



Agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia
e lo sviluppo economico sostenibile



Ministero dello Sviluppo Economico

RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

Analisi sperimentale collettori solari termici ad HeatPipe

Andrea Mariani, Federico Quadrini



ANALISI SPERIMENTALE COLLETTORI SOLARI TERMICI AD HEAT-PIPE

Andrea Mariani (ENEA), Federico Quadrini (Università degli studi di Cassino e del Lazio Meridionale)

Settembre 2012

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

Indice

Sommario	4
Introduzione	5
Corpo del rapporto – Descrizione delle attività svolte e risultati	5
Paragrafo 1: Apparato sperimentale.....	5
Paragrafo 2: Risultati precedenti.....	28
Paragrafo 3: Influenza dell'inclinazione	48
Paragrafo 4: Influenza del grado di vuoto.....	70
Paragrafo 5: Influenza della temperatura lato secondario.....	84
Paragrafo 6: Uso di un nuovo tipo di collettore.....	94
Conclusioni	104
Riferimenti bibliografici.....	105

Sommario

L'obiettivo della presente trattazione è la verifica del comportamento termico dell'heat pipe al variare dell'inclinazione del grado di vuoto e della temperatura dello stesso, per arrivare ad una valutazione delle correlazioni presenti in letteratura 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.

Una parte dell'analisi sperimentale da noi condotta si è focalizzata sugli effetti indotti da una variazione di inclinazione dell'heat-pipe. Tutto ciò nell'ottica di massimizzare il trasferimento termico e minimizzare la resistenza termica totale offerta dal dispositivo.

Per grado di vuoto si intende la depressione effettuata al momento della realizzazione dell'heat-pipe.

Un'altra serie di prove sperimentali ha riguardato l'analisi del comportamento del tubo al variare della temperatura dell'acqua che fluisce nel condensatore.

La progettazione dell'heat pipe deve consentire di realizzare un impianto che sfrutti, con il massimo rendimento ottenibile, l'energia solare per produrre acqua calda a temperature superiori ai 100 °C per la 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.

Introduzione

Tra i dispositivi più efficienti di trasporto del calore, funzionanti sia a favore che in contro gravità, un ruolo decisamente importante spetta al cosiddetto tubo di calore (Heat Pipe). In particolare, tra i sistemi solari passivi, ovvero sistemi in grado di raccogliere e trasportare il calore del sole senza l'ausilio di mezzi meccanici, trovano grande impiego i cosiddetti "thermosyphon heat pipes" o "wickless heat pipes".

Si tratta di circuiti chiusi, a circolazione naturale del fluido termovettore, utilizzati in numerosi settori quali le applicazioni industriali di processo, sistemi di raffreddamento in generale e soprattutto il riscaldamento di tipo solare. L'uso di tali dispositivi infatti, si sta diffondendo nei cosiddetti edifici passivi ovvero edifici nei quali si cerca di sfruttare le caratteristiche microclimatiche della zona in cui sono situati, per ottenere una riduzione dell'apporto di caldo o freddo altrimenti realizzabile per mezzo di impianti di climatizzazione.

Trattandosi di sistemi passivi, questi dispositivi presentano una maggiore affidabilità rispetto ai sistemi attivi (nei quali sono presenti parti meccaniche in movimento che riducono l'affidabilità del sistema), una facilità di gestione di fluidi termovettori tossici o nocivi ed un ridotto consumo energetico.

Il limite di questi dispositivi è tuttavia rappresentato dal fatto che il trasferimento di calore può avvenire a patto che la sorgente calda sia posizionata a quota inferiore rispetto a quella fredda (nel caso del "wickless heat pipe") e che il sistema sia in condizioni di regime permanente. È importante sottolineare questi due limiti in quanto possono essere vincolanti nel caso di particolari applicazioni (solari, geotermiche o spaziali).

In letteratura sono presenti numerosi studi ed applicazioni di dispositivi a circolazione naturale in grado di operare con qualsiasi disposizione delle sorgenti (anche in assenza di gravità) sfruttanti principi diversi. Una delle tipologie più note è quella del tubo di calore con matrice porosa (conventional heat pipe), che sfrutta le forze capillari per garantire la prevalenza necessaria alla circolazione del fluido termovettore. Tuttavia ci soffermeremo poco sul funzionamento di tale tipologia in quanto il presente lavoro di ricerca vuole aggiungere un piccolo contributo agli studi condotti sui tubi di calore bifase, operanti in presenza di gravità, di tipo "wickless" ovvero senza alcuna matrice porosa. Su di esso verranno condotte delle analisi sperimentali con l'intento di analizzarne le prestazioni sotto determinate condizioni operative. Particolare attenzione sarà riposta sull'analisi dell'influenza dell'inclinazione del heat-pipe rispetto alla verticale (e quindi alla forza motrice, gravità), sul grado di vuoto presente all'interno del tubo prima dell'immissione del liquido vettore e sulla conformazione (lato secondario) del condensatore, per aiutare lo scambio termico fra heat-pipe e utilizzatore del calore.

