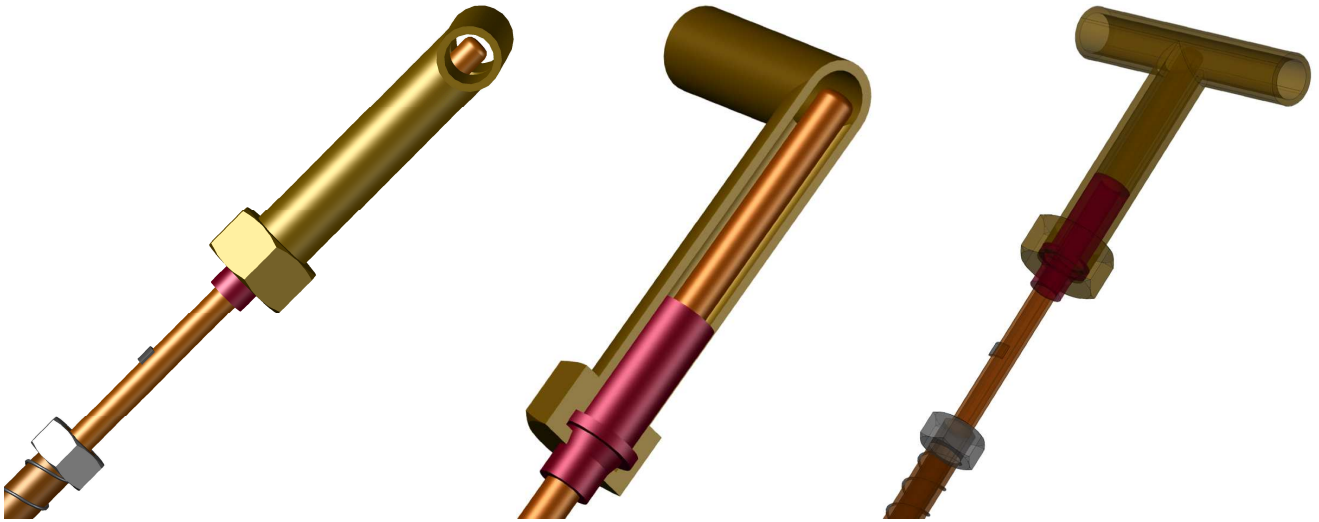


Fig. 3.5: spaccato dell'accoppiamento heat pipe.collettore



Fig. 3.6: Particolare dell'assemblaggio heat pipe-impianto

### 3.3. Risultati sperimentali

Una serie di prove sperimentali sono state effettuate per valutare gli effetti che la variazione di certe grandezze ha sul comportamento termico dell'heat pipe. Si è analizzato dapprima l'effetto della variazione del grado di riempimento per due livelli della potenza termica fornita. In seguito, per un tubo con fissato grado di riempimento, sono state effettuate delle prove a potenza variabile e successivamente a portata variabile mantenendo costanti gli altri parametri di funzionamento.

Le suddette serie di prove sono analizzate in dettaglio qui di seguito. Per ognuna di esse sono specificati i valori e i range di variazione delle grandezze imposti durante le prove sperimentali.

➤ *Studio del grado di riempimento per due differenti livelli di potenza termica fornita*

- Diametro interno heat pipe ( $D_i$ ): 6 mm.
- Diametro esterno heat pipe ( $D_e$ ): 8 mm.
- Lunghezza evaporatore ( $L_{ev}$ ): 1240 mm.
- Lunghezza tratto adiabatico ( $L_{ad}$ ): 94.3 mm.
- Lunghezza geometrica condensatore ( $L_c$ ): 55.7 mm.
- Superficie equivalente condensatore ( $S_{eq\ cond}$ ): 28.41 mm<sup>2</sup>.
- Materiale: rame.
- Fluido termovettore: acqua distillata.
- Grado di vuoto:  $\sim 10^{-5}$  bar.
- Quantità di fluido termovettore: 3, 4, 5, 6, 8, 10, 15, 20 g.
- Potenza fornita ( $Q_{in}$ ): 70, 155 W.
- Angolo di inclinazione: 45°.
- Portata massica di fluido refrigerante ( $G_{acqua}$ ):  $\sim 7.37$  kg/h.

- Pressione nel circuito refrigerante: ~3.00 bar.

Si nota come tutte le prove siano state realizzate per un angolo di inclinazione dell'heat pipe di 45°. In questo studio l'effetto dell'angolo di inclinazione sul comportamento termico dell'heat pipe non è stato oggetto di analisi. Tenendo conto dei dati presenti in letteratura si è ritenuto infatti secondario tale aspetto rispetto agli effetti dovuti alla variazione del grado di riempimento che andrà analizzato in una futura campagna sperimentale. Ci si è concentrati su quest'ultimo parametro conducendo le prove sperimentali per due differenti valori della potenza, 70 e 155 W, corrispondenti ai valori della potenza termica mediamente fornita per irraggiamento dalla radiazione solare a seconda che si utilizzino nel collettore solare degli appositi specchietti per aumentare l'incidenza della radiazione sul tubo o meno.

I risultati sperimentali ottenuti sono presentati sinteticamente in TAB. I.

Potenza termica di riferimento: 70 [W]														
M	T <sub>01</sub>	T <sub>02</sub>	T <sub>03</sub>	T <sub>04</sub>	T <sub>05</sub>	T <sub>06</sub>	T <sub>07</sub>	T <sub>08</sub>	T <sub>amb</sub>	p <sub>1</sub>	p <sub>2</sub>	G <sub>acqua</sub>	Q <sub>in</sub>	Q <sub>out</sub>
g	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	bar	bar	kg/h	W	W
3	33,33	38,85	36,39	34,29	120,55	119,11	30,16	47,19	23,60	3,03	3,02	7,330	69,66	47,05
4	32,61	38,12	35,47	33,57	120,23	116,68	28,14	46,54	22,18	3,01	3,00	7,404	70,03	47,42
5	24,15	30,30	27,36	26,14	87,99	82,41	19,03	40,18	14,94	3,02	3,00	7,346	70,90	52,53
6	29,75	35,10	32,70	31,02	122,40	119,17	26,52	43,53	20,02	3,01	2,99	7,486	70,16	46,54
8	28,63	34,05	31,75	29,91	117,11	114,49	25,90	42,63	19,23	3,02	3,01	7,466	69,97	47,00
10	24,90	30,98	28,13	26,67	89,33	83,58	20,27	40,74	15,41	3,00	2,98	7,392	70,40	52,23
15	22,78	28,23	25,70	24,26	124,03	121,45	21,49	37,04	14,04	2,98	2,96	7,251	70,62	45,94
20	25,02	29,90	27,65	26,46	144,20	132,43	24,96	37,81	16,16	3,01	2,99	7,370	70,24	41,83

Potenza termica di riferimento: 155 [W]														
M	T <sub>01</sub>	T <sub>02</sub>	T <sub>03</sub>	T <sub>04</sub>	T <sub>05</sub>	T <sub>06</sub>	T <sub>07</sub>	T <sub>08</sub>	T <sub>amb</sub>	p <sub>1</sub>	p <sub>2</sub>	G <sub>acqua</sub>	Q <sub>in</sub>	Q <sub>out</sub>
g	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	bar	bar	kg/h	W	W
3	41,34	56,19	50,49	46,75	149,35	147,04	32,90	75,86	23,63	3,06	3,04	7,187	155,95	124,01
4	38,18	52,76	47,06	43,56	142,63	140,02	29,40	72,74	20,80	3,06	3,05	7,328	156,60	124,10
5	32,41	47,09	40,88	38,13	119,6	117,0	22,28	68,24	15,84	3,05	3,04	7,496	155,87	127,78
6	34,44	48,49	43,22	39,59	144,27	142,39	27,74	68,38	18,64	3,04	3,02	7,399	155,16	120,73
8	35,51	50,16	43,63	41,19	142,74	140,54	25,09	70,78	15,23	3,04	3,03	7,432	156,38	126,51
10	31,00	45,36	39,64	36,50	131,05	128,03	22,29	66,27	13,81	3,05	3,04	7,482	155,88	124,89
15	32,64	46,03	40,60	38,67	163,57	162,21	24,94	65,50	15,23	3,05	3,04	7,509	155,61	116,81
20	31,33	43,79	38,89	36,04	199,94	197,98	27,76	62,16	16,01	2,97	2,96	7,496	155,77	108,53

TAB. I – Risultati dell'analisi sperimentale dell'effetto della variazione del grado di riempimento.

Oltre ai valori di temperatura, pressione, portata e potenza termica fornita di cui si è già discusso, sono tabellati i valori della potenza termica scambiata dall'heat pipe con l'acqua del circuito secondario (Q<sub>out</sub>) calcolata come:

$$Q_{out} = G_{acqua} (i_2 - i_1)$$



dove  $i$  rappresenta l'entalpia dell'acqua all'ingresso e uscita dal collettore calcolata a partire dai valori noti della temperatura ( $T_{01}$  e  $T_{02}$ ).

Inoltre è bene ricordare come le temperature  $T_{08}$  non sono rilevate bensì calcolate sulla base di opportune correlazioni.

Per fare ciò si è partiti dalla constatazione che il flusso di acqua refrigerante che lambisce trasversalmente la parete esterna del tratto cilindrico costituente il condensatore rappresenta un fenomeno di convezione forzata ben noto in letteratura.

Tra le numerose correlazioni disponibili per il calcolo del numero di Nusselt medio per flusso trasversale su un cilindro la più utile è quella proposta da Churchill e Bernstein [34] che correla bene tutti i dati disponibili in letteratura per  $Re \ Pr > 0.2$ .

Nel caso in esame, il fenomeno non è assimilabile perfettamente ad un flusso trasversale su parete esterna del cilindro in quanto lo scambio termico avviene non soltanto attraverso la parete dell'heat pipe ma anche attraverso le pareti del collettore del circuito che tende a riscaldarsi e a disperdere parte del calore nell'ambiente. Volendo tuttavia utilizzare questa correlazione si è assimilato il tratto di heat pipe immerso nel fluido refrigerante ad un cilindro avente diametro esterno pari a quello dell'heat pipe ( $D = 8$  mm) ed una superficie laterale equivalente che permetta di calcolare un valore della temperatura di parete coincidente con quello che si misurerebbe sperimentalmente. Vengono analizzati di seguito nel dettaglio i calcoli effettuati.

Dalle prove sperimentali effettuate sull'heat pipe con riempimento di 8 g (l'unico strumentato con la termocoppia che fornisce la misura di  $T_{08}$ ) per diverse potenze termiche fornite (50, 60, 70, 80, 90, 120, 155 W), a partire dalla misura delle temperature dell'acqua in ingresso e uscita dal collettore (rispettivamente  $T_{01}$  e  $T_{02}$ ), è stato possibile calcolare per ogni prova il valore della cosiddetta superficie di scambio equivalente tale che il coefficiente di scambio termico attraverso la parete del cilindro calcolato coincida con il valore ottenuto dalla correlazione di Churchill e Bernstein [34], calcolando il numero di Reynolds per velocità del flusso di acqua indisturbato (velocità ricavata a partire dalla conoscenza della portata e della sezione

del collettore) e numero di Prandtl per un valore di temperatura di film  $T_f = (T_{01} + T_{08})/2$  così come prescritto dalla correlazione.

I valori della superficie equivalente ricavati dalle prove eseguite a differente potenza sono risultati tutti molto prossimi. Poiché le prove della campagna sperimentale per valutare gli effetti del grado di riempimento sono state effettuate per i soli livelli di potenza di 70 e 155 W, si è scelto per il calcolo delle temperature di parete al condensatore il valore medio della superficie valutato per questi due livelli di potenza, pari a  $S_{eq} = 28.41 \text{ mm}^2$ .

Ottenuto il valore della superficie di scambio equivalente, applicando il metodo iterativo della falsa posizione che richiede due valori iniziali di tentativo per l'incognita  $T_{08}$ , si sono calcolati, a partire dai dati sperimentali noti per tutti gli altri tubi con diverso riempimento, i valori della temperatura di parete nella zona del condensatore tali che si verifichi l'uguaglianza delle due espressioni sopracitate di  $h_{cil}$ . I valori ottenuti della temperatura di parte al condensatore  $T_{08}$  sono tabellati nella Tab. I.

Per evidenziare le variazioni del comportamento termico dell'heat pipe in funzione del grado di riempimento, sono di seguito illustrati gli andamenti delle temperature di parete, per i due valori di riferimento della potenza, al variare della quantità di liquido interno (Figs. 3.7 - 3.8).

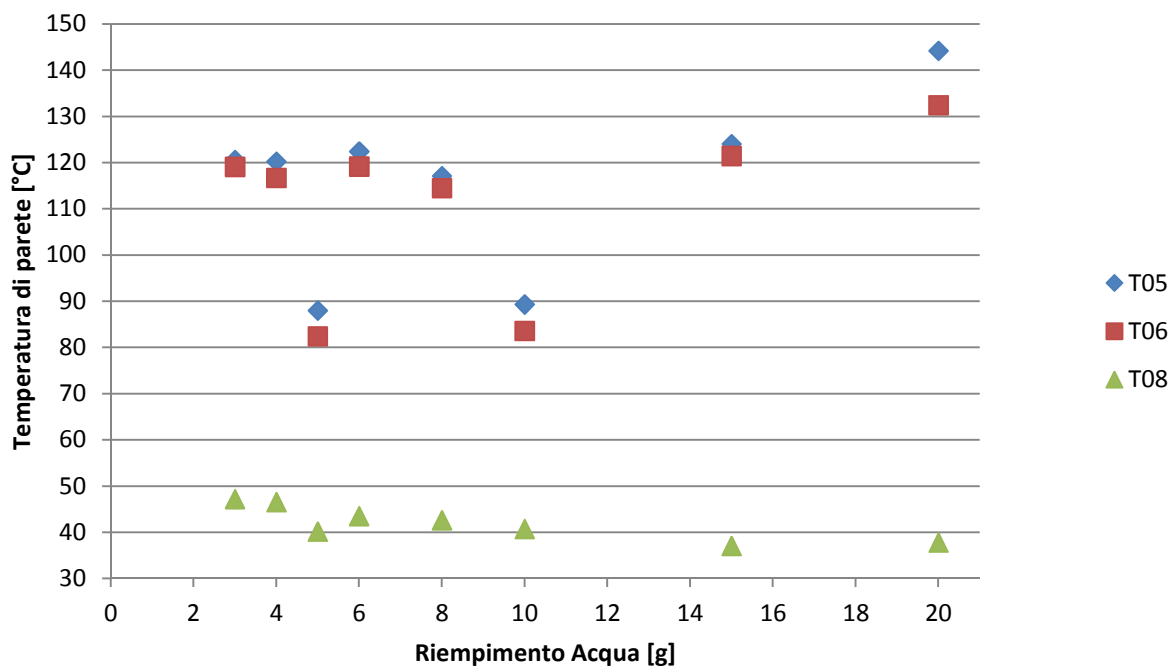


Fig. 3.7 – Temperature di parete al variare del grado di riempimento.  $Q_{in}=70$  W.

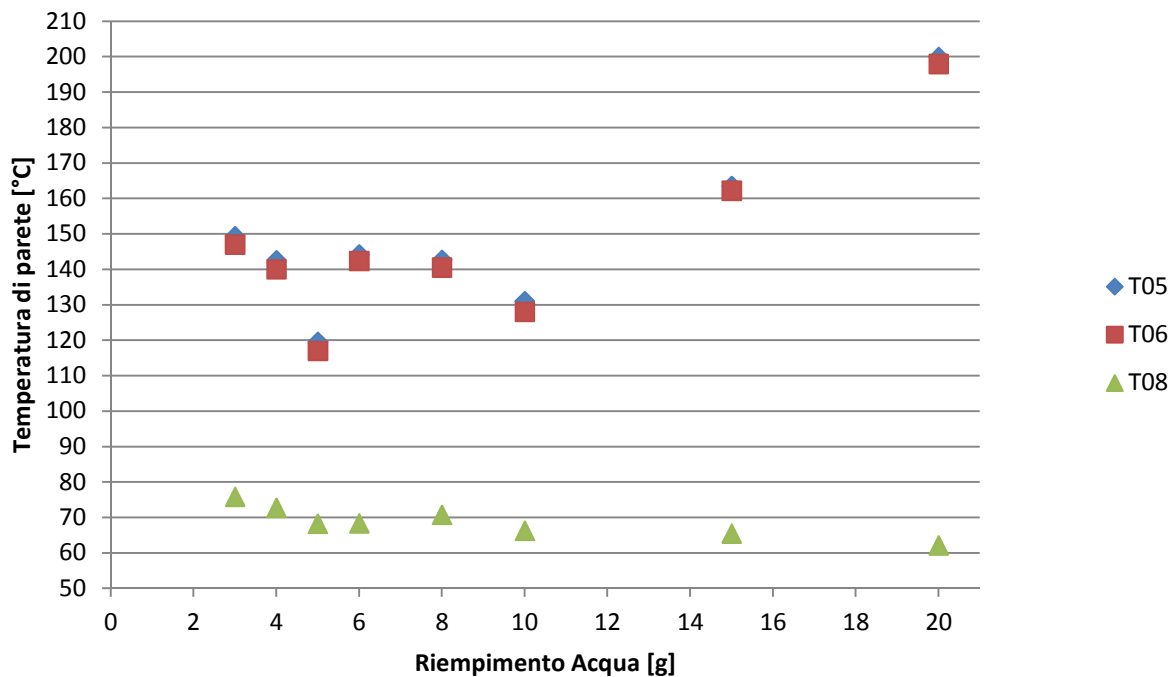


Fig. 3.8 – Temperature di parete al variare del grado di riempimento.  $Q_{in}=155$  W.

Si nota come le temperature di parete all'evaporatore ( $T_{05}$ ) e nel tratto adiabatico ( $T_{06}$ ), abbiano valori abbastanza prossimi. La differenza di temperatura varia da un valore minimo di  $1.4$  °C misurato per il tubo con riempimento di  $3$  g e potenza di  $70$  W e per quello con riempimento di  $15$  g e potenza  $155$  W, fino ad un valore massimo di  $11.8$  °C rilevato nel test del tubo con grado di riempimento di  $20$  g e potenza fornita di  $70$  W. Quest'ultimo risultato può essere spiegato tenendo conto che la quantità di liquido iniettata è tale da causare nel tratto dell'evaporatore, per quel valore di potenza termica fornita relativamente basso, una presenza di liquido eccessiva che implica una temperatura in questa zona sensibilmente più bassa di quella rilevata sulla parete del tratto adiabatico.

I valori delle temperature di parete all'evaporatore e nel tratto adiabatico, per una potenza fornita di  $70$  W, risultano inoltre abbastanza costanti al variare del riempimento attorno ad un valore rispettivamente di circa  $121$  °C e  $118$  °C. Si notano discostamenti da questi valori nel caso di heat pipe aventi riempimento di  $5$ ,  $10$  e  $20$  g. Nei primi due le temperature di parete hanno valori sensibilmente più bassi, rispettivamente di  $88.0$  °C e  $89.3$  °C per l'evaporatore e  $82.4$  °C e  $83.6$  °C per il tratto

adiabatico. Nel caso di riempimento con 20 g di acqua, la temperatura all'evaporatore assume il valore di 144.2 °C, mentre quella del tratto adiabatico è pari a 132.4 °C, che rappresentano i valori massimi tra quelli rilevati nelle prove condotte a 70 W.

In riferimento alle temperature di parete al condensatore ( $T_{08}$ ), valutate mediante il calcolo teorico precedentemente illustrato, si rileva come esse abbiano valori prossimi a 43 °C tranne per i riempimenti maggiori (15 e 20 g) in cui si registrano i valori minori (rispettivamente 37.0 °C e 37.8 °C). La ragione per cui tali valori risultano più bassi di quello medio, risiede nel fatto che tali temperature sono state calcolate a partire da valori della potenza termica scambiata dall'heat pipe con l'acqua del circuito refrigerante ( $Q_{out}$ ) che risultano più bassi per questi gradi di riempimento maggiori.

Analizzando i risultati delle prove condotte a 155 W, gli andamenti sono approssimativamente gli stessi già riscontrati. I valori di temperatura risultano però traslati verso l'alto. La temperatura di parete dell'evaporatore al variare del grado di riempimento oscilla attorno al valore medio di 140 °C per riempimenti fino a 10 g, mentre valori più elevati, 163.6 °C e 199.9 °C, si riscontrano rispettivamente nel caso di 15 g e 20 g. La temperatura di parete nel tratto adiabatico al variare del grado di riempimento risulta mediamente inferiore di 2.2 °C rispetto a quella corrispondente misurata sull'evaporatore. La temperatura calcolata al condensatore ha un range di variazione che va da un minimo di 62.2 °C nel caso del riempimento massimo di 20 g ad un massimo di 75.9 °C in corrispondenza del riempimento di 3 g.

Riassumendo si può affermare che le temperature massime di parete all'evaporatore e nel tratto adiabatico si hanno per i due riempimenti maggiori, mentre per gli stessi si rilevano i valori minori della temperatura di parete del condensatore. Le temperature all'evaporatore e nel tratto adiabatico minime si sono rilevate per i riempimenti di 5 e 10 g che mostrano inoltre valori elevati della potenza termica scambiata con l'acqua del circuito refrigerante. E' proprio a seguito del miglior trasferimento di calore all'acqua refrigerante che le temperature di parete risultano più basse.

Nei grafici delle Figg. 3.9 - 3.10 è mostrato l'andamento delle temperature di parete dell'heat pipe in funzione della distanza dall'estremità inferiore dello stesso. Le

figure si riferiscono rispettivamente alle prove realizzate per potenze fornite di 70 W e 155 W.

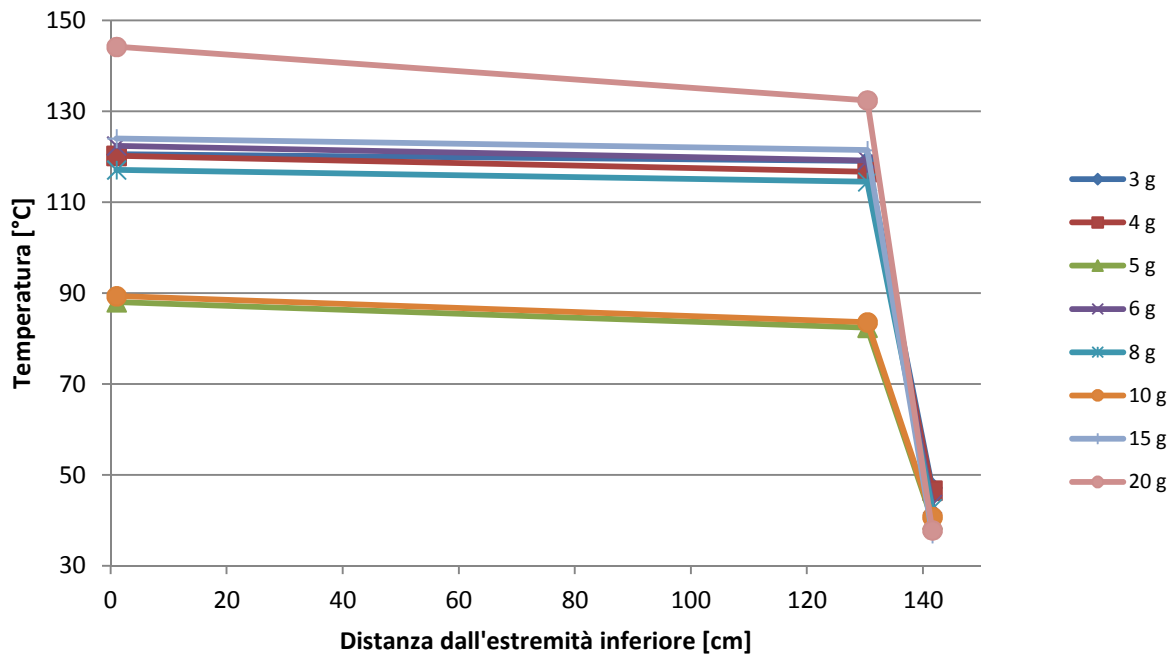


Fig. 3.9 – Temperature di parete in funzione della distanza dall'estremità inferiore dell'heat pipe.  
 $Q_{in} = 70 \text{ W}$ .

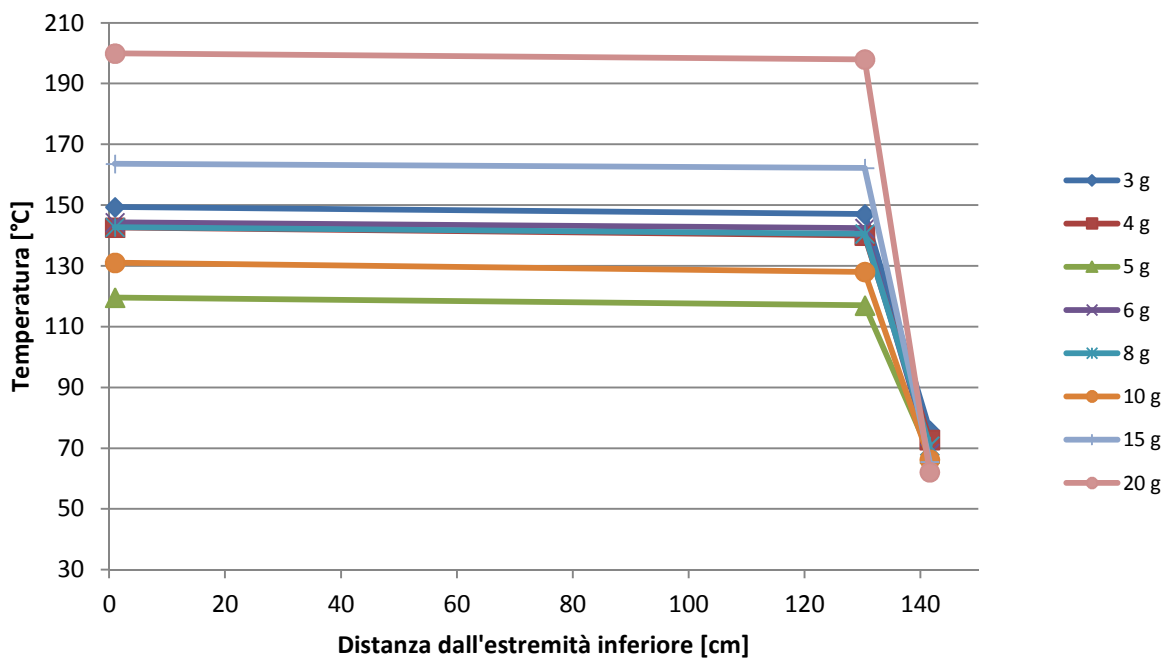


Fig. 3.10 – Temperature di parete in funzione della distanza dall'estremità inferiore dell'heat pipe.  
 $Q_{in} = 155 \text{ W}$ .

Nonostante siano noti i valori della temperatura di parete solo in tre punti lungo l'heat pipe, si può comunque affermare che il valore della temperatura di parete sia all'incirca costante fra l'estremo inferiore dell'evaporatore e il tratto adiabatico. Un elevato gradiente di temperatura si rileva invece nella sezione del condensatore.

I valori della temperatura al condensatore hanno scarsa dipendenza dal grado di riempimento essendo piuttosto legate alla capacità del circuito refrigerante di asportare calore.

Nelle Figg. 3.11 - 3.12 sono invece diagrammati i valori delle temperature dell'acqua del circuito secondario all'ingresso e all'uscita del collettore per entrambe le serie di prove a 70 e 155 W. Nelle Figg. 3.13 - 3.14 sono diagrammati invece i relativi salti di temperatura nel collettore al variare del grado di riempimento e per i due livelli di potenza.

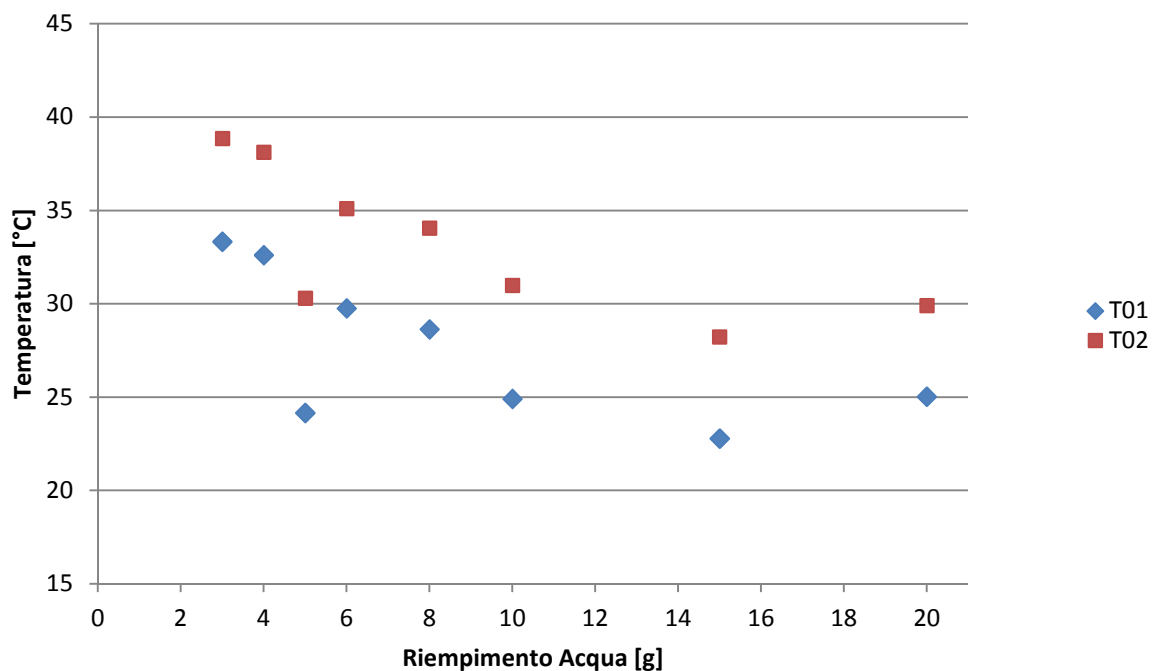


Fig. 3.11 – Temperature dell'acqua nel circuito refrigerante in ingresso e all'uscita del collettore in funzione del grado di riempimento.  $Q_{in} = 70$  W.

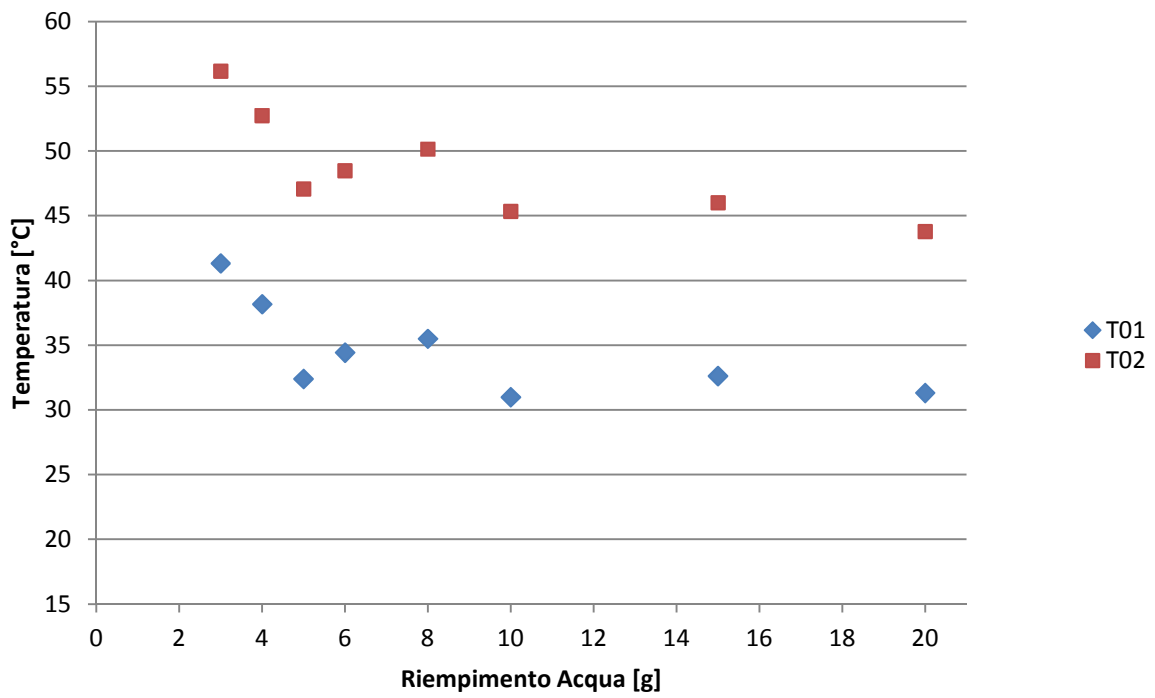


Fig. 3.12 – Temperature dell'acqua nel circuito refrigerante in ingresso e all'uscita del collettore in funzione del grado di riempimento.  $Q_{in} = 155 \text{ W}$ .

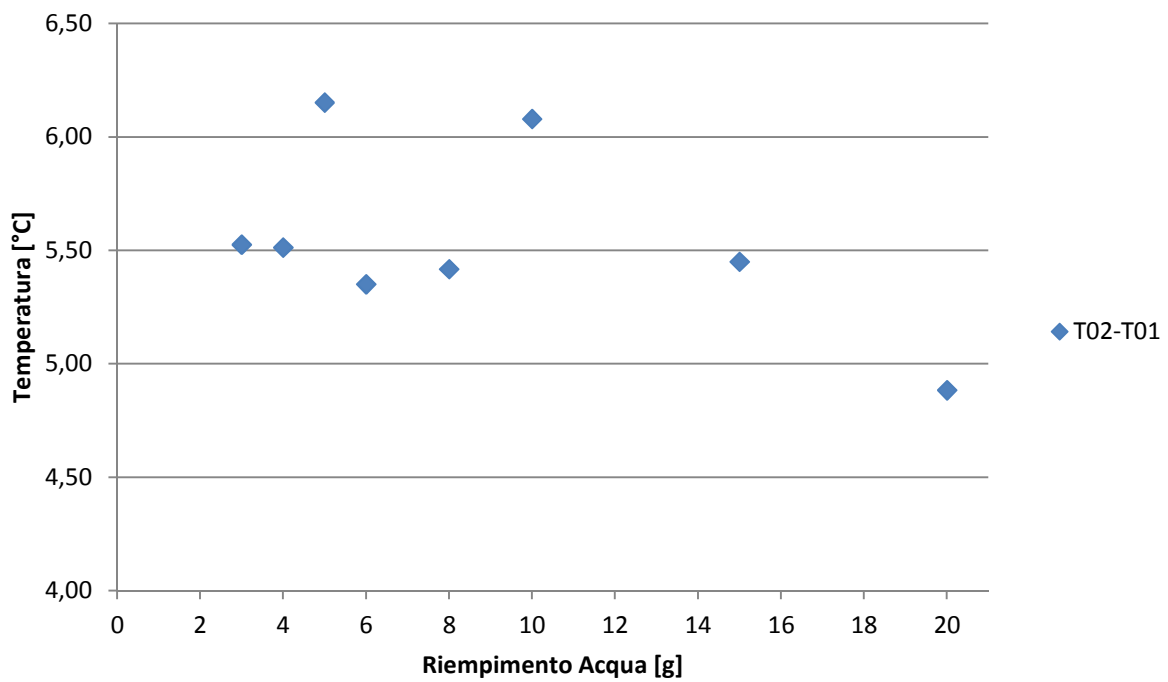


Fig. 3.13 – Salto di temperatura nel collettore per i vari gradi di riempimento.  $Q_{in} = 70 \text{ W}$ .

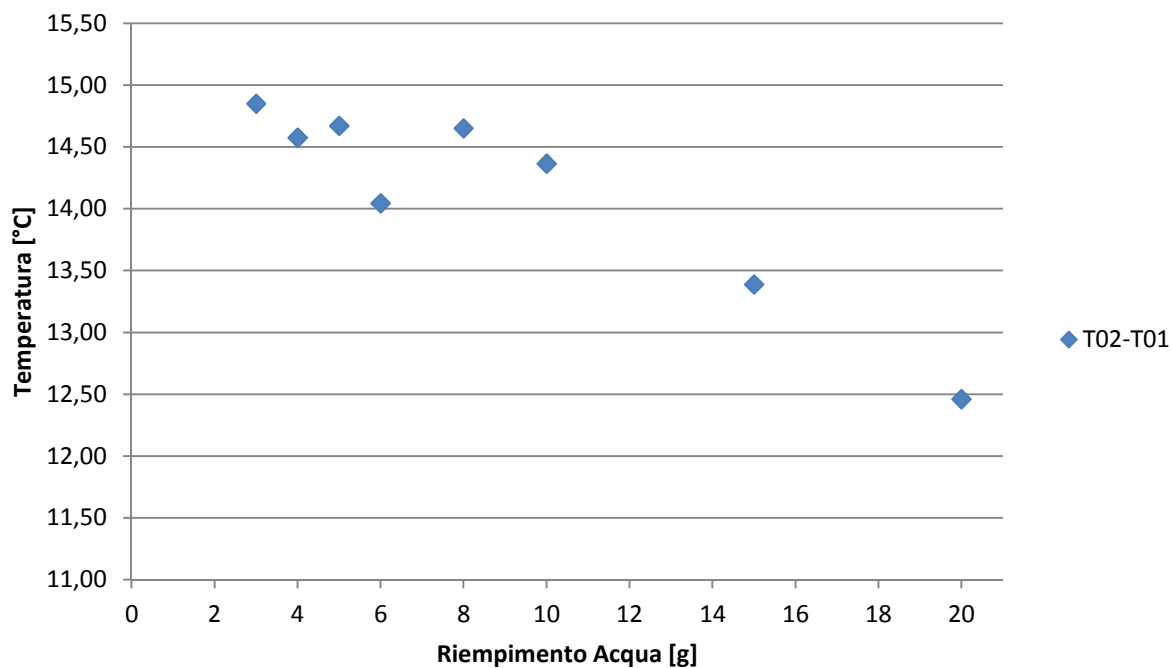


Fig. 3.14 –Salto di temperatura nel collettore per i vari gradi di riempimento.  $Q_{in} = 155 \text{ W}$ .

E' interessante notare come la temperatura massima dell'acqua in uscita dal collettore del circuito secondario venga raggiunta utilizzando l'heat pipe con grado di riempimento pari a 3 g sia nelle prove effettuate fornendo una potenza di 70 W ( $T_{02 \text{ max}} = 38.8 \text{ °C}$ ) che in quelle a 155 W ( $T_{02 \text{ max}} = 56.2 \text{ °C}$ ). La temperatura risulta massima per tale riempimento nonostante ci si possa erroneamente aspettare che il valore massimo della  $T_{02}$  si riscontri per quei valori del grado di riempimento (15 e 20 g) in cui la temperatura di parete all'evaporatore e nel tratto adiabatico è massima. In realtà, analogamente a quanto visto per il valore delle temperature al condensatore, la temperatura dell'acqua in uscita dal collettore risulta mediamente più bassa per gli heat pipe con riempimenti maggiori. Ciò si spiega tenendo conto che per tali valori del grado di riempimento, si verifica un decadimento del coefficiente di scambio termico. La riduzione di potenza termica scambiata, a parità di potenza fornita, causa di conseguenza un aumento delle temperature di parete dell'heat pipe nella sezione dell'evaporatore e in quella adiabatica. Ovviamente si vuole evitare il manifestarsi di tale comportamento ma anche avere delle temperature di parete non eccessivamente basse. Infatti, dal punto di vista dell'impiego in un collettore solare per applicazioni di solar cooling, si desidera ottenere un salto termico di circa 10 °C ad alta



temperatura, per valori cioè mediamente attorno ai 110 °C che sono quelli richiesti per il funzionamento della pompa di calore ad assorbimento.

Il salto di temperatura massimo tra ingresso e uscita del collettore in cui circola il fluido refrigerante si ottiene, per una potenza fornita di 70 W, utilizzando il tubo contenente 5 g di acqua ( $\Delta T = 6.2$  °C). Tuttavia è bene notare come i valori rilevati al variare del riempimento siano piuttosto prossimi a questo massimo. Per una potenza di 155 W tale salto risulta all'incirca di 14.5 °C e di nuovo si mostra essenzialmente indipendente dal grado di riempimento.

Infine per valutare il comportamento termico dell'heat pipe al variare del grado di riempimento è utile analizzare i coefficienti di scambio termico all'evaporatore e al condensatore e le resistenze termiche all'evaporatore, al condensatore e totale. Prima di procedere con il calcolo di queste grandezze è necessario evidenziare alcune assunzioni fatte.

Data la difficoltà nel valutare la distribuzione e l'entità delle perdite termiche si sono valutati i suddetti coefficienti per un valore della potenza termica corrispondente al valore medio delle potenze termiche trasferite. Questa assunzione risulta tanto più plausibile quanto più le perdite termiche verso l'ambiente esterno risultano trascurabili.

Volendo poi valutare la temperatura media di parete lungo tutto il tratto dell'evaporatore, si è effettuato un calcolo approssimativo partendo dalla conoscenza del valore della temperatura di parete agli estremi del tratto in questione. Una misura diretta delle temperature nel tratto dell'evaporatore è resa difficoltosa dalla presenza della camicia e del riscaldatore elettrico a filo che impediscono il posizionamento di termocoppie lungo tutta la lunghezza riscaldata. Avendo rilevato che la distribuzione di temperatura lungo il tratto dell'evaporatore è essenzialmente uniforme, è giustificabile definire la temperatura dell'evaporatore come media dei due valori delle temperature  $T_{05}$  e  $T_{06}$ . Non essendoci poi un modo rapido e affidabile per conoscere i valori di temperatura del vapore e del liquido all'interno dell'heat pipe si è dovuto ricavare il valore di questi sulla base della conoscenza dei valori misurati a parete. Il rame di cui è composto il tubo presenta una conducibilità termica di 390

W/(m·K), tale per cui la differenza di temperatura tra parete interna ed esterna del tubo, dato lo spessore relativamente piccolo, risulti trascurabile. A partire da questa constatazione si è assunto il valore della temperatura del vapore pari a quello misurato dalla termocoppia saldata sul tratto adiabatico,  $T_v = T_{06}$  poiché in questo tratto, in condizioni di funzionamento a regime e flusso termico idealmente nullo attraverso la parete, vapore e parete si portano alla stessa temperatura.

La temperatura del liquido all'interno del termosifone bifase è stata assunta pari a quella del vapore con esso in equilibrio essendo il sistema in condizioni di saturazione durante il normale funzionamento. Un'ultima assunzione è stata fatta per quanto riguarda la lunghezza del tratto del condensatore. Geometricamente essa è pari a 55.7 mm, tuttavia si ha che solo parte di questo tratto è interessata da un flusso termico tra il vapore interno e la parete. Abbiamo constatato come la parte dell'heat pipe tra l'estremità superiore della tenuta e il tratto orizzontale del collettore sia immersa in una zona di ristagno del liquido refrigerante. Quest'ultimo impedisce una corretta sottrazione di calore e fa sì che il vapore all'interno dell'heat pipe, la parete e l'acqua refrigerante si portino all'incirca alla stessa temperatura, rendendo trascurabile il flusso termico di parete. In prima approssimazione la zona effettiva di scambio termico può essere assunta pari a quella immersa nella sezione del collettore in cui vi è il moto della corrente fluida. La parte dell'heat pipe che si affaccia nel tratto orizzontale del collettore è tale per cui:  $L_{\text{cond}} = 7.0$  mm.

Di seguito sono elencate le espressioni dei coefficienti di scambio termico e delle resistenze termiche.

➤ *Coefficiente di scambio termico all'evaporatore*

$$h_e = \frac{Q}{S_{ev}(T_{ev} - T_v)} = \frac{Q}{\pi D_i L_{ev}(T_{ev} - T_v)} \quad \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$$

➤ *Resistenza termica nella regione dell'evaporatore*

$$R_e = \frac{(T_{ev} - T_v)}{Q} \quad \left[ \frac{^\circ C}{W} \right]$$

➤ *Coefficiente di scambio termico al condensatore*

$$h_c = \frac{Q}{S_{cond}(T_v - T_{cond})} = \frac{Q}{\pi D_i L_{cond}(T_v - T_{cond})} \quad \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$$

➤ *Resistenza termica nella regione del condensatore*

$$R_c = \frac{(T_v - T_{cond})}{Q} \quad \left[ \frac{^\circ C}{W} \right]$$

➤ *Resistenza termica totale*

$$R_t = R_e + R_c = \frac{(T_{ev} - T_{cond})}{Q} \quad \left[ \frac{^\circ C}{W} \right]$$

I valori di questi coefficienti calcolati per i diversi gradi di riempimento e valori della potenza termica fornita sono tabellati in Tab. II.

Potenza termica di riferimento: 70 [W]															
M	T <sub>05</sub>	T <sub>06</sub>	T <sub>08</sub>	T <sub>ev</sub>	T <sub>ad=T<sub>06</sub></sub>	T <sub>cond=T<sub>08</sub></sub>	T <sub>v=T<sub>l</sub></sub>	Q <sub>in</sub>	Q <sub>out</sub>	Q	h <sub>e</sub>	h <sub>c</sub>	R <sub>e</sub>	R <sub>c</sub>	R <sub>t</sub>
g	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	W	W	W	W/(m <sup>2</sup> K)	W/(m <sup>2</sup> K)	°C/W	°C/W	°C/W
3	120,55	119,11	47,19	119,83	119,11	47,19	119,11	69,66	47,05	58,35	3452	6149	0,012	1,232	1,245
4	120,23	116,68	46,54	118,46	116,68	46,54	116,68	70,03	47,42	58,73	1416	6345	0,030	1,194	1,225
5	87,99	82,41	40,18	85,20	82,41	40,18	82,41	70,90	52,53	61,71	946	11075	0,045	0,684	0,730
6	122,40	119,17	43,53	120,79	119,17	43,53	119,17	70,16	46,54	58,35	1546	5846	0,028	1,296	1,324
8	117,11	114,49	42,63	115,80	114,49	42,63	114,49	69,97	47,00	58,48	1907	6168	0,022	1,229	1,251
10	89,33	83,58	40,74	86,45	83,58	40,74	83,58	70,40	52,23	61,32	913	10847	0,047	0,699	0,746
15	124,03	121,45	37,04	122,74	121,45	37,04	121,45	70,62	45,94	58,28	1933	5232	0,022	1,448	1,471
20	144,20	132,43	37,81	138,31	132,43	37,81	132,43	70,24	41,83	56,03	407	4488	0,105	1,689	1,794
Potenza termica di riferimento: 155 [W]															
M	T <sub>05</sub>	T <sub>06</sub>	T <sub>08</sub>	T <sub>ev</sub>	T <sub>ad=T<sub>06</sub></sub>	T <sub>cond=T<sub>08</sub></sub>	T <sub>v=T<sub>l</sub></sub>	Q <sub>in</sub>	Q <sub>out</sub>	Q	h <sub>e</sub>	h <sub>c</sub>	R <sub>e</sub>	R <sub>c</sub>	R <sub>t</sub>
g	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	W	W	W	W/(m <sup>2</sup> K)	W/(m <sup>2</sup> K)	°C/W	°C/W	°C/W
3	149,35	147,04	75,86	148,20	147,04	75,86	147,04	155,95	124,01	139,98	5188	14903	0,008	0,509	0,517
4	142,63	140,02	72,74	141,33	140,02	72,74	140,02	156,60	124,10	140,35	4608	15810	0,009	0,479	0,489
5	119,58	117,00	68,24	118,29	117,00	68,24	117,00	155,87	127,78	141,83	4711	22043	0,009	0,344	0,353
6	144,27	142,39	68,38	143,33	142,39	68,38	142,39	155,16	120,73	137,95	6275	14126	0,007	0,537	0,543
8	142,74	140,54	70,78	141,64	140,54	70,78	140,54	156,38	126,51	141,44	5493	15366	0,008	0,493	0,501
10	131,05	128,03	66,27	129,54	128,03	66,27	128,03	155,88	124,89	140,38	3981	17225	0,011	0,440	0,451
15	163,57	162,21	65,50	162,89	162,21	65,50	162,21	155,61	116,81	136,21	8588	10675	0,005	0,710	0,715
20	199,94	197,98	62,16	198,96	197,98	62,16	197,98	155,77	108,53	132,15	5769	7374	0,007	1,028	1,035

TAB. II – Coefficienti di scambio termico e resistenze termiche dell'heat pipe.

Per le prove condotte a potenza termica di 70 W, i valori del coefficiente di scambio termico all'evaporatore  $h_e$  variano da un minimo di 407.3 W/(m<sup>2</sup>·K) in corrispondenza del riempimento con 20 g di acqua ad un massimo di 3452.3 W/(m<sup>2</sup>·K) per il riempimento di 3 g. Per i riempimenti intermedi il valore di  $h_e$  oscillerà tra valori di circa 1000 e 2000 W/(m<sup>2</sup>·K). (Fig. 3.15).

Per una potenza di 155 W questa tendenza subisce delle sensibili modifiche. Il valore minimo del coefficiente di scambio termico all'evaporatore, 3980.5 W/(m<sup>2</sup>·K), si rileva per il riempimento di 10 g mentre il valore massimo, 8588.0 W/(m<sup>2</sup>·K), si ha nel caso di tubo riempito con 15 g di acqua (Fig. 3.16).

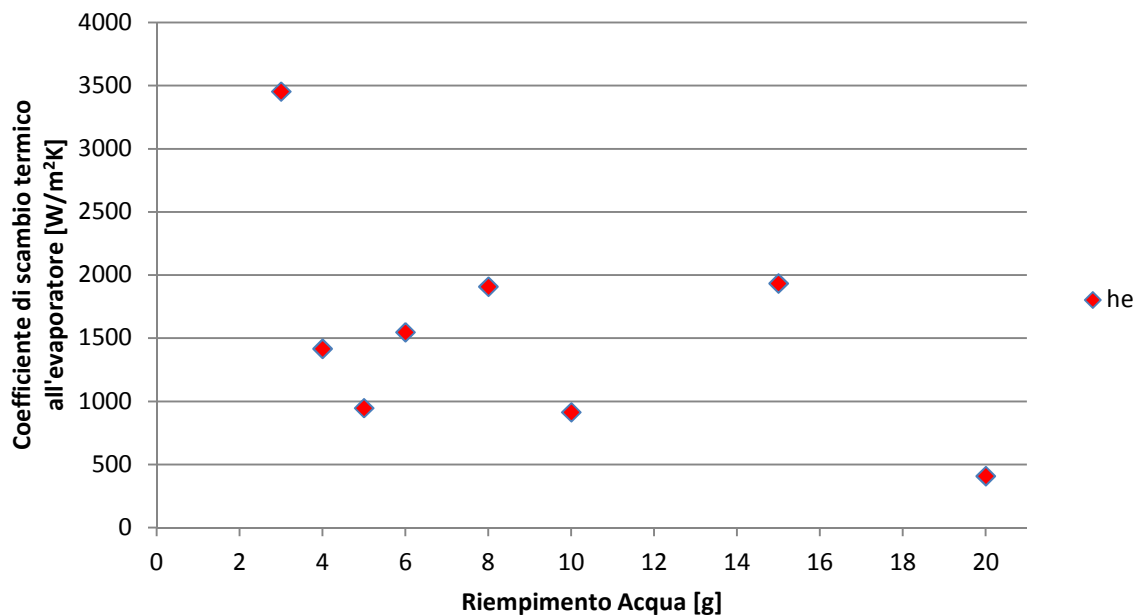


Fig. 3.15 – Coefficiente di scambio termico all'evaporatore in funzione del riempimento.  $Q_{in} = 70$  W.

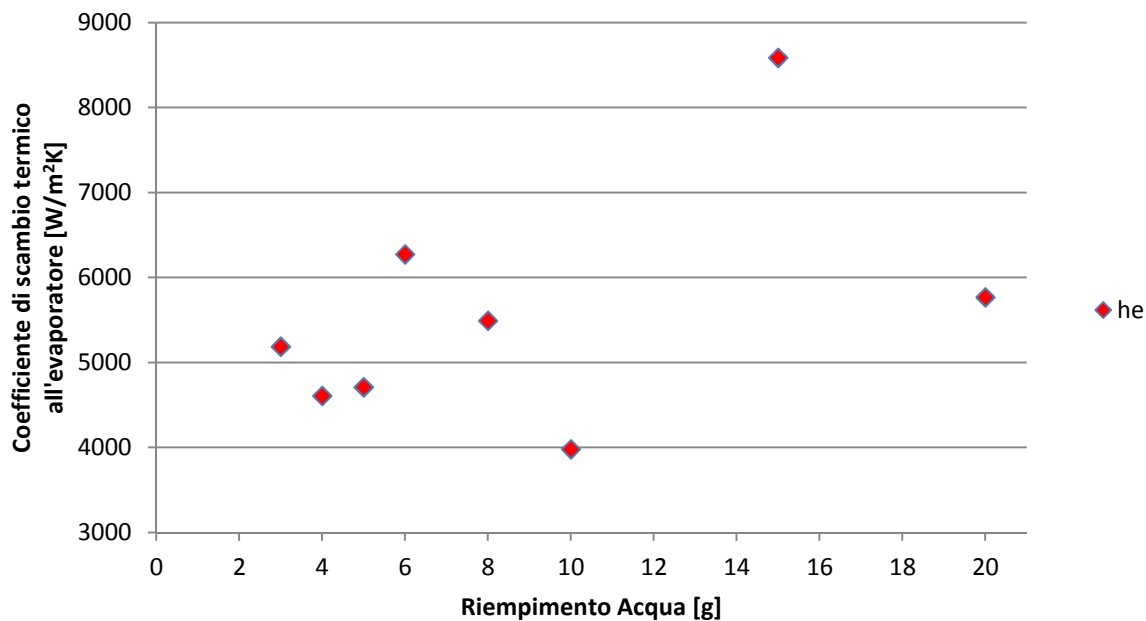


Fig. 3.16 – Coefficiente di scambio termico all'evaporatore in funzione del riempimento.  $Q_{in} = 155$  W.

Analizzando invece i valori del coefficiente di scambio termico al condensatore si nota come ad eccezione dei riempimenti di 5 e 10 g, si ha un andamento mediamente decrescente di  $h_c$  per entrambe le serie di prove eseguite a diversa potenza (Figs. 3.17 - 3.18). Il valore minimo di tale coefficiente è stato riscontrato per il riempimento massimo pari a 20 g sia a 70 W che a 155 W (rispettivamente  $4488 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  e  $7374 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ).

L'heat pipe con una quantità di liquido al suo interno pari a 5 g risulta avere il valore più elevato del coefficiente di scambio termico al condensatore per entrambi i livelli della potenza di riferimento. Il valore di  $h_c$  calcolato a partire dai dati sperimentali per la potenza termica di 70 W è pari a  $11705 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , quasi il doppio dei valori riscontrati per i riempimenti ad esso contigui. Analogamente si ha per la prova condotta fornendo una potenza termica di 155 W in cui il valore del coefficiente di scambio termico al condensatore, pari a  $22043 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , è maggiore dell'ordine di 1.4-1.5 volte i valori calcolati per i riempimenti contigui.

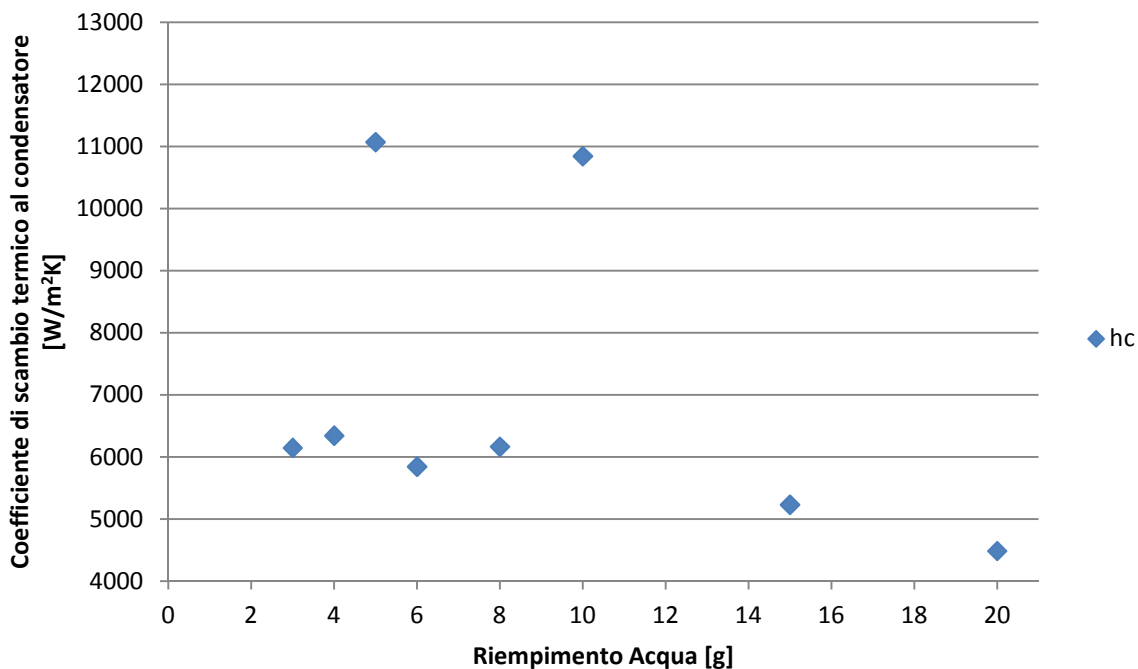


Fig. 3.17 – Coefficiente di scambio termico al condensatore in funzione del riempimento.  $Q_{in} = 70$  W.

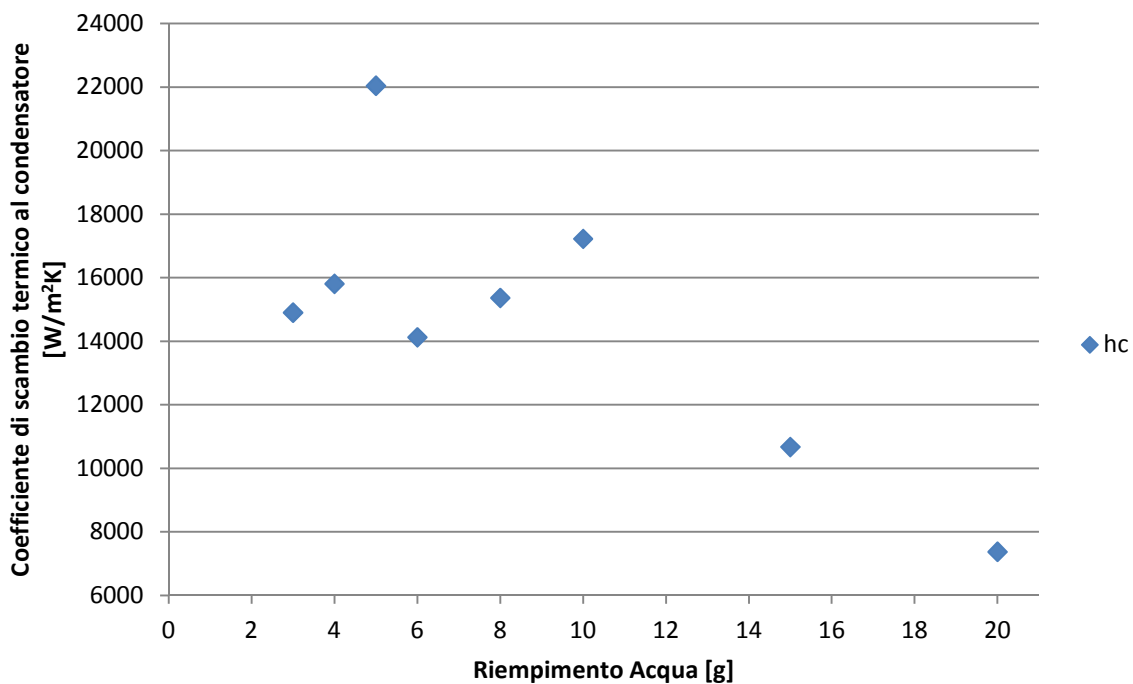


Fig. 3.18 – Coefficiente di scambio termico al condensatore in funzione del riempimento.  $Q_{in} = 155$  W.

Infine di seguito sono diagrammati i valori delle resistenze termiche all'evaporatore, al condensatore e totale calcolati mediante le espressioni di cui si è precedentemente discusso (Figs. 3.19 - 3.20).

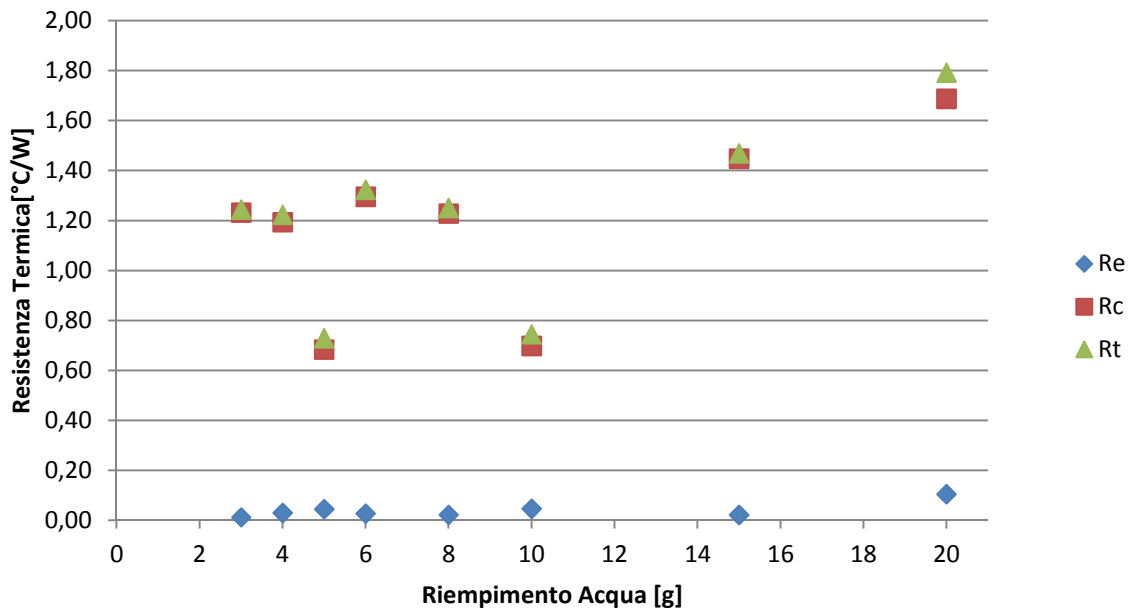


Fig. 3.19 – Resistenze termiche all’evaporatore, al condensatore e totale.  $Q_{in}= 70 \text{ W}$ .

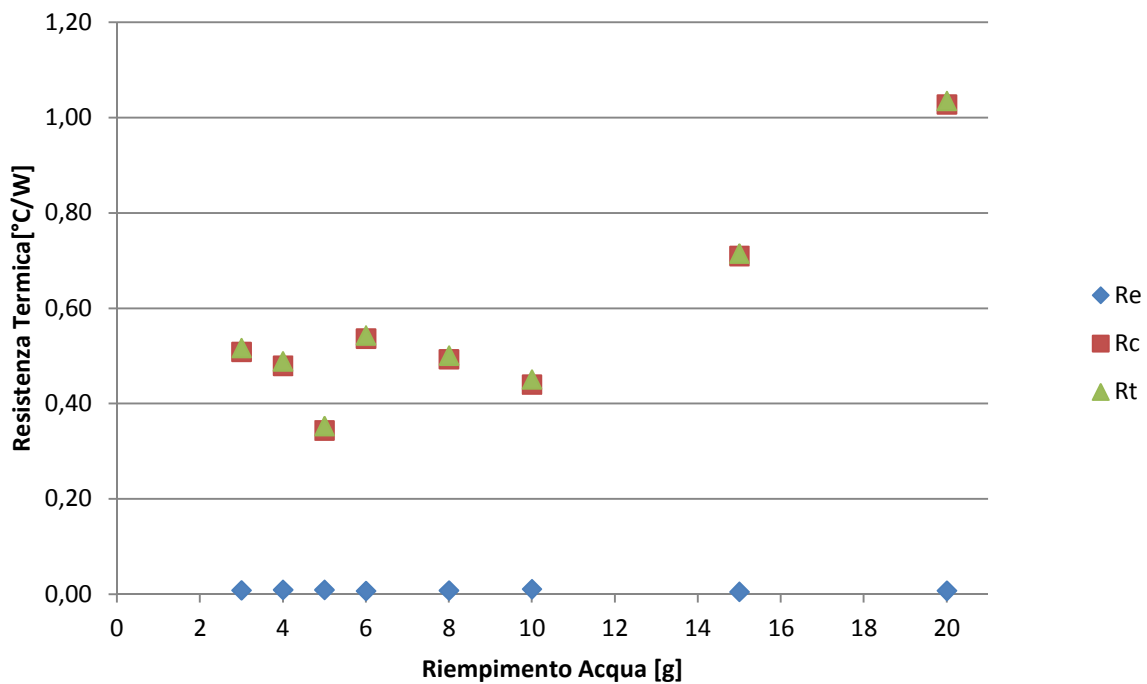


Fig. 3.20 – Resistenze termiche all’evaporatore, al condensatore e totale.  $Q_{in}= 155 \text{ W}$ .

Si nota come il contributo alla resistenza termica totale è dato quasi esclusivamente dalla resistenza termica al condensatore. Per entrambi i livelli della potenza di riferimento il valore massimo della resistenza termica totale si registra nel caso del riempimento maggiore di liquido, pari a 20 g ( 1.794 °C/W a 70 W e 1.035 °C/W nel caso di 155 W). Viceversa il riempimento per cui l’heat pipe mostra il valore minore

della resistenza termica totale è quello pari a 5 g. Da questo punto di vista quest'ultimo mostra la miglior performance registrando valori di  $R_t$  pari a 0.730 °C/W nella prova eseguita a potenza termica di 70 W e 0.353 °C/W in quella a 155 W.

All'aumentare della potenza termica fornita si rileva una riduzione dei valori della resistenza termica. La curva che collega i valori della  $R_t$  mostra lo stesso andamento al variare dei riempimenti, risultando semplicemente traslata verso il basso per il valore maggiore della potenza termica fornita.

➤ *Studio dell'effetto della potenza termica fornita per un fissato grado di riempimento*

- Diametro interno heat pipe ( $D_i$ ): 6 mm.
- Diametro esterno heat pipe ( $D_e$ ): 8 mm.
- Lunghezza evaporatore ( $L_{ev}$ ): 1240 mm.
- Lunghezza tratto adiabatico ( $L_{ad}$ ): 94.3 mm.
- Lunghezza geometrica condensatore ( $L_c$ ): 55.7 mm.
- Superficie equivalente condensatore ( $S_{eq\ cond}$ ): 28.41 mm<sup>2</sup>.
- Materiale: rame.
- Fluido termovettore: acqua distillata.
- Grado di vuoto:  $\sim 10^{-5}$  bar.
- Quantità di fluido termovettore: 8 g.
- Potenza fornita ( $Q_{in}$ ): 50, 60, 70, 80, 90, 120, 155 W.
- Angolo di inclinazione: 45°.
- Portata massica di fluido refrigerante ( $G_{acqua}$ ):  $\sim 7.47$  kg/h.
- Pressione nel circuito refrigerante:  $\sim 3.00$  bar.

Nella presente sessione di prove sono stati mantenuti costanti tutti i parametri quali ad esempio grado di riempimento, lunghezza evaporatore, portata di fluido



refrigerante, etc. ad eccezione della potenza termica fornita. In questo modo si vuole analizzare il comportamento termico dell'heat pipe simulando i diversi livelli di irraggiamento solare a cui potrebbe essere sottoposto nella realtà e che come noto risulta fortemente variabile durante l'intero arco solare.

Valgono le stesse ipotesi e assunzioni fatte in precedenza. In questo caso, essendo però il tubo con grado di riempimento pari a 8 g strumentato con la termocoppia inserita nella parete del condensatore,  $T_{08}$  non sarà frutto di calcolo ma bensì di una misurazione diretta.

I risultati sperimentali sono elencati nella Tab. III.

Potenza termica di riferimento: 50 - 155 [W]														
M	$T_{01}$	$T_{02}$	$T_{03}$	$T_{04}$	$T_{05}$	$T_{06}$	$T_{07}$	$T_{08}$	$T_{amb}$	$p_1$	$p_2$	$G_{acqua}$	$Q_{in}$	$Q_{out}$
g	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	bar	bar	kg/h	W	W
8	31,33	34,67	33,01	31,86	114,15	109,84	30,23	40,35	24,20	3,02	3,01	7,514	49,56	29,12
8	32,90	37,36	35,42	33,83	116,58	113,66	30,87	43,68	24,44	3,01	3,00	7,494	60,85	38,83
8	30,77	36,03	33,80	32,12	116,91	114,66	28,92	43,74	21,75	3,03	3,02	7,498	68,80	45,84
8	35,75	42,24	39,53	37,57	122,69	119,36	32,29	50,56	25,19	3,04	3,02	7,481	80,13	56,35
8	35,43	42,95	40,05	37,68	125,52	122,23	31,47	52,86	23,98	3,04	3,02	7,487	90,47	65,44
8	38,39	48,94	44,90	42,16	134,72	131,64	33,48	64,43	25,12	3,06	3,04	7,429	119,35	91,10
8	39,04	53,45	48,32	44,79	143,42	140,58	33,52	74,67	23,42	3,05	3,04	7,378	156,75	123,54

TAB. III – Risultati dell'analisi sperimentale dell'effetto della variazione del livello di potenza termica fornita.

Andando a diagrammare i valori delle temperature misurate a parete in funzione della potenza termica fornita (Fig. 3.21) risulta evidente un andamento pressoché linearmente crescente dei suddetti valori. La differenza di temperatura  $T_{05} - T_{06}$  si mantiene all'incirca costante attorno ad un valore di 3.1 °C. Le suddette temperature crescono parallelamente a partire da un valore medio di 112 °C relativamente alla potenza fornita di 50 W fino ad un valore medio di 142 °C alla potenza di 155 W. La temperatura di parete al condensatore cresce anch'essa con lievi scostamenti da un andamento lineare da un valore minimo di 40.4 °C per un potenza termica fornita di 50 W ad uno massimo di 74.7 °C per la prova a 155 W. Si nota come temperature di parete maggiore possano essere ottenute, come può risultare ovvio, fornendo all'heat pipe maggiore potenza termica. Volendo analizzare se la crescita delle temperature di parete assuma un andamento asintotico per valori maggiori della potenza termica diviene necessario effettuare dei test per potenze maggiori di 155 W. Tuttavia

essendo il campo d'impiego per applicazioni solari dell'heat pipe interno a questi valori della potenza non è sembrato pertinente indagare oltre su questo aspetto.

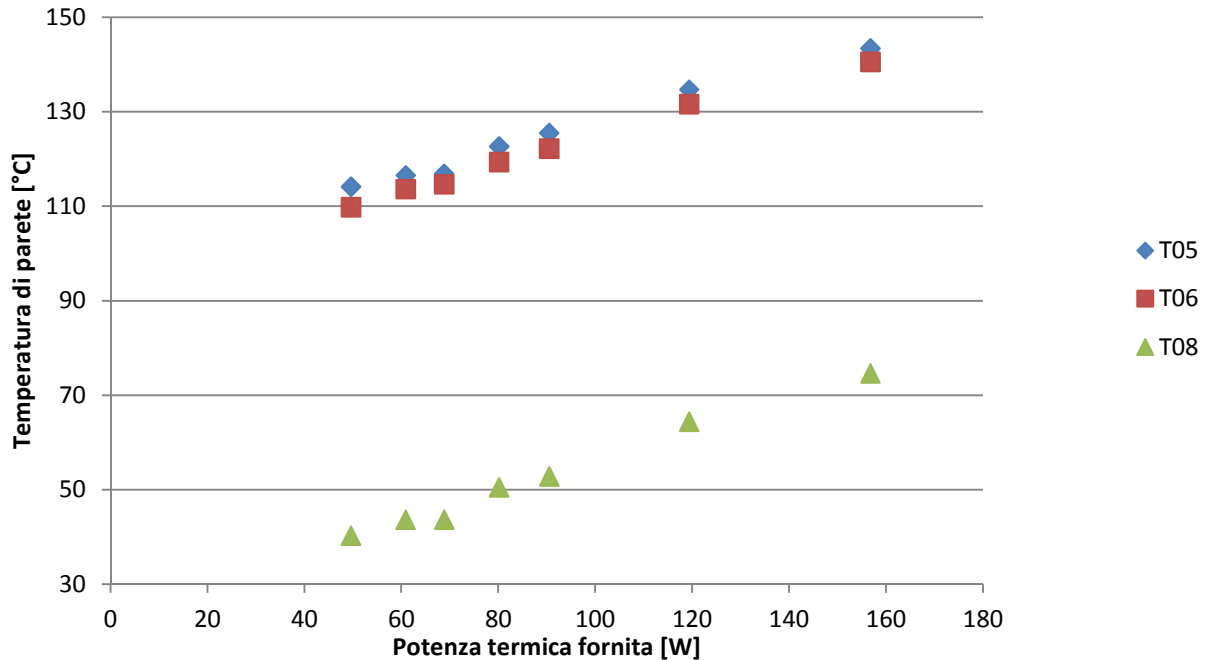


Fig. 3.21 – Temperature di parete al variare della potenza termica fornita.

L'andamento delle temperature di parete in funzione della distanza dall'estremità inferiore dell'heat pipe è mostrato in Fig. 3.22. L'andamento è quello tipico di un heat pipe, con valori della temperatura di parete tra base dell'evaporatore e tratto adiabatico pressoché uguali e una brusca variazione di temperatura nel tratto del condensatore a causa dell'asportazione di calore da parte del fluido refrigerante che circola nel circuito secondario.

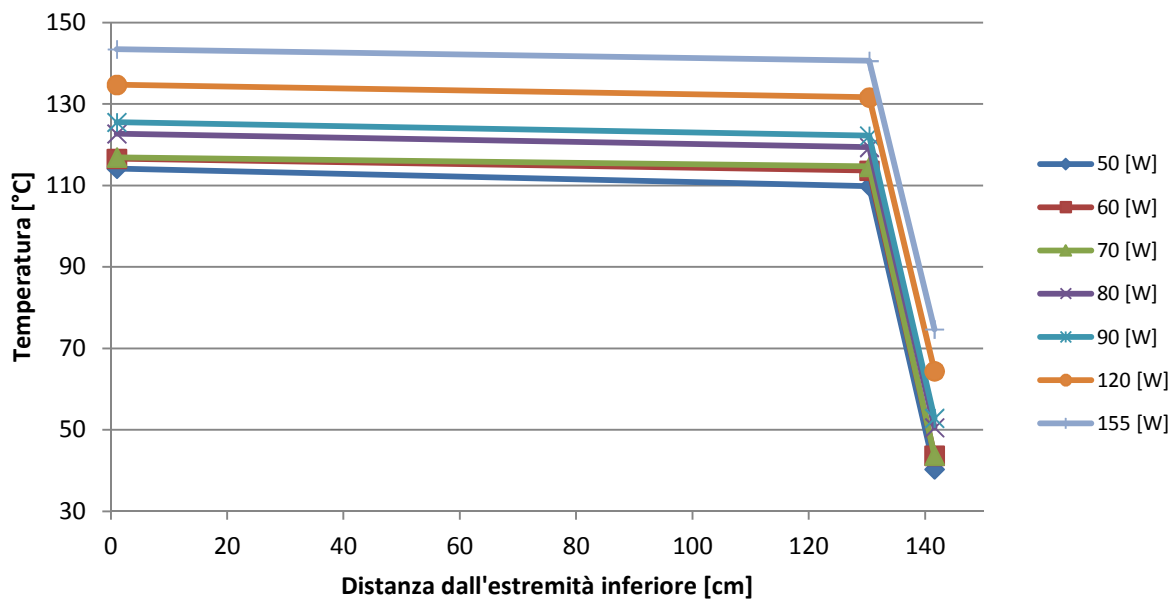


Fig. 3.22 – Temperature di parete in funzione della distanza dall'estremità inferiore dell'heat pipe per diversi livelli di potenza termica fornita.

Al crescere della potenza fornita anche i valori di temperatura dell'acqua refrigerante in ingresso e uscita dal collettore aumentano (Fig. 3.23).

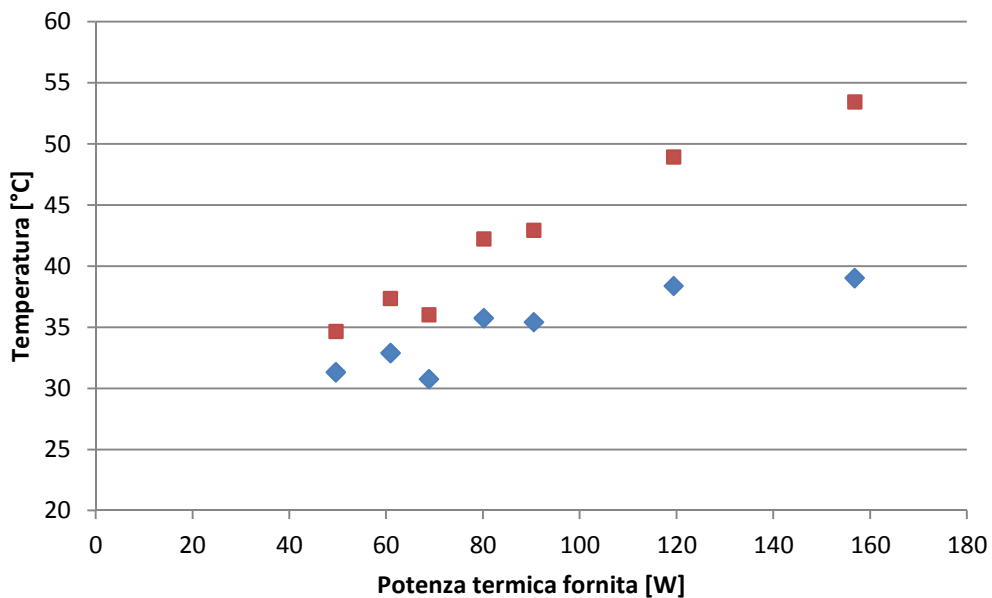


Fig. 3.23 – Temperature dell'acqua nel circuito refrigerante in ingresso e all'uscita del collettore in funzione della potenza termica fornita.

Sebbene la temperatura  $T_{01}$  sembra raggiungere un valore limite prossimo ai 40 °C per una potenza fornita di riferimento pari a 155 W, la temperatura dell'acqua in uscita dal collettore continua a crescere. Ciò che è più importante notare è quindi

come il salto di temperatura dell'acqua nel collettore cresce linearmente con la potenza termica. Tale andamento risulta evidente dal diagramma in Fig. 3.24.

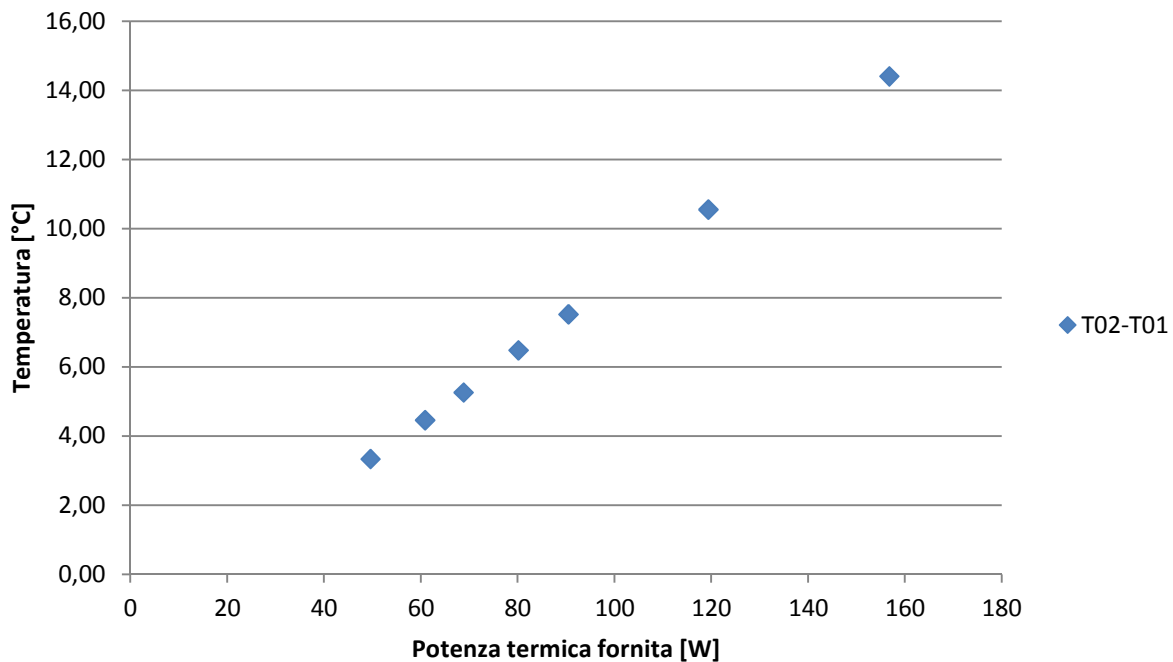


Fig. 3.24 – Salto di temperatura nel collettore in funzione della potenza termica fornita.

Il calcolo dei coefficienti di scambio termico all'evaporatore e al condensatore e delle resistenze termiche, effettuato sulla base delle stesse ipotesi fatte per lo studio degli effetti del grado di riempimento, conduce ai seguenti valori:

Potenza termica di riferimento: 50 ~ 155 [W]															
M	T <sub>05</sub>	T <sub>06</sub>	T <sub>08</sub>	T <sub>ev</sub>	T <sub>ad</sub> =T <sub>06</sub>	T <sub>cond</sub> =T <sub>08</sub>	T <sub>v</sub> =T <sub>i</sub>	Q <sub>in</sub>	Q <sub>out</sub>	Q	h <sub>e</sub>	h <sub>c</sub>	R <sub>e</sub>	R <sub>c</sub>	R <sub>t</sub>
g	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	W	W	W	W/(m <sup>2</sup> K)	W/(m <sup>2</sup> K)	°C/W	°C/W	°C/W
8	114,15	109,84	40,35	111,99	109,84	47,19	109,84	49,56	29,12	39,34	781	4291	0,055	1,592	1,647
8	116,58	113,66	43,68	115,12	113,66	46,54	113,66	60,85	38,83	49,84	1461	5399	0,029	1,346	1,376
8	116,91	114,66	43,74	115,78	114,66	40,18	114,66	68,80	45,84	57,32	2180	6125	0,020	1,299	1,319
8	122,69	119,36	50,56	121,03	119,36	43,53	119,36	80,13	56,35	68,24	1756	7516	0,024	1,111	1,136
8	125,52	122,23	52,86	123,88	122,23	42,63	122,23	90,47	65,44	77,95	2028	8517	0,021	1,021	1,042
8	134,72	131,64	64,43	133,18	131,64	40,74	131,64	119,35	91,10	105,22	2919	11865	0,015	0,864	0,879
8	143,42	140,58	74,67	142,00	140,58	37,04	140,58	156,75	123,54	140,14	4222	16114	0,010	0,739	0,749

TAB. IV – Coefficienti di scambio termico e resistenze termiche dell'heat pipe per diversi valori della potenza termica fornita.

Il valore di h<sub>e</sub> è crescente, con andamento prossimo a quello lineare, all'aumentare di Q<sub>in</sub>. Un unico scostamento si rileva nel caso della prova effettuata fornendo una potenza di circa 70 W (Fig. 3.25). Per tale potenza si rileva un valore di h<sub>e</sub> superiore anche a quelli in corrispondenza delle prove a 80 W e 90 W. Se ne deduce quindi un

comportamento termico dell'evaporatore migliore per questo livello di potenza a confronto con quelli ad esso prossimi.

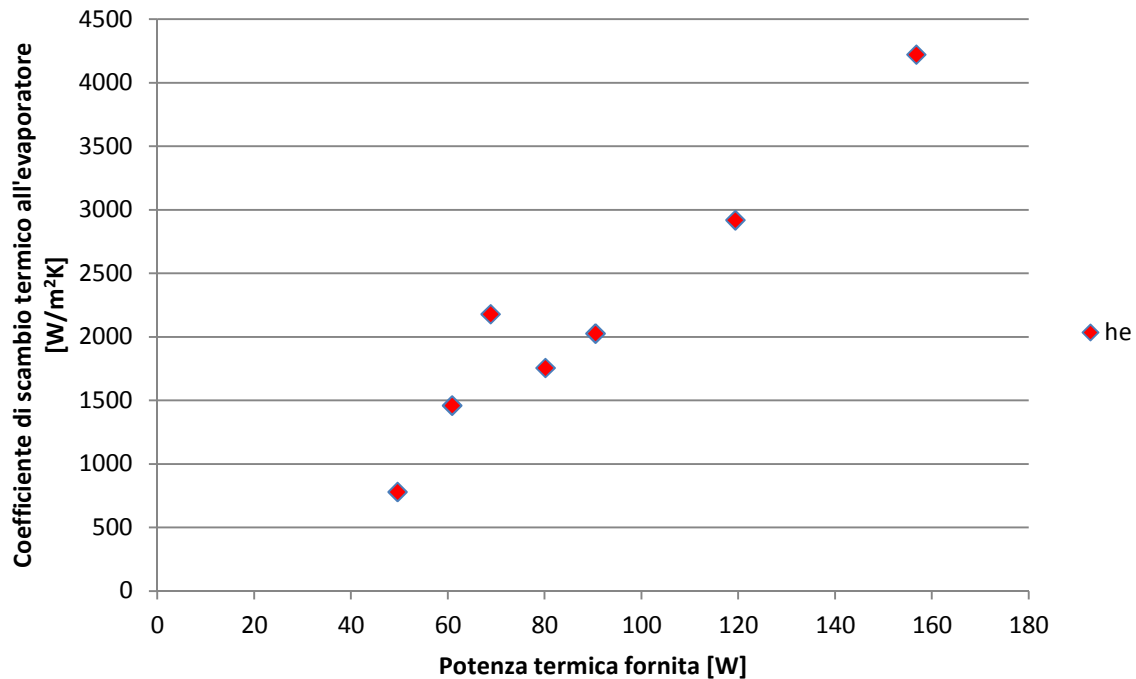


Fig. 3.25 – Coefficiente di scambio termico all'evaporatore in funzione della potenza termica fornita.

Similmente il coefficiente di scambio termico al condensatore, calcolato a partire dai risultati sperimentali, cresce all'aumentare della potenza termica mostrando un andamento quasi perfettamente lineare (Fig. 3.26). Nell'intervallo di potenza 50-155 W si passa da un valore di  $h_c$  di 4291 W/(m<sup>2</sup>·K) ad uno di 16114 W/(m<sup>2</sup>·K).

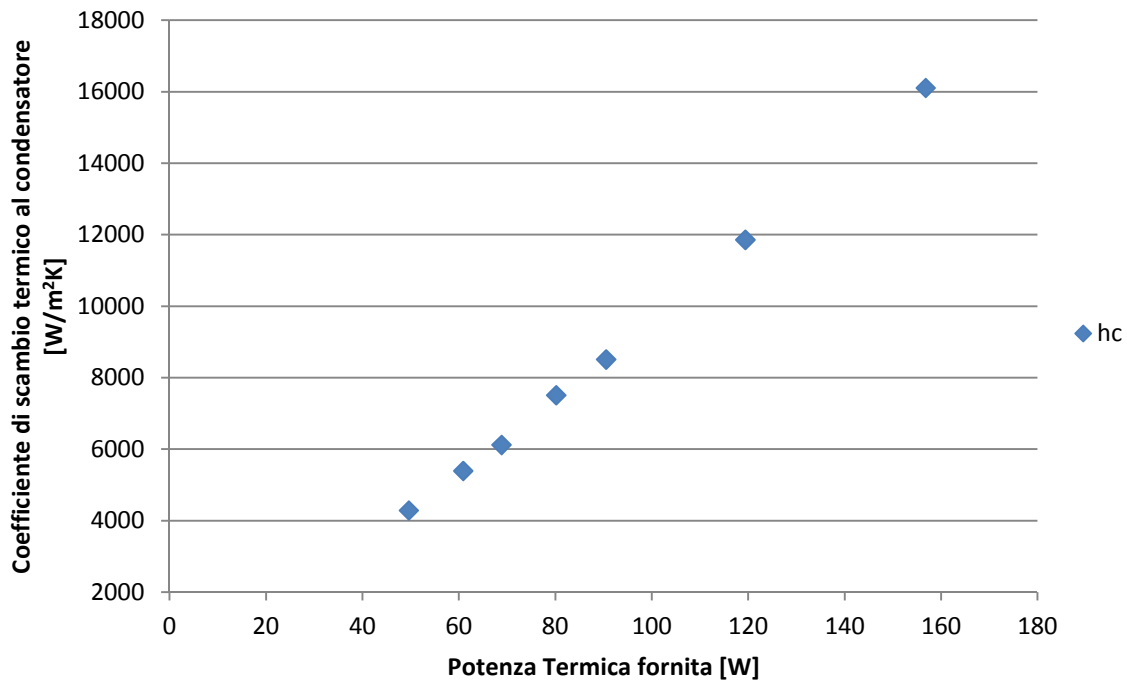


Fig. 3.26 – Coefficiente di scambio termico al condensatore in funzione della potenza termica fornita.

La variazione del comportamento termico dell'heat pipe con i diversi livelli di potenza termica è ben evidenziata dal valore assunto dalla resistenza termica totale per le differenti prove. L'andamento assunto da quest'ultima segue quello di una iperbole (Fig. 3.27). Interessante può essere a tale proposito la ricerca di un'espressione che corredi con buona approssimazione tali dati.

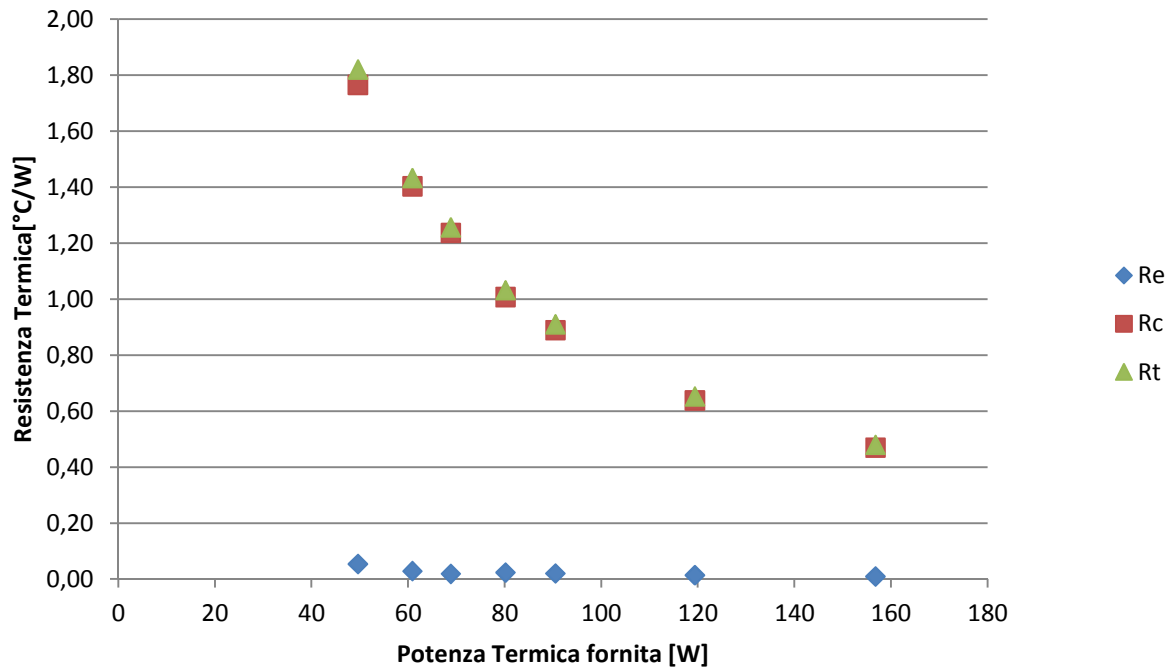


Fig. 3.27 – Resistenze termiche all’evaporatore, al condensatore e totale in funzione della potenza termica fornita.

➤ *Studio dell’effetto della portata di fluido refrigerante*

- Diametro interno heat pipe ( $D_i$ ): 6 mm.
- Diametro esterno heat pipe ( $D_e$ ): 8 mm.
- Lunghezza evaporatore ( $L_{ev}$ ): 1240 mm.
- Lunghezza tratto adiabatico ( $L_{ad}$ ): 94.3 mm.
- Lunghezza geometrica condensatore ( $L_c$ ): 55.7 mm.
- Superficie equivalente condensatore ( $S_{eq\ cond}$ ): 28.41 mm<sup>2</sup>.
- Materiale: rame.
- Fluido termovettore: acqua distillata.
- Grado di vuoto:  $\sim 10^{-5}$  bar.
- Quantità di fluido termovettore: 8 g.
- Potenza fornita ( $Q_{in}$ ):  $\sim 70$  W.
- Angolo di inclinazione: 45°.
- Portata di fluido refrigerante ( $G_{acqua}$ ):  $\sim 3.0, 4.0, 5.0, 6.0, 7.5, 8.5$  kg/h.

- Pressione nel circuito refrigerante: ~3.00 bar.

Le prove per analizzare l'effetto della portata di fluido refrigerante sul comportamento termico dell'heat pipe sono state eseguite anch'esse sul tubo riempito con una quantità di fluido pari a 8 g. Mantenendo costante il valore della potenza termica attorno ad un valore di riferimento di 70 W si è proceduto a variare la portata dell'acqua nel circuito secondario per valori discreti fra 3.0 e 8.5 kg/h.

I risultati di tali prove sperimentali sono elencati in Tab. V.

Potenza termica di riferimento: 70 [W]														
M	T <sub>01</sub>	T <sub>02</sub>	T <sub>03</sub>	T <sub>04</sub>	T <sub>05</sub>	T <sub>06</sub>	T <sub>07</sub>	T <sub>08</sub>	T <sub>amb</sub>	p <sub>1</sub>	p <sub>2</sub>	G <sub>acqua</sub>	Q <sub>in</sub>	Q <sub>out</sub>
g	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	bar	bar	kg/h	W	W
8	30,52	45,26	39,93	34,17	119,89	117,12	32,26	51,99	25,27	3,01	3,00	3,064	70,61	52,46
8	30,20	41,17	36,93	33,40	118,36	115,85	29,47	47,55	23,04	3,01	3,00	4,082	69,47	52,03
8	33,36	42,18	38,78	36,11	119,55	116,66	32,05	49,08	25,77	3,03	3,01	5,073	71,15	51,95
8	34,05	41,17	38,42	36,06	120,58	116,47	31,68	47,65	25,31	3,02	3,00	6,036	70,34	49,93
8	30,77	36,03	33,80	32,12	116,91	114,66	28,92	43,74	21,75	3,03	3,02	7,498	68,80	45,83
8	35,11	39,98	37,87	36,00	120,11	117,26	32,35	47,74	25,64	3,04	3,02	8,513	71,70	48,24

TAB. V – Risultati dell'analisi sperimentale dell'effetto della portata di fluido refrigerante.

Le prove effettuate mostrano come la portata di fluido refrigerante abbia una scarsa influenza sulle temperature di parete dell'evaporatore e condensatore che si attestano per valori prossimi rispettivamente a 119 °C e 116 °C. La temperatura di parete al condensatore mostra invece una dipendenza leggermente più visibile, assumendo il valore minimo di 43.7 °C per una portata di circa 7.5 kg/h e quello massimo, 52.0 °C, per la portata minima analizzata che è di 3.0 kg/h (Fig. 3.28). Quest'ultimo dato è prevedibile se si tiene conto di come una riduzione di portata di fluido refrigerante comporti una minore asportazione di calore dal tubo e di conseguenza causi un aumento della temperatura di parete del condensatore.

La scarsa influenza della portata di fluido refrigerante sulle temperature di parete è resa ancor più evidente dalla Fig. 3.29 in cui le curve appaiono praticamente sovrapposte.



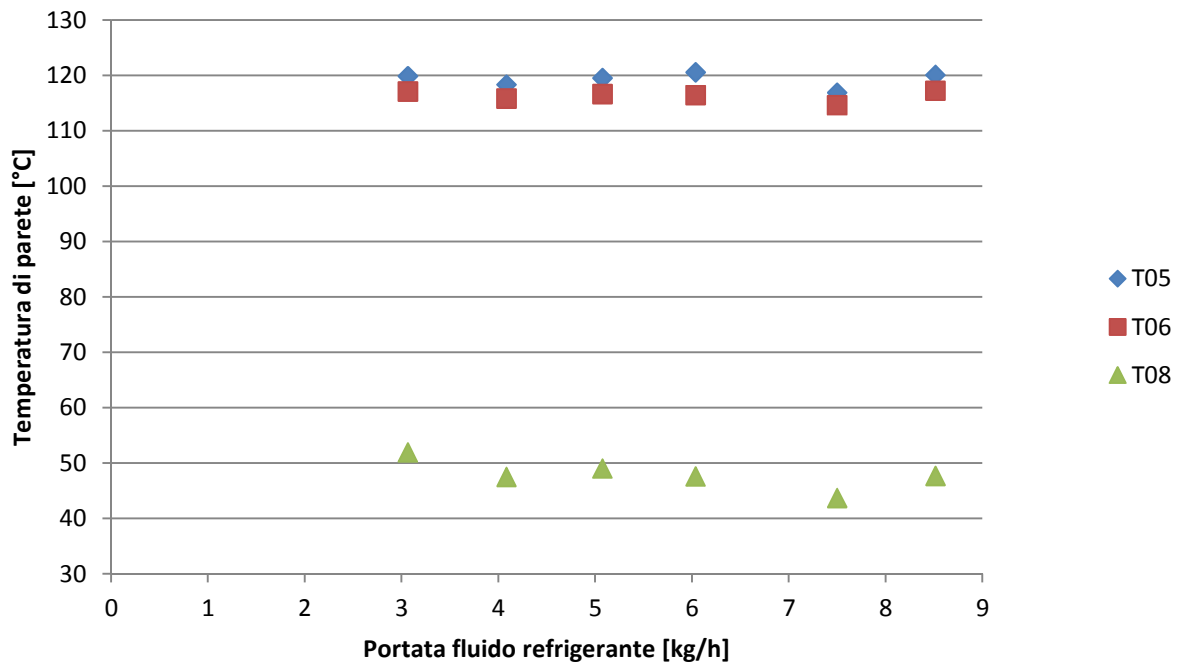


Fig. 3.28 – Temperature di parete al variare della portata di fluido refrigerante.

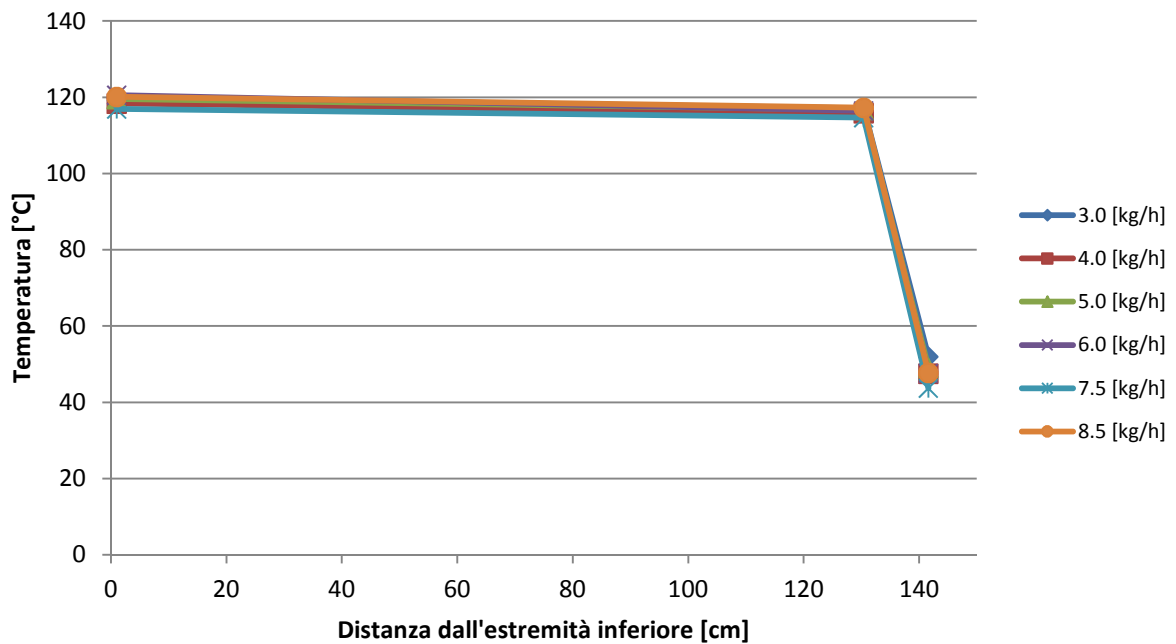


Fig. 3.29 – Temperature di parete in funzione della distanza dall'estremità inferiore dell'heat pipe per diversi valori della portata di fluido refrigerante.

L'effetto della variazione della portata di fluido refrigerante risulta evidente analizzando i valori di temperatura del refrigerante stesso all'interno del collettore (Fig. 3.30). Come si può notare dall'illustrazione, il valore di  $T_{01}$  aumenta al crescere

del valore della portata mentre l'effetto contrario si verifica per la  $T_{02}$ . I valori di queste temperature sembrano infatti convergere ad un unico valore prossimo ai 38 °C.

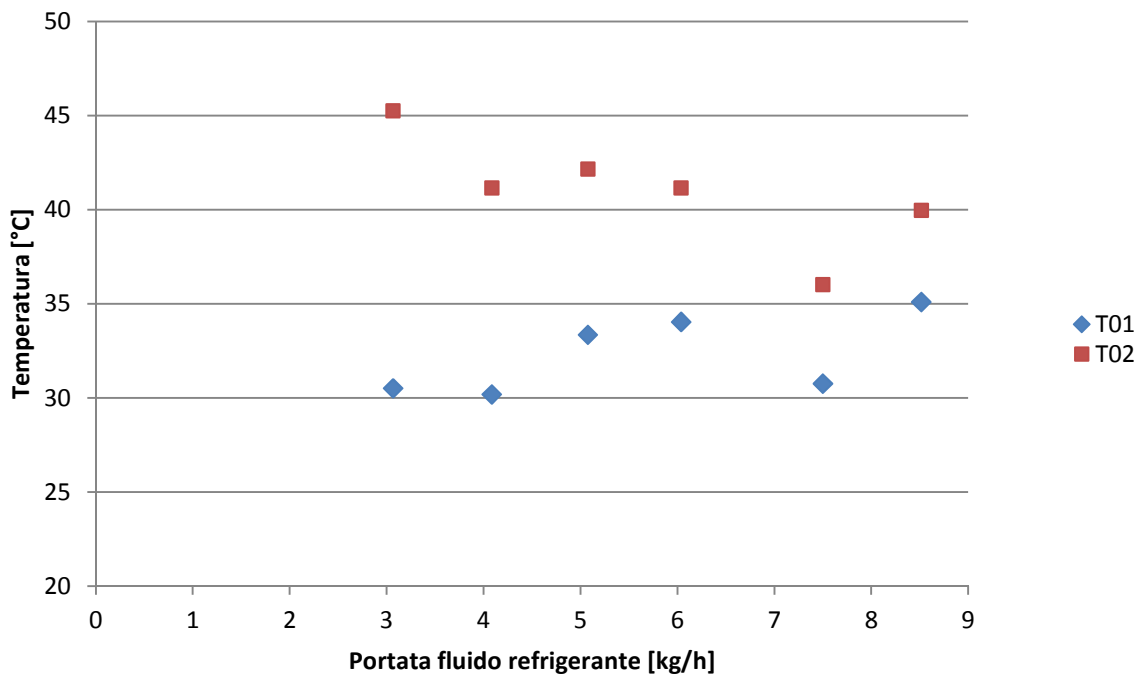


Fig. 3.30 – Temperature dell'acqua nel circuito refrigerante all'ingresso e all'uscita del collettore in funzione della portata.

Quanto detto è segno di come il salto di temperatura realizzato nel collettore si riduca al crescere della portata di fluido refrigerante nello stesso. A parità di calore fornito all'heat pipe e, come si nota in TAB. V anche di potenza termica scambiata, è normale aspettarsi una riduzione del salto di temperatura per valori crescenti della portata. L'andamento del salto  $T_{02}-T_{01}$  in funzione della portata segue approssimativamente un ramo di iperbole che tende ad un salto di circa 4.0 °C per valori maggiori della portata (Fig. 3.31).

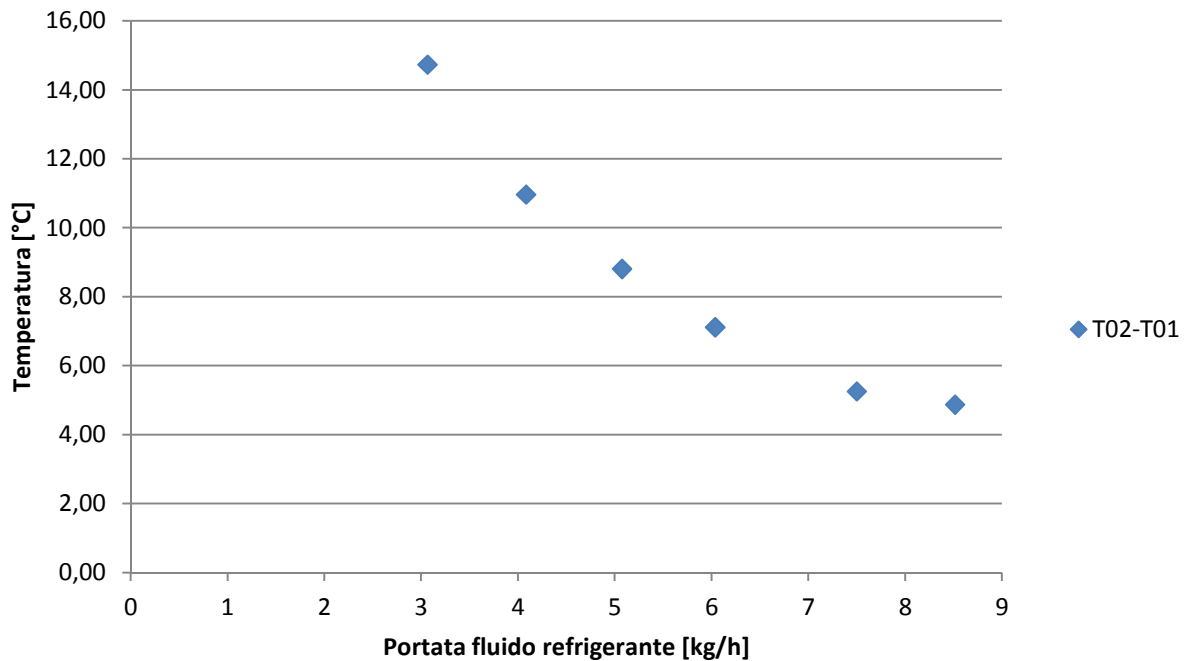


Fig. 3.31 – Salto di temperatura nel collettore al variare della portata di fluido refrigerante.

A partire dai dati sperimentali sono stati calcolati anche in questo caso i valori dei coefficienti di scambio termico e delle resistenze termiche dell'heat pipe (Tab. VI).

Potenza termica di riferimento: 70 [W]																
M	T <sub>05</sub>	T <sub>06</sub>	T <sub>08</sub>	T <sub>ev</sub>	T <sub>ad</sub> =T <sub>06</sub>	T <sub>cond</sub> =T <sub>08</sub>	T <sub>v</sub> =T <sub>i</sub>	Q <sub>in</sub>	Q <sub>out</sub>	Q	h <sub>e</sub>	h <sub>c</sub>	R <sub>e</sub>	R <sub>c</sub>	R <sub>t</sub>	
g	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	W	W	W	W/(m <sup>2</sup> ·K)	W/(m <sup>2</sup> ·K)	°C/W	°C/W	°C/W	
8	119,89	117,12	51,99	118,50	117,12	51,99	117,12	70,61	52,46	61,54	1903	7160	0,022	1,058	1,081	
8	118,36	115,85	47,55	117,11	115,85	47,55	115,85	69,47	52,03	60,75	2072	6741	0,021	1,124	1,145	
8	119,55	116,66	49,08	118,10	116,66	49,08	116,66	71,15	51,95	61,55	1825	6902	0,023	1,098	1,121	
8	120,58	116,47	47,65	118,52	116,47	47,65	116,47	70,34	49,93	60,13	1253	6622	0,034	1,144	1,179	
8	116,91	114,66	43,74	115,78	114,66	43,74	114,66	68,80	45,83	57,31	2180	6125	0,020	1,237	1,257	
8	120,11	117,26	47,74	118,68	117,26	47,74	117,26	71,70	48,24	59,97	1803	6538	0,024	1,159	1,183	

TAB. VI – Coefficienti di scambio termico e resistenze termiche dell'heat al variare della portata di fluido refrigerante.

Per quanto riguarda i valori dei coefficienti di scambio termico calcolati per il tratto di evaporatore e condensatore, risulta difficile individuare un andamento regolare in funzione della portata di refrigerante (Figs. 3.32 - 3.33). Il coefficiente  $h_e$  sembra avere un comportamento oscillante attorno ad un valore prossimo ai 2000 W/(m<sup>2</sup>·K). Solo per la portata di 6.0 kg/h si ha uno scostamento piuttosto marcato con  $h_e=1253$  W/(m<sup>2</sup>·K).

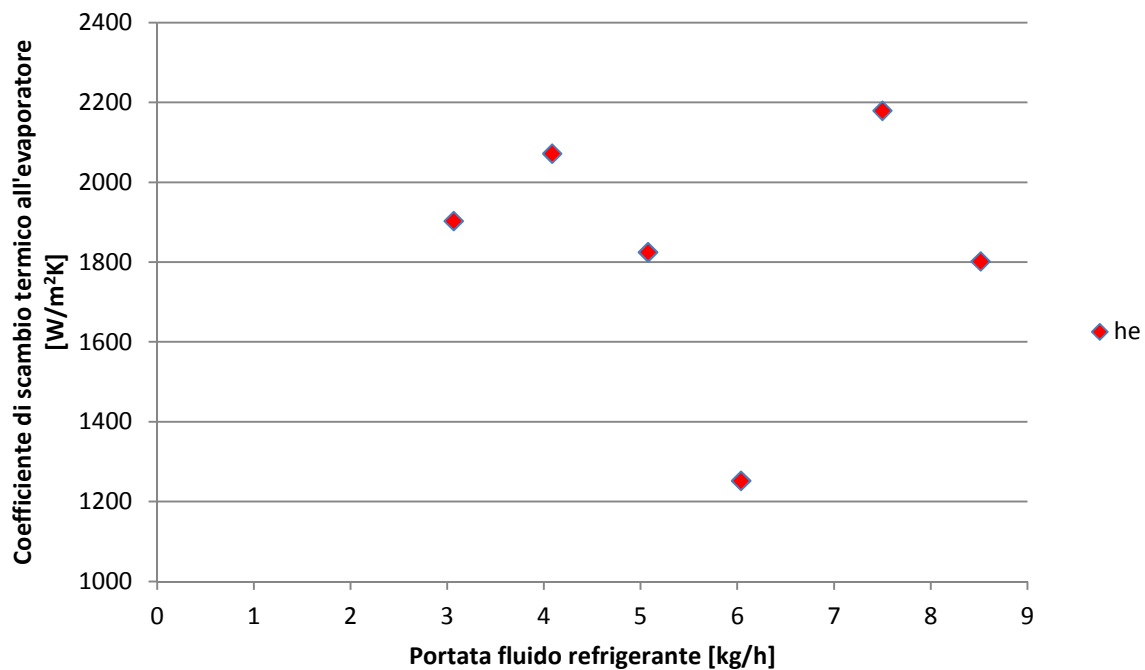


Fig. 3.32 – Coefficiente di scambio termico all'evaporatore in funzione della portata di fluido refrigerante.

Il coefficiente di scambio termico al condensatore  $h_c$  decresce all'aumentare della portata di refrigerante da un valore massimo di  $7160 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  valutato per la portata di  $3.0 \text{ kg/h}$  a un minimo di  $6125 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  per la portata di  $7.5 \text{ kg/h}$ . Per quest'ultimo valore  $h_c$  risulta inferiore anche a quello corrispondente alla portata di  $8.5 \text{ kg/h}$ .

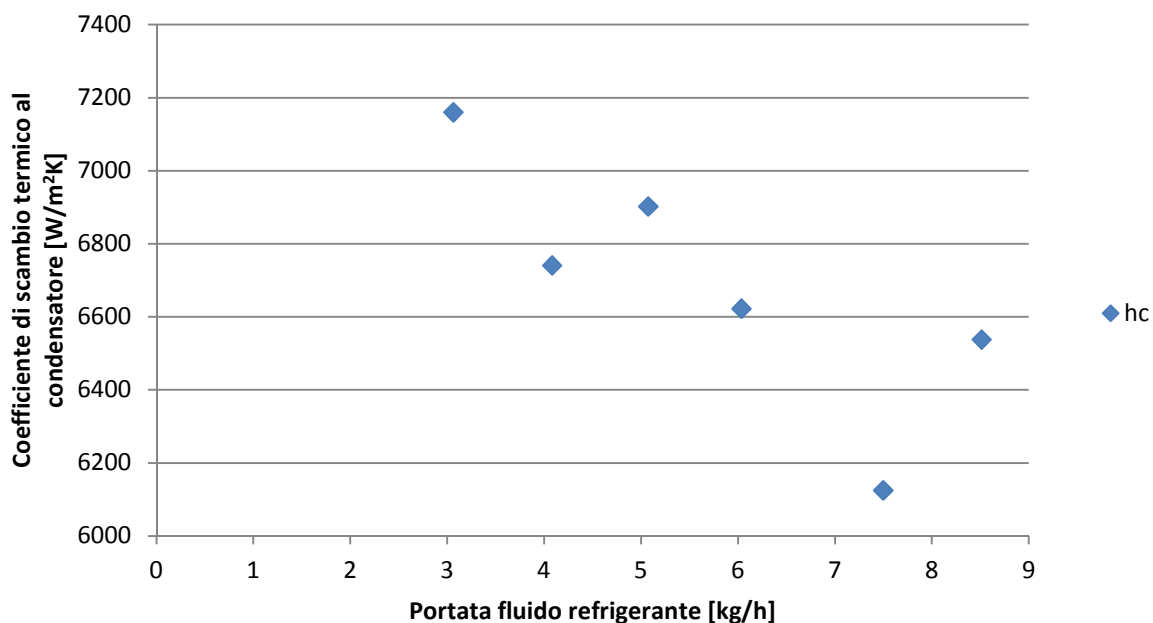


Fig. 3.33 – Coefficiente di scambio termico al condensatore in funzione della portata di fluido refrigerante.

Infine la resistenza termica totale dell'heat pipe non varia di molto al crescere della portata di fluido refrigerante mostrando semplicemente un lieve aumento da un minimo di 1.081 °C/W in corrispondenza della portata di 3.0 kg/h ad un massimo di 1.257 °C/W per la portata di 7.5 kg/h (Fig. 3.34).

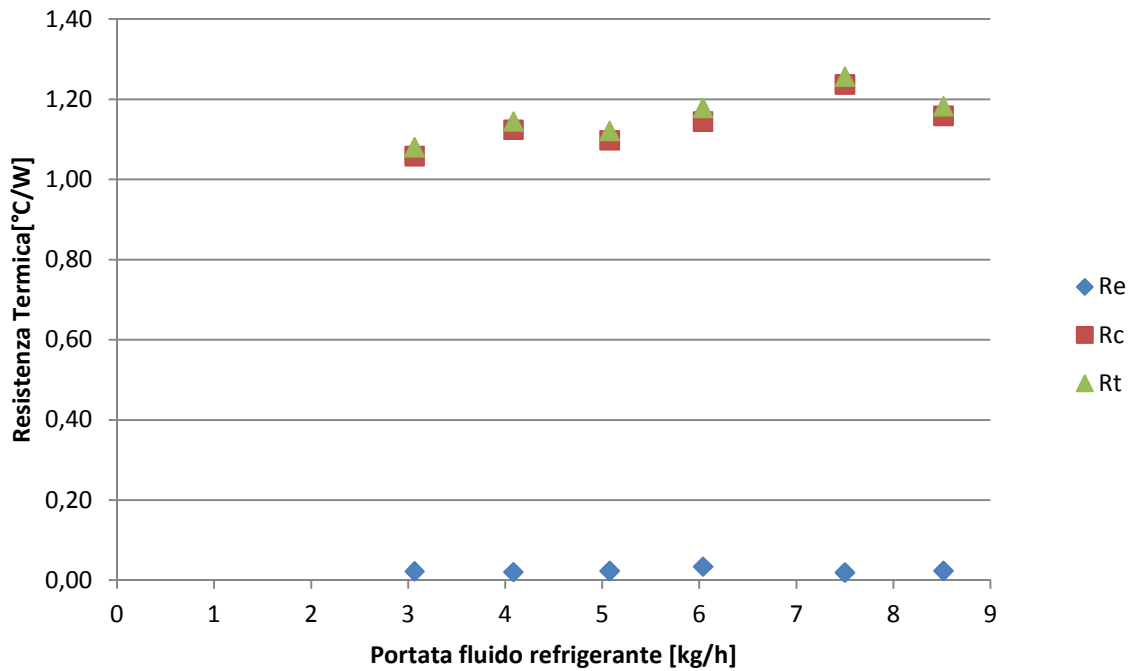


Fig. 3.34 – Resistenze termiche all'evaporatore, al condensatore e totale.

# CAPITOLO 4

## CORRELAZIONI PER LA PREVISIONE DELLO SCAMBIO TERMICO

### 4.1. Evaporatore

Il trasferimento di calore all'interno dell'heat pipe dipende dal complesso processo di cambiamento di fase che si verifica nelle regioni dell'evaporatore e del condensatore, che può essere inoltre complicato ulteriormente dal flusso in controcorrente della fase liquida e di quella di vapore.

La sezione dell'evaporatore risulta la parte più complessa e meno compresa dell'heat pipe poiché in essa si sommano gli effetti dovuti all'ebollizione del bagno liquido (*pool boiling*) nella regione più bassa con quelli della convezione laminare o dell'ebollizione del film liquido continuo lungo le pareti. Questi fenomeni dipendono fortemente da una serie di parametri quali il grado di riempimento, l'angolo di inclinazione, i flussi termici, etc. Per tale motivo non è facile predire il valore del coefficiente di scambio termico mediante delle formule semplici. Generalmente si procede applicando delle correlazioni di natura empirica o semi-empirica.

Nel caso in cui il fenomeno dominante nell'evaporatore sia quello dell'ebollizione nucleata del bagno di liquido, alcune correlazioni come quella di Imura [13], Rohsenow [14], Kutateladze [35] e Shiraishi [36] vengono generalmente utilizzate con buona approssimazione dei dati sperimentali. Nel film liquido invece, il trasferimento di calore può essere significativamente più alto di quello nella regione del bagno liquido e dipende dalla modalità di trasferimento che può essere quella della convezione naturale per flussi termici relativamente bassi o dell'ebollizione nucleata per flussi termici elevati. Nel caso di flussi termici relativamente bassi studi precedenti suggeriscono l'applicazione di una estensione della teoria sulla caduta del film liquido di Nusselt o delle sue semplici modifiche [37, 38]. Per grandi flussi

termici, quando si assiste all'ebollizione nucleata nel film liquido, El-Genk e Saber [37] hanno sviluppato una correlazione che predice valori dei coefficienti di scambio termico maggiori di un ordine di grandezza di quelli predetti dalla correlazione per il pool boiling di Kutateladze [35].

Infine nel caso di ebollizione in tubi con diametro interno relativamente piccolo, dove gli effetti di confinamento influenzano il trasferimento di calore, Chowdhury et al. [38] hanno sviluppato delle correlazioni per heat pipe contenenti acqua, etanolo e R113.

Nonostante i vari studi sperimentali fatti per prevedere il comportamento termico di un heat pipe, non esiste una correlazione o un set di correlazioni che sia in genere sufficiente per predire il coefficiente di scambio termico all'evaporatore in un generico termosifone. Generalmente, nella pratica, si procede scegliendo una o più correlazioni da comparare con i dati sperimentali. La correlazione migliore risulta poi quella che meglio approssima i valori dei coefficienti di scambio termico e le condizioni idrodinamiche riscontrate nella prova sperimentale.

Le correlazioni utilizzate per predire il valore del coefficiente di scambio termico all'evaporatore sono analizzate di seguito.

➤ *Correlazione di Imura et al.* [13]

Come già anticipato, questa correlazione è spesso impiegata in quei casi in cui il pool boiling rappresenta il meccanismo dominante per il trasferimento di calore nell'evaporatore. La correlazione sviluppata da Imura et al. [29] per predire il coefficiente di scambio termico medio all'evaporatore è la seguente:

$$h_e = 0.32 \left( \frac{\rho_l^{0.65} k_l^{0.3} c_{p,l}^{0.7} g^{0.2}}{\rho_v^{0.25} h_{lv}^{0.4} \mu_l^{0.1}} \right) \left( \frac{p_{sat}}{p_{atm}} \right)^{0.3} q^{0.4}$$

che risulta funzione delle proprietà termodinamiche del liquido e del vapore all'interno dell'heat pipe, i cui valori sono stati calcolati a partire dai dati noti di pressione e temperatura mediante le "IF-97 Steam tables".

➤ *Correlazione di Rohsenow* [14]

Nel 1962, Rohsenow ha pubblicato il seguente modello per l'ebollizione nucleata:

$$\frac{q}{\mu_l h_{lv}} \left[ \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right] = \left( \frac{1}{C_{sf}} \right)^{1/r} Pr_l^{-s/r} \left[ \frac{c_{p,l}(T_{ev} - T_v)}{h_{lv}} \right]^{1/r}$$

dove  $r = 0.33$ ,  $s = 1.7$  e  $C_{sf}$  è una costante sperimentale che dipende dalla superficie attraverso la quale avviene lo scambio termico e il fluido di riempimento.

Tenendo conto dell'espressione

$$q = h_e(T_{ev} - T_v)$$

e sostituendo nella prima l'espressione di  $q$  si giunge, dopo aver riordinato i termini, alla seguente espressione di  $h_e$ :

$$h_e = \left( \frac{q}{h_{lv}} \right)^{0.67} \left[ \mu_l / \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \right]^{0.33} \frac{c_{p,l}}{C_{sf}} \frac{1}{Pr^{1.7}}$$

Il valore della costante  $C_{sf}$  non è univocamente definito in letteratura ed è variabile all'interno di un range piuttosto ampio (0.0009~0.019) secondo i riferimenti noti in letteratura. A tale proposito un lavoro di notevole interesse è stato svolto da Piro [39] che ha individuato personalmente e raccolto da precedenti studi i valori della costante  $C_{sf}$  per una vasta tipologia di accoppiamenti superficie/fluido.

Poiché i test condotti sugli heat pipes oggetti della presente trattazione non presentano dati analoghi in letteratura, si è cercato di individuare il valore opportuno della costante  $C_{sf}$  che minimizzi il Root Mean Square error.



Tale procedura ha condotto ad un valore di  $C_{sf} = 0.0063$  che, ad eccezione della prova effettuata a 70 W per il tubo con riempimento pari a 20g (per cui si rileva un errore relativo del 397%), permette di ottenere un RMS error pari al 22.8%.

➤ *Correlazione di Shiraishi et al. [36]*

Shiraishi, nel suo lavoro di investigazione sul comportamento termico di un termosifone, tiene conto di come il processo di trasferimento di calore nell'evaporatore è dovuto ad un meccanismo di trasferimento di calore sia nel bagno liquido che nel film liquido che ritorna dalla sezione del condensatore.

Per quanto riguarda il processo di scambio di calore nel bagno liquido, questo viene generalmente considerato coincidente con quello dell'ebollizione nucleata. Tuttavia il fenomeno dell'ebollizione del bagno liquido in un termosifone risulta in parte differente in quanto avviene in ambiente chiuso e il moto delle bolle di vapore all'interno del bagno liquido ha effetti rilevanti sul processo di trasferimento del calore. Di conseguenza uno studio puramente teorico dello studio dell'ebollizione all'interno dell'evaporatore non è possibile a causa della complessità del processo. E' necessario quindi ottenere empiricamente il coefficiente di scambio termico nel caso di ebollizione nucleata. Shiraishi per ottenere la sua correlazione parte dalla considerazione che l'ebollizione in un termosifone chiuso bifase può essere considerata, dal punto di vista del processo di scambio termico, simile all'ebollizione che si verifica in un termosifone aperto ad eccezione di una differente pressione operativa. Nel termosifone bifase l'ebollizione si verifica per valori ridotti della pressione contrariamente a quanto avviene nel termosifone aperto in cui la pressione è pari a quella atmosferica. Si assume quindi come il coefficiente di scambio termico per pool boiling nell'evaporatore ( $h_p$ ) in un termosifone chiuso sia proporzionale allo stesso valutato per un termosifone aperto:

$$h_p(\text{chiuso}) \propto h_p(\text{aperto}) \cdot \left(\frac{p}{p_{atm}}\right)^n$$

dove  $p$  è chiaramente il valore della pressione all'interno dell'heat pipe.

Dal confronto con i dati sperimentali in suo possesso, ottenuti per tre diversi tipi di fluido (acqua, etanolo, R113), Shiraishi et al. hanno sviluppato la seguente correlazione:

$$h_p = 0.32 \left( \frac{\rho_l^{0.65} k_l^{0.3} c_{p,l}^{0.7} g^{0.2}}{\rho_v^{0.25} h_{lv}^{0.4} \mu_l^{0.1}} \right) \left( \frac{p_{sat}}{p_{atm}} \right)^{0.23} q^{0.4}$$

che è chiaramente la stessa ricavata da Imura [13] ma con un esponente diverso del rapporto delle pressioni.

Se si considera invece il meccanismo di scambio termico nel film liquido, è opportuno ricordare che il processo di discesa del film lungo le pareti fino all'evaporatore è ancora in parte sconosciuto. A tale proposito, nel capitolo 2 si è fatto riferimento allo studio di Andros e Florschuetz [28] che hanno individuato quattro diversi regimi di flusso. Per flussi termici all'evaporatore relativamente bassi, per i quali si osserva un film liquido continuo, i dati sperimentali sono solitamente bene approssimati da un modello di evaporazione del film laminare che è essenzialmente l'inverso della teoria della condensazione di Nusselt [40]:

$$h_f \frac{(v^2/g)^{1/3}}{k} = (4/3)^{1/3} Re_f^{-1/3}$$

dove  $Re_f = \frac{4xq_e}{h_{lv}\mu}$  ( $x$  è la distanza lungo la parete dalla estremità inferiore).

Per flussi termici elevati, a causa dell'ebollizione nucleata che si osserva nei rivoletti e della presenza di una miscela bifase nella regione del film liquido, risulta difficile sviluppare un modello matematico valido che descriva un meccanismo così complesso. Tuttavia alcuni studi hanno mostrato che, per flussi termici maggiori di  $1.1 \cdot 10^4 \text{ W/m}^2$ , i valori sperimentali del coefficiente di scambio termico all'evaporatore sono ben approssimati da un'equazione avente la stessa forma di

quella di Shiraishi. Quest'ultima espressione sarà quindi utilizzata anche per ottenere un valore approssimato dei coefficienti di scambio termico nel film liquido all'evaporatore nel caso di elevati flussi termici ( $h_f = h_p$ ).

Riassumendo, Shiraishi propone per lo scambio termico nel film liquido le seguenti espressioni:

$$h_f \frac{(v^2/g)^{1/3}}{k} = (4/3)^{1/3} Re_f^{-1/3} \quad q_e < q_e^*$$

$$h_f = h_p \quad q_e \geq q_e^*$$

in cui il valore di  $q_e^*$  si ricava risolvendo l'uguaglianza delle due suddette espressioni.

I valori rilevati sperimentalmente del coefficiente di scambio termico all'evaporatore risultano generalmente inferiori a quelli predetti sia nel caso si consideri lo scambio termico dovuto al meccanismo del pool boiling sia nel caso di scambio termico attraverso il film liquido (per ). I dati predetti dalla correlazione dello scambio termico nel film sono sensibilmente più grandi di quelli rilevati sperimentalmente, per cui si può intuire come il meccanismo di scambio termico nel film sia trascurabile, per le prove effettuate durante la campagna sperimentale, rispetto a quello del pool boiling. Per tale motivo si diagrammeranno solo i dati predetti di  $h_e = h_p$  che mostrano una buona approssimazione per valori della potenza fornita attorno ai 120 W.

Volendo ottenere un accordo più ragionevole fra dati sperimentali e predetti si potrebbe pensare di sviluppare una correlazione che tenga conto di entrambi i meccanismi di scambio a partire da una opportuna combinazione lineare delle equazioni proposte da Shiraishi per lo scambio attraverso il pool boiling e il film liquido.

➤ *Correlazione di Kutateladze [35]*

Mentre le correlazioni precedenti di Imura [13] e Shiraishi [36] sono state sviluppate appositamente per l'ebollizione nei termosifoni, la correlazione di Kutateladze è stata

sviluppata per un generico fenomeno di pool boiling su una superficie orizzontale. Tuttavia tale correlazione può essere applicata anche ad altri sistemi in cui si manifesta l'ebollizione nucleata del bagno liquido, quale ad esempio l'heat pipe in esame, poiché dagli studi presenti in letteratura si evince come il coefficiente di scambio termico di ebollizione dipenda prevalentemente dal comportamento del flusso nel micro-strato adiacente alla superficie di trasferimento di calore e non dalla velocità del fluido, dalla geometria e dalla orientazione della superficie.

Per determinare l'espressione che possa predire il valore del coefficiente di scambio termico per il processo di ebollizione, Kutateladze ha seguito il seguente approccio: ha utilizzato valori dei coefficienti e delle potenze dei numeri adimensionali presenti nella correlazione costanti per una grande varietà di fluidi e diverse condizioni di ebollizione. Il grande vantaggio di questo approccio è quello di ottenere delle correlazioni con un grande intervallo di applicabilità, senza tener conto del tipo di fluido e della superficie su cui avviene l'ebollizione. Tuttavia ciò comporta una ridotta accuratezza dei dati predetti. L'approccio di Kutateladze è perciò differente da quello utilizzato da Rohsenow che ha utilizzato coefficienti della correlazione variabili a seconda della combinazione fluido-superficie o valori delle potenze (solitamente l'esponente del numero di Prandtl) che dipendono dal tipo di fluido.

La correlazione di Kutateladze per predire il coefficiente di scambio termico applicata all'evaporatore dell'heat pipe oggetto di studio è la seguente:

$$h_e = 0.44 \left( \frac{k_l}{L_b} \right) \left( \frac{1 \times 10^{-4} q_p}{g h_{lv} \rho_v \mu_l} \frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} \right)^{0.7} Pr_l^{0.35}$$

dove  $L_b = \left[ \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2}$  è una dimensione caratteristica per il pool boiling, nota come costante di Laplace.

➤ *Correlazione di Labuntsov* [41]

Analogamente alla correlazione di Kutateladze, Labuntsov ha sviluppato la propria correlazione mantenendo costanti i valori dei coefficienti e delle potenze dei numeri

adimensionali per una grande varietà di liquidi e condizioni di ebollizione. Il valore del coefficiente di scambio termico predetto è riferito alla sola ebollizione nucleata del bagno liquido, trascurando quindi il fenomeno di ebollizione del film che solitamente si riscontra nell'evaporatore dell'heat pipe:

$$h_e = 0.075 \left[ 1 + 10 \left( \frac{\rho_v}{\rho_l - \rho_v} \right)^{0.67} \right] \left( \frac{k_l^2}{v_l \sigma (T_{sat} + 273.15)} \right)^{0.33} q^{0.67}$$

➤ *Correlazione di Chowdhury et al.* [38]

Prima di illustrare la correlazione sviluppata da Chowdhury et al. [38] è necessario fare alcune considerazioni circa l'heat pipe oggetto di studio. Nel capitolo 2, riassumendo velocemente la grande varietà di studi sperimentali realizzati su questo dispositivo, si è già accennato al fatto che gli heat pipe utilizzati per la presente campagna sperimentale presentano un diametro piccolo rispetto a quelli discussi in letteratura. La dimensione del diametro del tubo riveste un ruolo importante in quanto influenza il moto delle bolle di vapore e di conseguenza il fenomeno di ebollizione e l'intero funzionamento dell'heat pipe.

La condizione per cui il termosifone può essere considerato piccolo è che il diametro iniziale della bolla di vapore sia pari o più grande del raggio del tubo:

$$\frac{d_d}{(D_i/2)} \sim 1$$

Se si verifica tale condizione ci si può aspettare che eventuali bolle che si formano in zone diametralmente opposte possano influenzare l'una il comportamento dell'altra e di conseguenza il trasferimento di calore.

Il diametro iniziale della bolla (*departure diameter*) può essere grossomodo stimato dalla seguente espressione:

$$d_d = 0.0204 L_b \beta$$

dove  $L_b = \left[ \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2}$  è la dimensione caratteristica per il pool boiling e l'angolo di contatto per l'acqua  $\beta$  è stato assunto pari a  $45^\circ$  come prescritto in letteratura. Per l'intervallo testato delle condizioni dell'acqua, il diametro iniziale delle bolle varia in un range di 1.95 ~ 2.27 mm tale per cui, nel presente studio, il termosifone può essere considerato piccolo.

La correlazione di Chowdhury è stata sviluppata appositamente per predire il coefficiente di scambio termico all'evaporatore in un termosifone di diametro piccolo in cui gli effetti di confinamento dovuto alle pareti non sono trascurabili:

$$h_e = 11.43(Re_b)^{0.72}(Pr_l)^{0.42} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{d_d}{D_i} \right) \left( \frac{k_l}{d_d} \right)$$

dove  $Re_b = qd_d / (\rho_v h_{lv} v_l)$  è il numero di Reynolds definito per la bolla.

La suddetta correlazione è stata sviluppata per un termosifone verticale di diametro interno pari a 2.8 mm, quindi molto più piccolo di quello dei nostri heat pipes in prova, riempito con fluidi quali acqua, etanolo e Freon R113. Ulteriori differenze con il caso di studio oggetto delle presente trattazione sono dovute alle condizioni di pressione interna variabile in un range tra 0.06 e 0.97 bar, di gran lunga inferiori a quelle che si instaurano all'interno dell'heat pipe testato (fino ad una pressione massima di circa 15.5 bar valutata per il test a temperatura più elevata). Infine i valori dei flussi termici utilizzati nello studio sperimentale di Chowdhury per sviluppare la correlazione sono all'incirca più grandi di un ordine di grandezza.

Infine, per completezza, sono elencate di seguito ulteriori correlazioni che sono state testate con scarso successo per predire i valori sperimentali del coefficiente di scambio termico all'evaporatore ed i cui risultati non sono riportati in seguito.

➤ *Correlazione di Kruzhilin [42]*

Sviluppata per predire il valore del coefficiente di scambio tra una parete orizzontale e un liquido in ebollizione, essa ha la seguente espressione:

$$h_e = 0.882 \left( \frac{k_l}{L_b} \right) \left[ \frac{h_{lv} q}{g(T_{sat} + 273.15) k_l \rho_l - \rho_v} \frac{\rho_l}{\rho_l} \right]^{0.7} \cdot \left[ \frac{(T_{sat} + 273.15) c_{p,l} \sigma \rho_l}{h_{lv}^2 \rho_v^2 L_b} \right]^{0.33} Pr_l^{-0.45}$$

➤ *Correlazione di Stephan & Abdelsalam [43]*

Il più generale set di correlazioni per quanto riguarda il fenomeno del pool boiling è stato sviluppato da Stephan e Abdelsalam a partire da un'analisi regressiva applicata a circa 5000 dati sperimentali al fine di generare diverse correlazioni per il coefficiente di scambio termico a seconda del tipo di fluido. Nel caso di fluido quale l'acqua, l'espressione proposta da Stephan e Abdelsalam in termini di numero di Nusselt è la seguente:

$$Nu = 0.246 \cdot 10^7 X_1^{0.673} X_4^{-1.58} X_3^{1.26} X_{13}^{5.22}$$

dove

$$X_1 = (q \cdot 0.146 \beta L_b) / (k_l T_{sat})$$

$$X_3 = (c_{p,l} T_{sat} (0.146 \beta L_b)^2) / (k_l / (\rho_l c_{p,l}))^2$$

$$X_4 = (h_{lv} (0.146 \beta L_b)^2) / (k_l / (\rho_l c_{p,l}))^2$$

$$X_{13} = (\rho_l - \rho_v) / \rho_v$$

ed è valida per  $10^{-04} \leq p/p_c \leq 0.886$  (pressione critica dell'acqua  $p_c=220.64$  bar), angolo di contatto  $\beta = 45^\circ$  e presenta un errore assoluto medio dell' 11.3% rispetto ai dati sperimentali a partire dalla quale è stata sviluppata.

Per facilitare l'applicazione pratica della suddetta equazione, Stephan e Abdelsalam hanno fornito anche una forma semplificata della stessa:

$$h = c_1 q^{0.673}$$

in cui il valore di  $c_1$  è fornito dai seguenti diagrammi in funzione della pressione (Fig. 4.1).

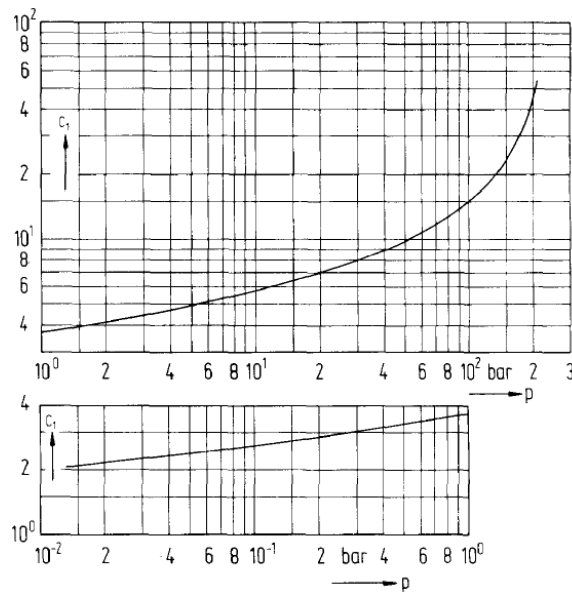


Fig. 4.1 – Valore della costante  $c_1$  in funzione della pressione.

➤ *Correlazione di El-Genk & Saber [37]*

La seguente correlazione è stata sviluppata tenendo conto dell'ebollizione nucleata nel film liquido che si verifica per alti flussi termici. Essa può essere espressa come rapporto del coefficiente di scambio predetto con il corrispondente valore predetto dalla correlazione di Kutateladze,  $h_{Ku}$ :

$$\frac{h_e}{h_{Ku}} = 1.662 \left[ \frac{\mu_l}{\left( \sigma g \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \right)^{0.5}} \right]^{-0.337}$$



Seppure i valori predetti di  $h_e$  abbiano un andamento molto simile a quelli rilevati sperimentalmente in funzione del grado di riempimento, della potenza fornita o della portata di refrigerante si ha uno scostamento fino ad un valore pari a 4. I valori sperimentali sono quindi sensibilmente sovrastimati e ciò può essere un'ulteriore conferma che, per le condizioni in cui sono stati effettuati i test del presente studio, non si verifichi l'ebollizione nucleata nel film.

I motivi per cui alcune di tali correlazioni approssimano male i dati non sono immediatamente individuabili. Gli errori di predizione potrebbero essere dovuti al tipo di fluido impiegato (l'acqua non è stato l'unico fluido termovettore impiegato per lo sviluppo delle correlazioni), alla morfologia della superficie scaldante, agli effetti di confinamento o ad altri effetti termoidraulici che non sono di facile individuazione senza delle opportune visualizzazioni del fenomeno.

Di seguito sono illustrati i valori sperimentali del coefficiente di scambio termico all'evaporatore a confronto con quelli predetti da alcune delle correlazioni risultate più ragionevolmente in accordo. I dati sperimentali sono quelli ottenuti dalle differenti serie di prove in cui si è andato a valutare rispettivamente il grado di riempimento, la potenza termica fornita e la portata di fluido refrigerante. Sono diagrammati inoltre i rapporti dei valori sperimentali di  $h_e$  con i corrispondenti valori predetti in funzione della grandezza variata nella campagna sperimentale (Figg. 4.2~4.5).

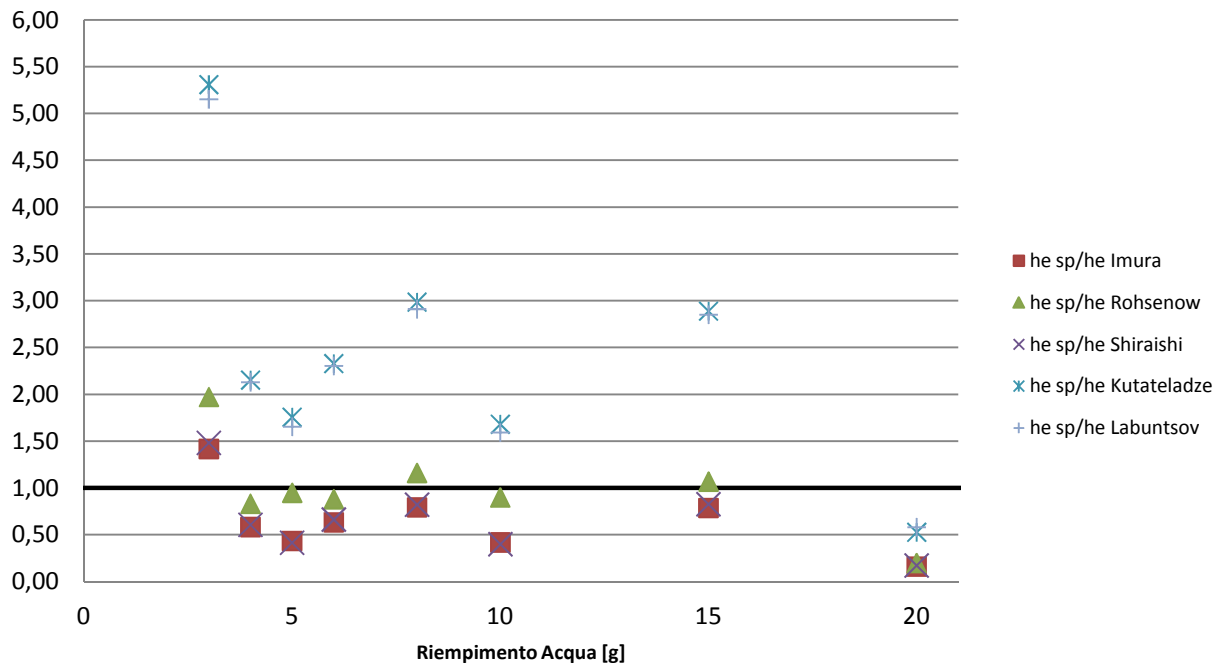


Fig. 4.2 – Rapporto tra valori sperimentali e quelli predetti corrispondenti di  $h_e$  in funzione del grado di riempimento.  $Q_{in}=70$  W.

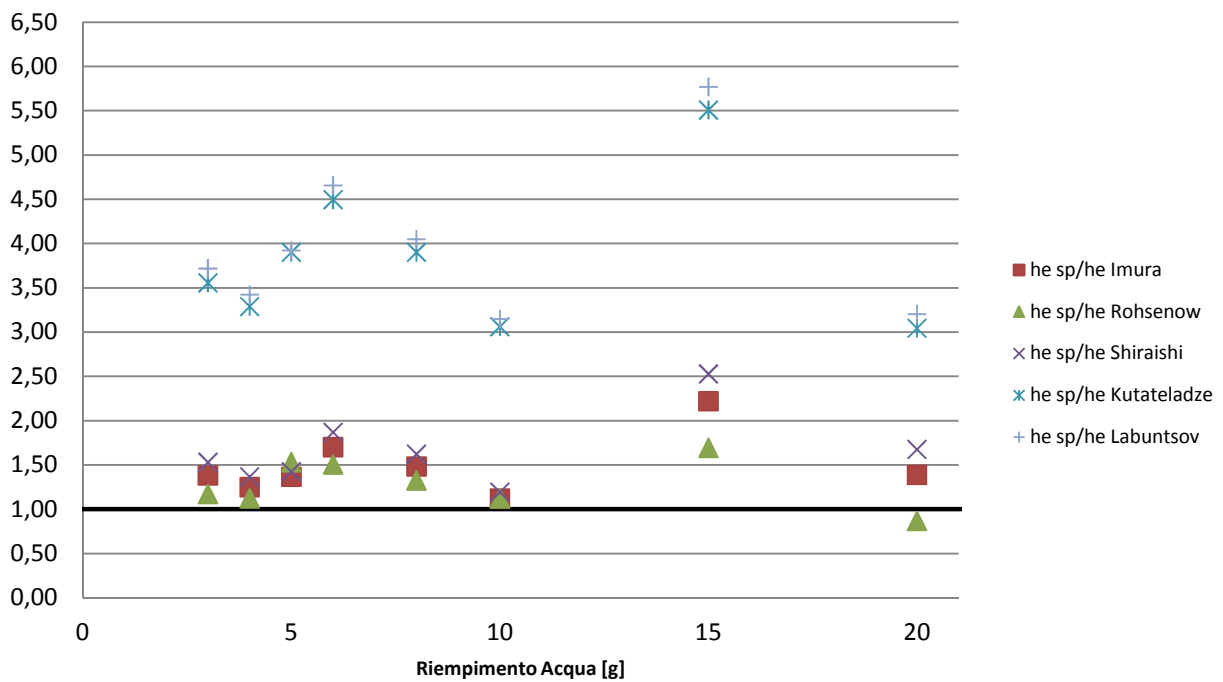


Fig. 4.3 – Rapporto tra valori sperimentali e quelli predetti corrispondenti di  $h_e$  in funzione del grado di riempimento.  $Q_{in}=155$  W.

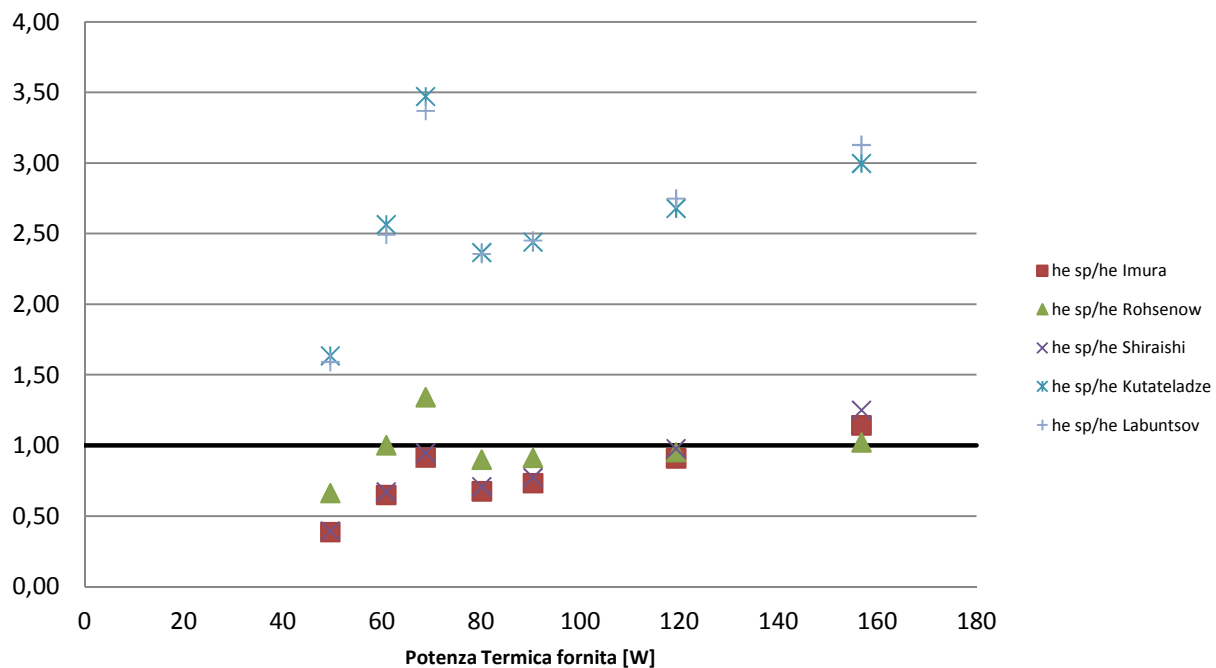


Fig. 4.4 – Rapporto tra valori sperimentali e quelli predetti corrispondenti di  $h_e$  in funzione della potenza termica fornita per un grado di riempimento di 8g.

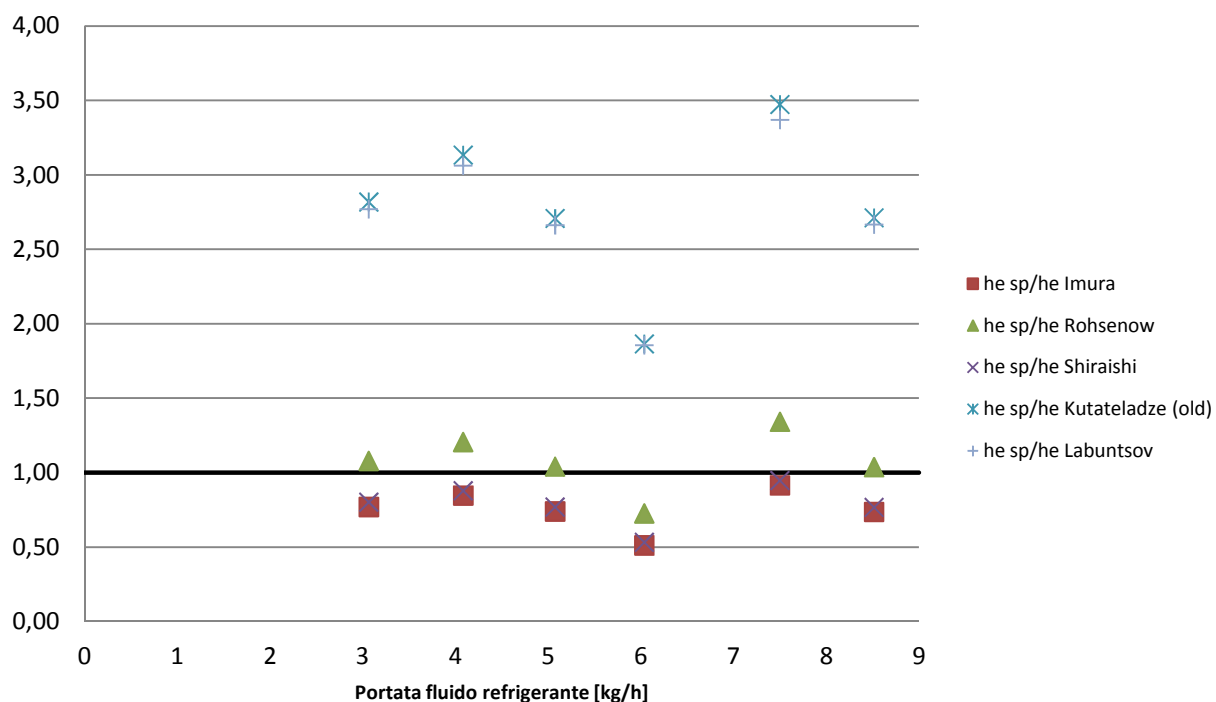


Fig. 4.5 – Rapporto tra valori sperimentali e quelli predetti corrispondenti di  $h_e$  in funzione della portata di fluido refrigerante per un grado di riempimento di 8g.

Relativamente allo scambio termico nell'evaporatore, si nota che le correlazioni che approssimano meglio i dati sperimentali sono quella di Rohsenow [14] con il coefficiente sperimentale  $C_{sf} = 0.0063$  (Fig. 4.6) e quella di Imura [13].

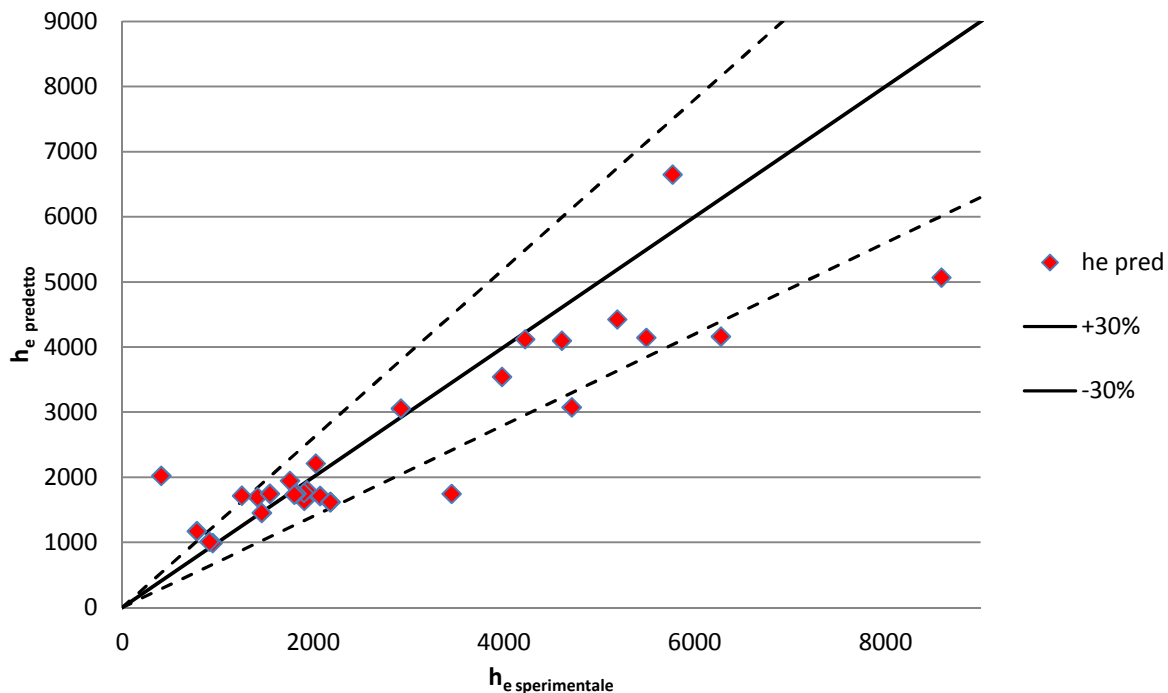


Fig. 4.6 – Confronto fra valori di  $h_e$  sperimentali e i corrispondenti valori predetti dalla correlazione di Rohsenow con  $C_{sf} = 0.0063$ .

La correlazione di Rohsenow, dopo aver valutato il valore più opportuno di  $C_{sf}$ , risulta in ragionevole accordo con i dati sperimentali specialmente nel caso delle prove effettuate per  $Q_{in}=70$  W e riempimento variabile fra 4 e 15 g (Fig. 4.2) e per la serie di prove a potenza variabile effettuata per il riempimento di 8 g (Fig. 4.4). Una buona approssimazione si ottiene anche al variare della portata di fluido refrigerante (Fig. 4.5). Tale correlazione mostra tuttavia alcuni scostamenti significativi rispetto ai dati sperimentali nel caso che l'analisi degli effetti del grado di riempimento venga effettuata per  $Q_{in}=155$  W.

La correlazione di Imura [13] tende invece a sovrastimare i dati sperimentali di  $h_e$  per valori della potenza fornita di 70 W e a sottostimarli nel caso di potenza fornita pari a 155 W (Fig. 4.2 – 4.3). Pur non essendo noto il campo di valori della potenza per cui tale correlazione è stata sviluppata, si può tuttavia ipotizzare che valori ragionevolmente in accordo con quelli sperimentali si possano ottenere per valori intermedi della potenza termica fornita indicativamente pari a 120 W. Tale ipotesi è rafforzata dalla buona stima del coefficiente di scambio termico all'evaporatore che

si ottiene per la prova effettuata a 120 W per il tubo con grado di riempimento pari a 8 g (Fig. 4.4).

La correlazione di Shiraishi [36] mostra valori molto prossimi agli stessi predetti dalla correlazione di Imura [13]. Valgono per essa le stesse considerazioni precedentemente fatte per quest'ultima e quindi che stime ragionevoli possono essere ottenute per valori della potenza termica fornita prossimi ai 120 W.

I valori predetti dalle correlazioni di Kutateladze [35] e di Kruzhilin [42] tendono a sottostimare sensibilmente quelli rilevati sperimentalmente. Tuttavia tali scostamenti possono essere prevedibili se si pensa che tali correlazioni non sono state sviluppate per prevedere lo scambio termico nel fenomeno dell'ebollizione all'interno di un heat pipe bensì per una superficie orizzontale. Nonostante spesso risultino applicate in letteratura anche per lo studio dello scambio termico negli heat pipe wickless, gli effetti dell'angolo di inclinazione e le dimensioni del tubo sensibilmente diverse da quelle degli studi disponibili in letteratura, fanno sì che tali correlazioni non si possano applicare ai dati sperimentali ricavati dalla campagna sperimentale del presente studio.

## **4.2. Condensatore**

In letteratura sono presenti una grande varietà di studi sullo scambio termico durante la condensazione a film all'interno di un termosifone, alcuni dei quali tengono conto anche degli effetti dovuti al flusso di vapore in controcorrente rispetto al film liquido. Si è visto come il termosifone opera regolarmente solo nel momento in cui vi è l'asportazione di calore nella zona superiore che costituisce il condensatore. A seguito di una crescente differenza di temperatura tra il vapore saturo e la parete che risulta sottoraffreddata, su quest'ultima si assisterà alla formazione di gocce di liquido. Nel caso in cui il fluido abbia una buona bagnabilità, la parete risulterà dopo poco tempo ricoperta da un sottile film liquido che tenderà a fluire verso il basso a causa della gravità, ostacolato semplicemente dalla viscosità del fluido stesso. A seconda delle condizioni di funzionamento e dell'angolo d'inclinazione del tubo è

possibile individuare diversi regimi di flusso del film liquido. A tale proposito è utile definire innanzitutto il numero di Reynolds del film liquido:

$$Re_f = \frac{w_l \delta_l}{\nu_l} = \frac{Q}{(\pi D_i \mu_l h_{lv})} .$$

Nel caso in cui il tubo sia posizionato verticalmente, il flusso del film liquido risulta unidimensionale. Lo spessore e la velocità del film crescono fino a raggiungere un valore massimo in prossimità del tratto inferiore della zona di condensazione. Per valori approssimativi di  $Re_f < 5$  il moto del film risulta laminare con una interfaccia liquido-vapore liscia tale per cui lo scambio di calore avviene per pura conduzione termica attraverso il film.

Se il tubo risulta invece inclinato rispetto alla verticale, il flusso diviene bidimensionale caratterizzato da linee di flusso curvilinee.

Per valori di  $Re_f > 5$ , gli effetti della viscosità e della tensione superficiale non sono più sufficienti ad impedire la formazione di onde all'interfaccia liquido-vapore. In questa situazione, lo scambio termico risulta incrementato a seguito della riduzione dello spessore effettivo del film liquido tra le creste di due onde successive.

Se i valori dello spessore e della velocità del film continuano a crescere, o la viscosità tende a ridursi, si giunge alla condizione di moto turbolento in cui il meccanismo di trasferimento del calore è dovuto a processi turbolenti di scambio che sono molto più elevati di quello della semplice conduzione termica fra molecole.

Infine bisogna tener conto anche degli sforzi di taglio presenti all'interfaccia liquido-vapore che possono generare il già noto fenomeno di flooding. Per valori elevati degli sforzi di taglio, alcune particelle liquide vengono strappate via dal film liquido e trasportate verso la zona superiore del condensatore dal flusso di vapore per poi depositarsi nuovamente sulla superficie del film. Per velocità estremamente elevate del vapore, l'interfaccia liquido-vapore diviene talmente instabile da innescare il flooding, causando un'abbondanza di liquido nella zona superiore di condensazione e il conseguente rischio di prosciugare la sezione dell'evaporatore. A tale proposito

risulta utile un'equazione sviluppata da Imura et al. [44] per predire il valore di velocità del vapore,  $w_v = Q/(A_{cr}h_{lv}\rho_v)$ , oltre il quale si manifesta il flooding:

$$w_{flood} = 0.64 \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.13} \left[ \frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{0.25} .$$

In tutti i test effettuati nella presente campagna sperimentale non si è mai raggiunto tale valore limite per cui si può affermare che il fenomeno del flooding non si verifica. Le visualizzazioni del tratto del condensatore effettuate e delle quali si tratterà nel prossimo capitolo, confermano quanto detto.

A seconda dei regimi di flusso descritti e dell'inclinazione del tubo di calore, sono di seguito illustrate le correlazioni per lo scambio termico al condensatore più diffuse in letteratura.

➤ *Correlazione di Nusselt* [40]

Nell'ipotesi di vapore stagnante o comunque per velocità molto basse di quest'ultimo, il film liquido al condensatore risulta laminare ed è plausibile applicare la correlazione sviluppata da Nusselt per predire il coefficiente di scambio termico nel caso di condensazione a film su una parete verticale. Le condizioni al contorno imposte da Nusselt sono matematicamente semplici ma di difficile realizzazione pratica. Esso ipotizza che se gli sforzi di taglio all'interfaccia liquido-vapore sono trascurabili come anche il sottoraffreddamento del film liquido e se la differenza fra temperatura di saturazione e quella di parete è costante (per altre assunzioni si veda il riferimento bibliografico [40]), il coefficiente medio di scambio termico può essere ottenuto dalla seguente espressione:

$$h_c = 0.943 \left\{ \frac{\rho_l g k_l^3 (\rho_l - \rho_v) [h_{lv} + 0.68 c_{p,l} (T_v - T_{cond})]}{\mu_l L_{cond} (T_v - T_{cond})} \right\}^{1/4}$$

altrimenti espresso nella forma adimensionale in cui figura il cosiddetto numero di Nusselt modificato

$$Nu_c^* = \frac{h_c}{k_l} \left[ \frac{v_l^2}{g} \left( \frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} \right) \right]^{1/3} = 0.925 Re_f^{-1/3}$$

Buoni livelli di approssimazione si sono riscontrati per riempimenti medio-bassi degli heat pipes testati durante la campagna sperimentale e per la potenza termica fornita di riferimento pari a 155 W. La correlazione mostra errori crescenti al diminuire dei valori di potenza termica in gioco.

➤ *Correlazione di Hassan e Jakob [45]*

Sulla base delle stesse assunzioni di Nusselt, il trasferimento di calore per un tubo inclinato è stato analizzato per la prima volta da Hassan e Jakob che, nell'ipotesi di tubo infinitamente lungo, hanno sviluppato la seguente espressione del  $Nu^*$ :

$$Nu^* = 0.651 Re^{-1/3} \left[ \frac{D_i}{(L \sin \varphi)} \right]^{-1/3}$$

che, applicata ad un tubo di lunghezza finita, presenta un errore inferiore al 10% per valori di  $(\tan \varphi L/D_i) > 2.5$  (condizione soddisfatta nelle prove effettuate nella presente campagna sperimentale).

La correlazione di Hassan e Jacob può essere intesa come una generalizzazione di quella di Nusselt ed essere trasformata in una espressione avente la stessa forma di quest'ultima

$$Nu^* = 0.925 Re_\varphi^{-1/3}$$

introducendo un fattore d'inclinazione  $f_\varphi$  e che vada a modificare il numero di Reynolds del film:



$$Re_{\varphi} = Re_f f_{\varphi}$$

in cui

$$f_{\varphi} = 1$$

per tubi verticali ( $\varphi = 0$ ) e

$$f_{\varphi} = 2.87 \frac{D_i}{(L \sin \varphi)}$$

per tubi inclinati con  $\varphi > 10^\circ$  e rapporti  $L/D_i$  tipici dei termosifoni chiusi bifase.

➤ *Correlazioni di Uehara et al.* [46]

Se per il regime laminare del film è possibile con opportuni accorgimenti (si è vista la modifica ad opera di Hassan e Jakob per tener conto dell'inclinazione) utilizzare la teoria di Nusselt, nel caso di regime transitorio laminare-turbolento, in cui la presenza di onde sul film non è più trascurabile (), in letteratura si trova proposta la correlazione di Uehara et al. per il numero di Nusselt modificato:

$$Nu^* = 0.884 Re_{\varphi}^{-1/4} .$$

Gli stessi propongono per il regime turbolento ( $Re_{\varphi} > 1333 \cdot Pr_l^{-0.96}$ ) una differente espressione:

$$Nu^* = 0.044 Pr_l^{2/5} Re_{\varphi}^{1/6} .$$

Per le prove sperimentali effettuate nel presente studio i valori del  $Re_{\varphi}$  sono tali per cui il regime non è mai turbolento quindi la correlazione testata sarà solo quella valida per il regime transitorio.

Gli scostamenti dei valori sperimentali rispetto a quelli predetti sono legati spesso anche a incertezze legate alla misurazione. Spesso infatti, nelle pubblicazioni sperimentali, i dettagli circa le tecniche utilizzate per le misurazioni vengono omesse. Solitamente l'errore massimo durante la valutazione del coefficiente di scambio

termico durante la condensazione è legato a incertezze della misura di differenze di temperatura specialmente quando esse risultano molto piccole.

➤ *Correlazione di Gross* [47]

A partire dalla grande quantità di dati sperimentali in suo possesso, Gross ha sviluppato una propria correlazione per predire il numero di Nusselt modificato  $Nu^*$  utilizzando una opportuna combinazione lineare delle già note correlazioni di Hassan e Jakob [45] per il regime laminare del film e di Uehara [46] per il regime turbolento:

$$Nu^* = \left[ (f_p Nu_{HJ}^*)^2 + (Nu_{Ue}^*)^2 \right]^{1/2}$$

con

$$Nu_{HJ}^* = 0.925 Re_\varphi^{-1/3}$$

$$Nu_{Ue}^* = 0.044 Pr_l^{2/5} Re_\varphi^{1/6}$$

$$f_p = 1 / (1 - 0.63 p^{*3.3})$$

$$p^* = p / p_{cr}$$

La correlazione è tale per cui dovrebbe teoricamente riuscire ad approssimare bene i seguenti casi di studio:

- Per numeri di Reynolds molto piccoli e per valori di  $p^* < 0.3$  in cui il regime di flusso del film è laminare e l'interfaccia liquido-vapore è liscia. In questo caso la correlazione di Gross approssima quella di Hassan e Jakob.
- Per grandi numeri di Reynolds, il secondo termine dell'equazione di Gross risulta dominante e andrà ad approssimare il valore del  $Nu^*$  nel caso di regime turbolento.

- Per valori intermedi del numero di Reynolds, per un regime di flusso laminare-ondoso, la correlazione di Gross predice un coefficiente maggiore di quello predetto da Hassan e Jakob poiché tiene conto anche dell'effetto della presenza delle onde nel film e che risulta in ragionevole accordo con i dati presenti in letteratura.
- Lo spessore e la velocità del film sono mediamente più piccoli in un tubo inclinato rispetto ad uno verticale a parità di numero di Reynolds. La correlazione di Gross tiene conto anche dell'effetto dell'inclinazione utilizzando il numero di Reynolds modificato.
- Per valori della pressione interna molto elevati ( $0.4 < p^* < 1.0$ ) i dati presenti in letteratura mostrano un incremento del coefficiente di scambio termico di condensazione per valori crescenti della pressione a parità di numero di Reynolds. Questo incremento è causato da un'intensificazione della formazione di onde nel film, fenomeno influenzato dai valori della viscosità e della tensione superficiale che hanno un effetto smorzante. Questi ultimi effetti tendono a ridursi man mano che ci si avvicina al punto critico poiché la viscosità decresce raggiungendo un valore piccolo ma finito e la tensione superficiale raggiunge il valore zero allo stato critico. La correlazione di Gross, anche per elevati valori di pressione, si rivela capace di correlare circa il 50% dei dati sperimentali in suo possesso entro deviazioni del  $\pm 10\%$ , con pochi punti sperimentali al di fuori di una deviazione del  $\pm 30\%$ .

Nonostante la ricerca di correlazioni il più generali possibili e che tenessero conto di effetti sul meccanismo della condensazione non trascurabili quali l'inclinazione e il regime di flusso del vapore all'interno, non si sono individuate equazioni capaci di predire con ragionevolezza i valori del coefficiente di scambio termico al condensatore ricavati dalle varie prove sperimentali. Per tale motivo si è tentato di ricavare una correlazione empirica che approssimasse al meglio i dati sperimentali provenienti dalla campagna sperimentale effettuata.

➤ *Correlazione Proposta (Anelli)*

Partendo da un'equazione avente forma analoga alla correlazione in forma adimensionale per pareti verticali di Nusselt ( $Nu_c^* = A Re_f^B$ ), si è cercato il valore delle costanti  $A$  e  $B$  che minimizzasse il valore dell'RMS error fra dati sperimentali e predetti dalla stessa. L'equazione così trovata è la seguente:

$$Nu_c^* = 0.058 Re_f^{0.54}$$

dove, come precedentemente visto, il numero di Nusselt modificato è

$$Nu_c^* = \frac{h_c}{k_l} \left[ \frac{v_l^2}{g} \left( \frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} \right) \right]^{1/3} .$$

Esplicitando il coefficiente di scambio termico al condensatore, la correlazione empirica ottenuta è :

$$h_c = 0.058 Re_f^{0.54} k_l \left[ \frac{v_l^2}{g} \left( \frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} \right) \right]^{-1/3} .$$

Di seguito è mostrato l'accordo fra dati sperimentali e quelli predetti tramite tale correlazione (Fig. 4.7).

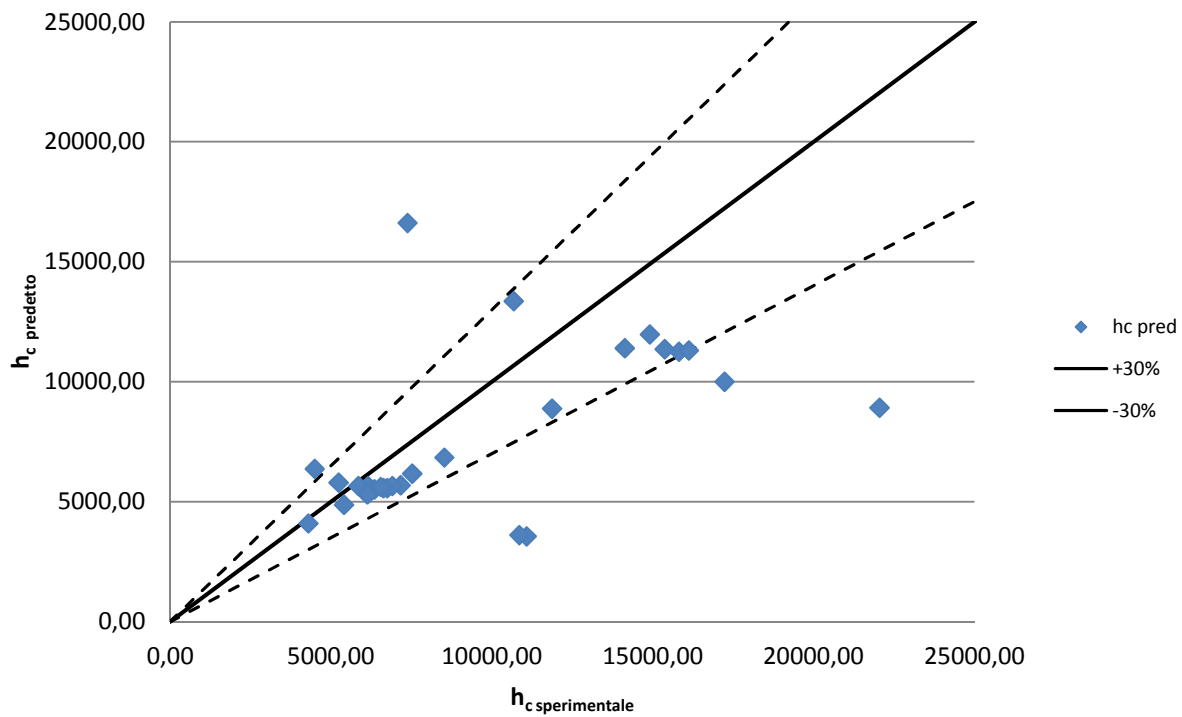


Fig. 4.7 - Confronto fra valori di  $h_c$  sperimentali e i corrispondenti valori predetti dalla correlazione proposta.

L'RMS error ottenuto utilizzando tale correlazione è pari al 36.04%. La correlazione predice dati ragionevoli all'interno di un intervallo dell'errore percentuale di  $\pm 30\%$  specialmente per valori bassi del coefficiente di scambio termico al condensatore; scostamenti maggiori si rilevano tuttavia in corrispondenza di prove effettuate con alcuni gradi di riempimento ( 5, 10 e 20 g).

Volendo migliorare tale correlazione sarebbe opportuno tenere conto dell'effetto che il grado di riempimento ha sul fenomeno della condensazione.

Il confronto fra valori sperimentali del coefficiente di scambio termico al condensatore e quelli predetti dalle correlazioni precedentemente descritte è illustrato nei diagrammi seguenti. I valori di  $h_c$ , siano essi sperimentali o predetti, sono stati diagrammati in funzione della grandezza caratteristica che si è andata a variare durante le differenti serie di prove sperimentali: il grado di riempimento, la potenza termica fornita e la portata di fluido refrigerante. Sono diagrammati inoltre i rapporti fra valori sperimentali e i corrispondenti valori predetti del coefficiente di scambio termico al condensatore in funzione delle grandezze sopracitate in modo da rendere

ancor più evidente il livello di accuratezza dei dati predetti dalle singole correlazioni (Figg. 4.8 - 4.11).

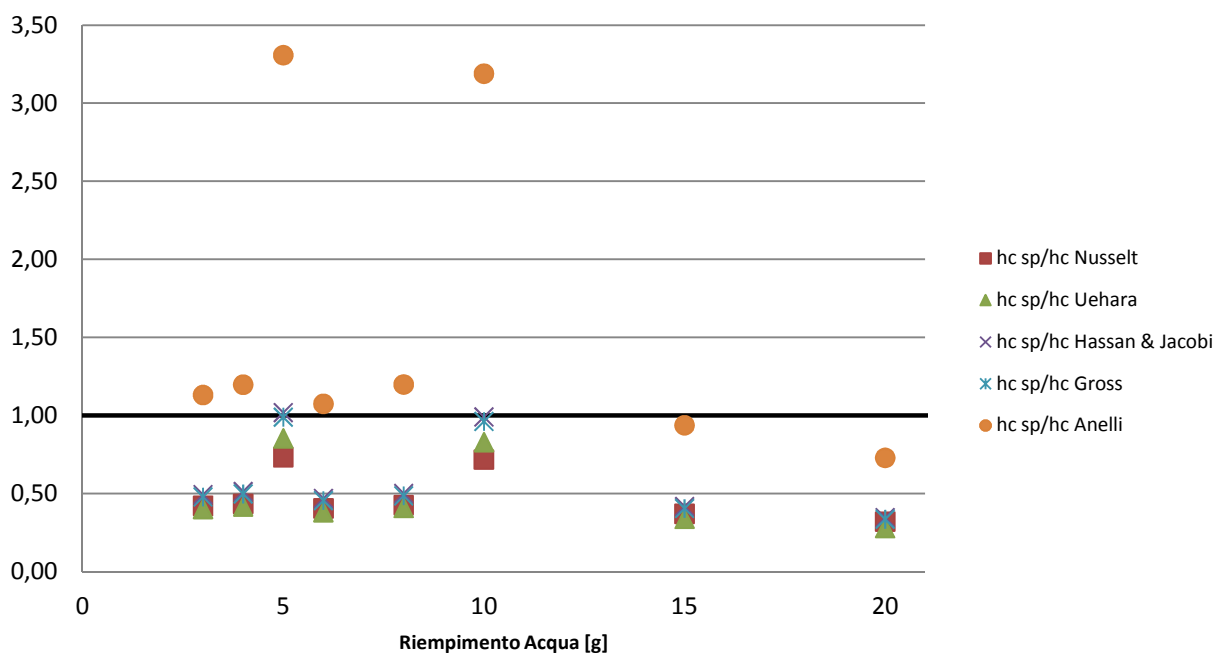


Fig. 4.8 – Rapporto tra valori sperimentali e quelli predetti corrispondenti di  $h_c$  in funzione del grado di riempimento.  $Q_{in}=70$  W.

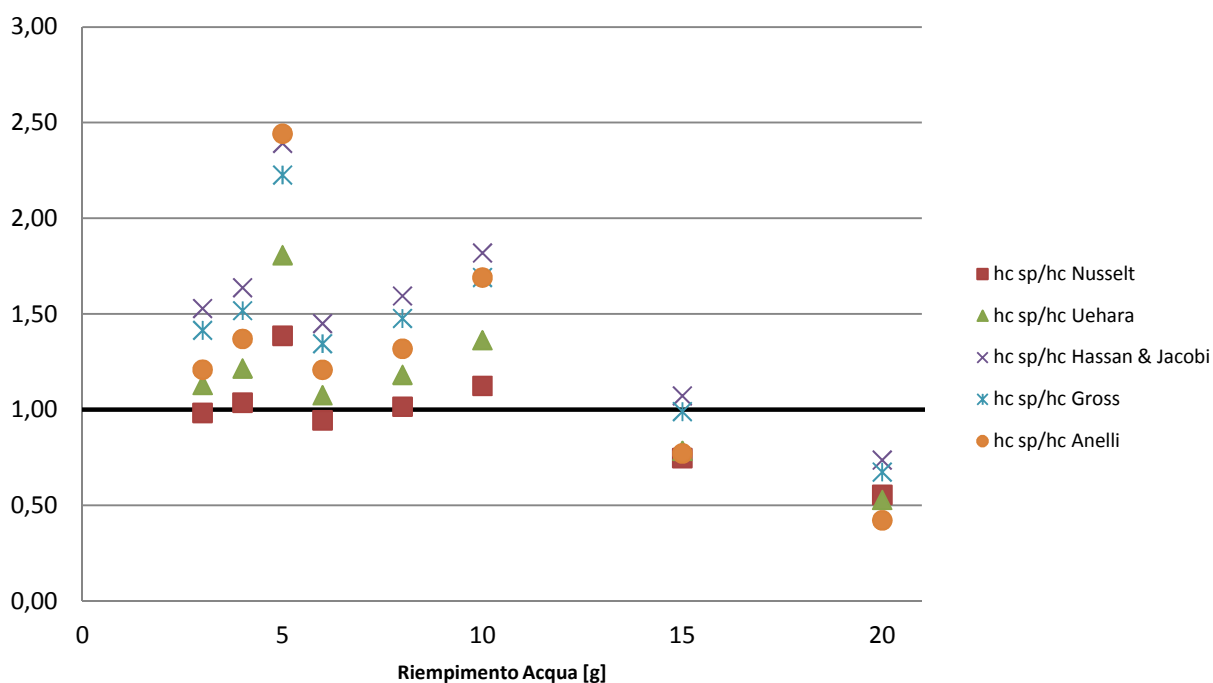


Fig. 4.9 – Rapporto tra valori sperimentali e quelli predetti corrispondenti di  $h_c$  in funzione del grado di riempimento.  $Q_{in}=155$  W.

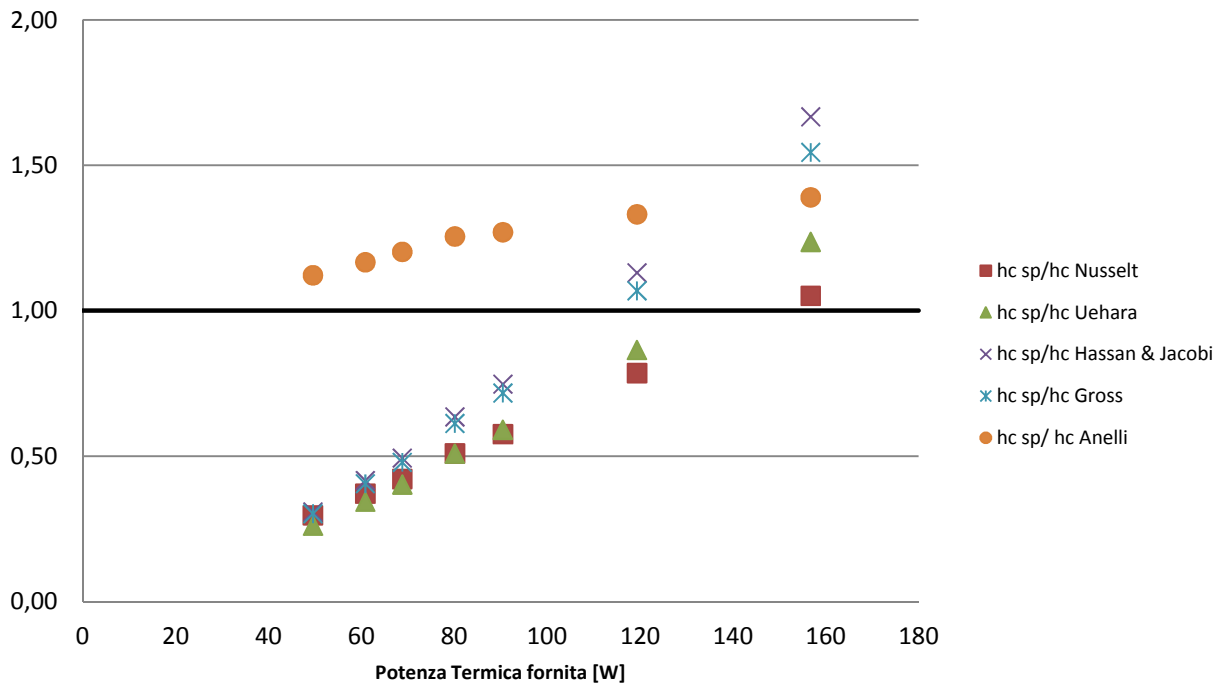


Fig. 4.10 – Rapporto tra valori sperimentali e quelli predetti corrispondenti di  $h_c$  in funzione della potenza termica fornita per un grado di riempimento di 8g.

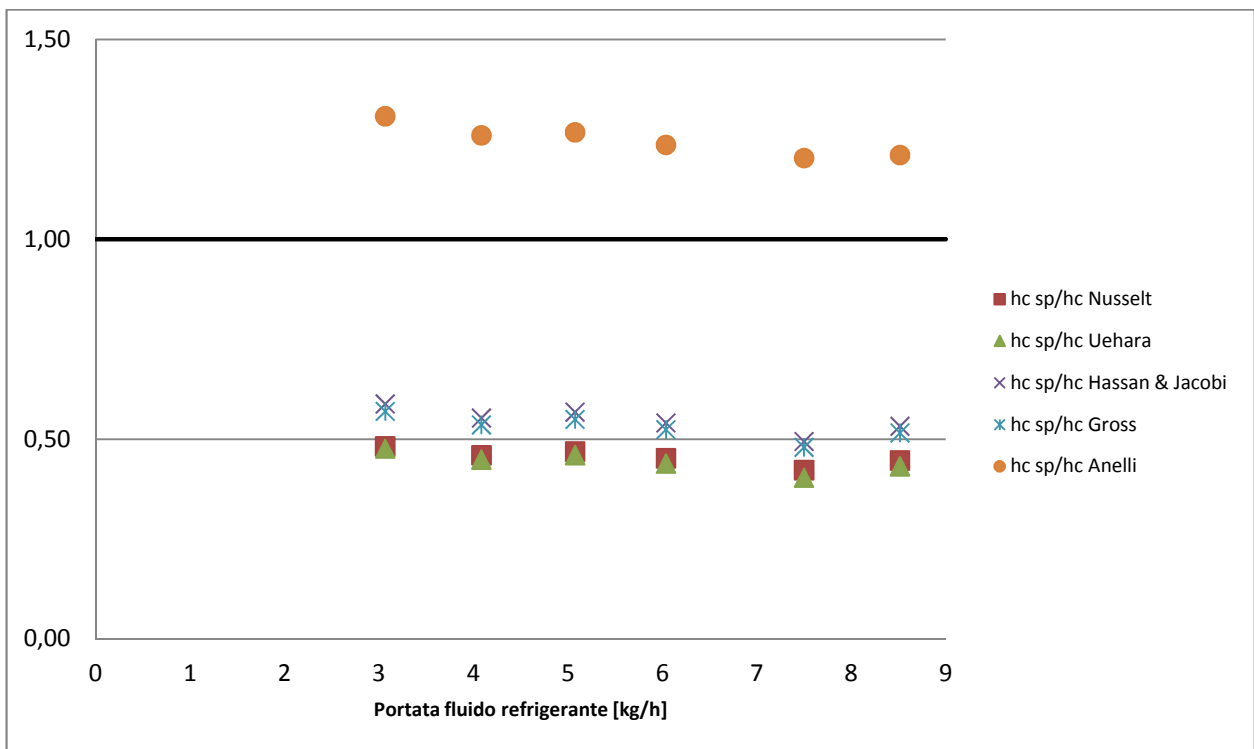


Fig. 4.11 – Rapporto tra valori sperimentali e quelli predetti corrispondenti di  $h_c$  in funzione della portata di fluido refrigerante per un grado di riempimento di 8g.

Come già anticipato in precedenza, le correlazioni presenti in letteratura per prevedere lo scambio termico al condensatore dell'heat pipe non sono risultate ragionevolmente valide.

Per le prove in cui è stato variato il grado di riempimento e potenza termica di riferimento pari a 70 W, i valori predetti sono risultati sensibilmente più elevati dei corrispondenti valori sperimentali (Fig. 4.8). Solo nel caso dei riempimenti con 5 e 10 g di fluido termovettore si è ottenuto un buon accordo fra i valori sperimentali dell'  $h_c$  e quelli predetti, risultando pressoché coincidenti nel caso si utilizzi la correlazione di Hassan e Jakob [45] o quella di Gross [47]. Tuttavia la stessa buona approssimazione ottenuta da queste due correlazioni non risulta nel caso che lo stesso effetto del riempimento venga valutato per la potenza termica fornita di 155 W (Fig. 4.9). Ciò impedisce quindi di generalizzare l'applicazione di queste correlazioni almeno limitatamente ai tubi con grado di riempimento pari a 5 e 10 g.

La correlazione empirica sviluppata nel presente lavoro approssima bene i dati sperimentali per tale serie di prove, tuttavia un forte errore predittivo si ha in corrispondenza dei riempimenti sopraccitati di 5 e 10 g. Tale discordanza rende necessario uno studio futuro più approfondito sui fenomeni che potrebbero verificarsi in questi due particolari riempimenti, i cui valori del coefficiente di scambio termico al condensatore risultano sensibilmente più elevati di quelli mediamente riscontrati.

Le prove sperimentali per lo studio dell'effetto del grado di riempimento eseguite a 155 W mostrano che le previsioni più accurate del coefficiente di scambio termico al condensatore si ottengono mediante la correlazione di Nusselt [40]. I valori predetti risultano ragionevolmente in accordo con quelli sperimentali ad eccezione del riempimento di 20 g in cui l'errore risulta non più trascurabile (Fig. 4.9). La correlazione proposta, pur minimizzando l'RMS error di tutte le prove effettuate, mostra per questa specifica serie di prove dei valori predetti meno accurati di quelli ottenuti tramite l'equazione di Nusselt. Tuttavia la correlazione permette di ottenere valori di  $h_c$  aventi un errore relativo rispetto ai corrispondenti valori sperimentali inferiore al 30% ad eccezione del riempimento di 5, 10 e 20 g.



Sempre in riferimento alle Figg. 4.8 - 4.9, buoni livelli di approssimazione sono stati ottenuti anche con la correlazione di Uehara [46] ad eccezione del tubo con 5 e 20 g di fluido e con le correlazioni di Hassan e Jakob [45] e Gross [47] per i riempimenti maggiori, 15 e 20 g.

Al variare del livello di potenza termica fornita le correlazioni presenti in letteratura predicono valori che si discostano notevolmente da quelli sperimentali e buone approssimazioni si ottengono solo per potenze nell'intervallo dei 120-150 W (Fig. 4.10). La correlazione empirica sviluppata nel presente lavoro approssima invece bene i valori e l'andamento del coefficiente di scambio termico al condensatore al variare della potenza termica fornita all'evaporatore dell'heat pipe. L'errore commesso usando tale correlazione va da un minimo del 4.4 % per il valore della potenza di 50 W ad un massimo del 29.8 % in corrispondenza del valore della potenza termica di riferimento pari a 155 W.

Infine, analizzando i dati ottenuti variando la sola portata di fluido refrigerante, si nota un andamento all'incirca costante dei valori di  $h_c$  sia sperimentali che predetti. Le correlazioni di Nusselt [40], di Uehara [46], di Hassan e Jakob [45] e di Gross [47] tendono a sovrastimare i valori sperimentali con errori approssimativamente del 50% (Fig. 4.1).

La correlazione proposta invece predice valori del coefficiente di scambio termico leggermente inferiori ma comunque in un range di errore relativo del 13.1 - 20.5%.

## CONCLUSIONI

Nel presente lavoro si è valutata l'influenza del grado di riempimento di fluido termovettore, del livello di potenza termica fornito e della portata di fluido refrigerante sulle prestazioni termiche di un heat pipe. A tale scopo, presso il laboratorio di Termofluidodinamica Applicata ai Sistemi Energetici del Centro di Ricerca ENEA di Casaccia (Roma), è stato progettato, realizzato e messo a punto un impianto sperimentale di prova denominato TOSCA (Thermalfluid-dynamics Of Solar Cooling Apparatus) per lo studio dello scambio termico in un wickless heat pipe.

Particolare attenzione si è dedicata ai valori raggiunti dalle temperature di parete e dal fluido refrigerante.

Grazie alle prove sperimentali condotte è stato possibile valutare i valori dei coefficienti di scambio termico e della resistenza termica totale di tale dispositivo in funzione dei parametri variati.

Diverse correlazioni sono state usate per predire i valori del coefficiente di scambio termico, rendendo tuttavia necessario la ricerca di un modello predittivo empirico che ben stimi i dati sperimentali ottenuti. In riferimento all'evaporatore, le predizioni più accurate del coefficiente di scambio termico si sono ottenute con la correlazione di Rohsenow [14], che ha permesso di ottenere un RMS pari al 22.8 %.

Le stime del coefficiente di scambio termico al condensatore ottenute dalle correlazioni presenti in letteratura non sono state soddisfacenti se non per alcuni livelli di potenza termica e grado di riempimento. Partendo dai dati sperimentali in possesso, è stata sviluppata una correlazione empirica capace di stimare i valori del coefficiente di scambio termico al condensatore per tutte le prove effettuate con un RMS del 36.04 %.

## Bibliografia

- [1] H. Nguyen-Chi, M. Groll, Th. Dang-Van, Experimental investigation of closed two-phase thermosyphons. AIAA 14th Thermophysics Conference, Orlando, Florida, June 4–6, 1979, 239–246.
- [2] H. Li, A. Akbarzadeh, P. Johnson, The thermal characteristics of a closed two-phase thermosyphon at low temperature difference, *Heat Recovery Systems & CHP* 11 (6) 1991, 533–540.
- [3] R. Park R, Y. Lee, Two-phase closed thermosyphons with two fluid mixture, in: *Proceedings of 8th International Heat Pipe Conference, Beijing, China*, vol. 2, 1992, 220–225.
- [4] M. Shiraishi, Y. Kim, M. Murakami, P. Terdtoon, A correlation for the critical heat transfer rate in an inclined two-phase closed thermosyphon, in: *Proceedings of 5th International Heat Pipe Symposium, Melbourne, 1996*.
- [5] P. Terdtoon S. Ritthidej, M. Shiraishi, Effect of aspect ratio and Bond number on heat transfer characteristics of an inclined two-phase closed thermosyphon at normal operating condition, in: *Proceedings of 5th International Heat Pipe Symposium, Melbourne, 1996*.
- [6] P. Terdtoon, N. Waowaew, P. Tantakom, Internal flow patterns of an inclined, closed two-phase thermosyphon at critical state: case study 1, effect of aspect ratio, *Experimental Heat Transfer* (1999) 347–358.
- [7] P. Terdtoon, N. Waowaew, P. Tantakom, Internal flow patterns of an inclined, closed two-phase thermosyphon at critical state: case study 2, effect of Bond number, *Experimental Heat Transfer* (1999) 359–373.
- [8] S. Nitipong, P. Terdtoon, P. Tantakom, A. Polchai, A performance limit model of an inclined two-phase closed thermosyphon, *Proceedings of 6th International Heat Pipe Symposium, Chiang Mia, 2000*, 258–268.

- [9] M.A. Shalaby, F.F. Araid, G.I. Sultan, M.M. Awad, Heat transfer performance of a two-phase closed thermosyphons, in: Proceedings of 6th International Heat Pipe Symposium, Chiang Mia, 2000, 269–278.
- [10] S.H. Hong, C.J. Kim, Y.J. Park, H.K. Kang, An experimental study on the heat transfer characteristics of a FC-72 thermosyphon, 12th International Heat Pipe Conference, Moscow, 2002, 308–314.
- [11] S.E. Han et al., Investigation of boiling heat transfer characteristics of a Two-Phase Closed Thermosyphons with Internal Micro Grooves, 12th International Heat Pipe Conference, Moscow 2002, 285–290.
- [12] S.H. Noie, Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon, Applied Thermal Engineering, Volume 25, Issue 4, March 2005, 495-506.
- [13] H. Imura, H. Kusada, J. Oyata, T. Miyazaki, N. Sakamoto, Heat transfer in two-phase closed-type thermosyphons, Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers 22 (1977) 485–493.
- [14] W.M. Rohsenow, A method of correlating heat transfer data for surface boiling curves, International Journal of Heat Transfer ASME 84 (1962) 969.
- [15] S. H. Noie, M. R. Sarmasti Emami, M. Khoshnoodi, Effect of Inclination Angle and Filling Ratio on Thermal Performance of a Two-Phase Closed Thermosyphon under Normal Operating Conditions, Heat Transfer Engineering, 1521-0537, Volume 28, Issue 4, 2007, 365–371.
- [16] M. Amornkitbamrung, S. Wangnippanto, T. Kiatsirirote, Performance Studies on Evaporation and Condensation of a Thermosyphon Heat Pipe, Proc. 6th ASEAN Conference of Energy Technology, 28–29 August, Bangkok, Thailand, 27–34, 1995.
- [17] J. C. Y. Wang, Y. Ma, Condensation Heat Transfer inside Vertical and Inclined Thermosyphons, Journal of Heat Transfer, vol. 113, 777–780, August 1991.
- [18] M. Shiraishi, Y. Kim, M. Murakami, P. Terdtoon, A Correlation for the Critical Heat Transfer Rate in an Inclined Two-Phase Closed Thermosyphon,

Proc. 5th International Heat Pipe Symposium, 17–20 November, Melbourne, Australia, 248–254, 1996.

- [19] K. Negishi, T. Sawada, Heat transfer performance of an inclined two-phase closed thermosyphon, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 26, Issue 8, August 1983, 1207-1213.
- [20] T. Payakaruk, P. Terdtoon, S. Ritthidech, Correlations to predict heat transfer characteristics of an inclined closed two-phase thermosyphon at normal operating conditions, *Applied Thermal Engineering*, Volume 20, Issue 9, June 2000, 781-790.
- [21] Y. J. Park, H. K. Kang, C. J. Kim, Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon to the fill charge ratio, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 45, Issue 23, November 2002, 4655-4661.
- [22] G.B. Wallis, Flooding velocities for air and water in vertical tubes, AEEW-R123, 1961.
- [23] G.B. Wallis, S. Makkenchery, The hanging film phenomenon in vertical annular two-phase flow, *J. Fluids Eng.* 3, 1974, 297–298.
- [24] Y Lee, U Mital, A two-phase closed thermosyphon, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 15, Issue 9, September 1972, 1695-1707.
- [25] S.A. Said, B.A. Akash, Experimental performance of a heat pipe, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 26, Issue 5, July 1999, 679-684.
- [26] H. Jouhara, A. J. Robinson, Experimental investigation of small diameter two-phase closed thermosyphons charged with water, FC-84, FC-77 and FC-3283, *Applied Thermal Engineering*, Volume 30, Issues 2-3, February 2010, 201-211.
- [27] N. Ghaddar, Y. NASR, Experimental study of a refrigerant charged solar collector, *International Journal of Energy Research*, Volume 22, 1998, 625-638.

- [28] F.E. Andros, L.W. Florschuetz, The two phase closed thermosyphon an experimental study with flow visualization, *Two Phase Transport and Reactor Safety*, Volume IV, 1976, 111-129.
- [29] T.F. Lin, W.T. Lin, Y.L. Tsay, J.C. Wu, Experimental investigation of geyser boiling in an annular two phase closed thermosyphon, *Int. J. Heat Mass Transfer*. 38 (2), 1995, 295-307.
- [30] H. Kunkoro, Y.F. Rao, K. Fukuda, An experimental study on the mechanism of geysering in a closed two phase thermosyphon, *Int. J. Multiphase Flow* 21 (6), 1995, 1243-1252.
- [31] S.L. Abreu, J.A. Skiavine, S. Colle, Working characteristics of a compact solar hot water system with heat pipes during startup and geyser boiling periods, in: *Proceeding of 13 IHPC-International Heat Pipe Conferences*, Shanghai, China, 2004.
- [32] I. Khazaei, R. Hosseini, S.H. Noie, Experimental investigation of effective parameters and correlation of geyser boiling in a two-phase closed thermosyphon, *Applied Thermal Engineering*, Volume 30, Issue 5, April 2010, 406-412.
- [33] M. R. Sarmasti Emami, S. H. Noie, M. Khoshnoodi, M. T. Hamed Mosavian, A. Kianifar, Investigation of Geyser Boiling Phenomenon in a Two-Phase Closed Thermosyphon, *Heat Transfer Engineering*, 1521-0537, Volume 30, Issue 5, 2009, 408 – 415.
- [34] S. W. Churchill, M. Bernstein, A Correlation Equation for Forced Convection from Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Cross Flow, *J. Heat Transfer*, *Trans. ASME* 94, 1977, 300–306.
- [35] S.S. Kutateladze, *Heat Transfer and Hydrodynamic Resistance*, Energoatomizdat Publishing House, Moscow, Russia, 1990.
- [36] M. Shiraishi, K. Kikuchi, T. Yamanishi, Investigation of heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon, *Heat Recovery Systems* 1, 1981, 287–297.
- [37] M.S. El-Genk, H.H. Saber, Heat transfer correlations for liquid film in

- the evaporator of enclosed, gravity assisted thermosyphons, *Journal of Heat Transfer* 120, 1998, 477–484.
- [38] F.Md. Chowdhury, F. Kaminaga, K. Goto, K. Matsumura, Boiling heat transfer in a small diameter tube below atmospheric pressure on a natural circulation condition, *Journal of Japan Association for Heat Pipe* 16, 1997, 14–16.
- [39] I.L. Piro, Experimental evaluation of constants for the Rohsenow pool boiling correlation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 42, Issue 11, 1 June 1998, 2003-2013. 194
- [40] W. Nusselt, Die Oberflächenkondensation des Wasser-dampfes, *Z. Ver. dt. Ing.* 60, 1916, 541-546 e 569-515.
- [41] D.A. Labuntsov, Heat transfer problems with nucleate boiling of liquids, *Thermal Engineering* 19 , 1972, 21–28.
- [42] G.N. Kruzhilin, Free-convection transfer of heat from a horizontal plate and boiling liquid, *Doklady Akademii Nauk SSSR* 58, 1947, 1657–1660.
- [43] K. Stephan, M. Abdelsalam, Heat transfer correlations for natural convection boiling, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 23, 1980, 73–87.
- [44] H. Imura, K. Sasaguchi, H. Kozai, S. Numata, Critical heat flux in a closed two-phase thermosyphon, *Int. J. Heat Mass Transfer* 26, 1983, 1183-1 188.
- [45] K. E. Hassan, M. Jakob, Laminar film condensation of pure saturated vapours on inclined circular cylinders, *ASME Paper No. 57-A-35*, 1957.
- [46] H. Uehara, H. Kusuda, T. Nakaoka and M. Yamada, Filmwise condensation for turbulent flow on a vertical plate, *Heat Transfer-Jap. Res.* 12(2), 1983, 85-96.
- [47] U. Gross, Reflux condensation heat transfer inside a closed thermosyphon, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 35, Issue 2, February 1992, 279-294.