Corpo del rapporto - *Descrizione delle attività svolte e risultati*

Paragrafo 1: Apparato sperimentale

Descrizione generale

L'impianto utilizzato per il monitoraggio dell'heat-pipe è stato chiamato T.O.S.C.A. acronimo di Thermalfluid-dynamics Of Solar Cooling Apparatus. È stato progettato e realizzato dal laboratorio di termofluidodinamica applicata ai sistemi energetici del centro ricerche ENEA di Casaccia, nell'ambito dell'accordo di programma tra ENEA e il Ministero dello Sviluppo Economico.

I principali componenti dell'impianto sono di seguito elencati e verranno trattati con maggior dettaglio nel corso del capitolo:

- Pompa volumetrica
- Misuratore di portata massica
- Vaso di espansione
- Trasduttori di pressione

- Termocoppie
- Valvola di sicurezza
- Scambiatore di calore
- Altri componenti
- Sistema di acquisizione

Il progetto dell'impianto è riportato in figura 1 con la relativa leggenda. In figura 2 invece ne è riproposta una rappresentazione schematica. Agli estremi del collettore sono stati installati due misuratori di portata e pressione, tutto ciò per poter calcolare le varie proprietà termodinamiche del fluido prima e dopo aver lambito la parete del condensatore dell'heat-pipe. A valle dell'uscita dal collettore è presente una valvola di sicurezza seguita da uno scambiatore di calore.

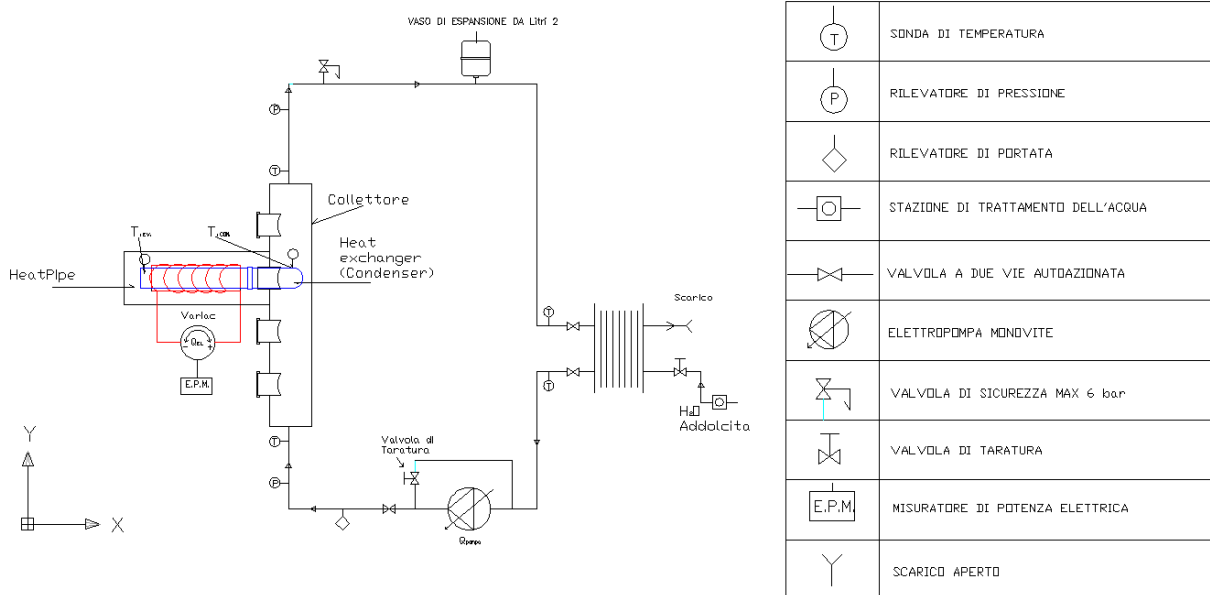


Figura 1-progetto dell'impianto T.O.S.C.A.

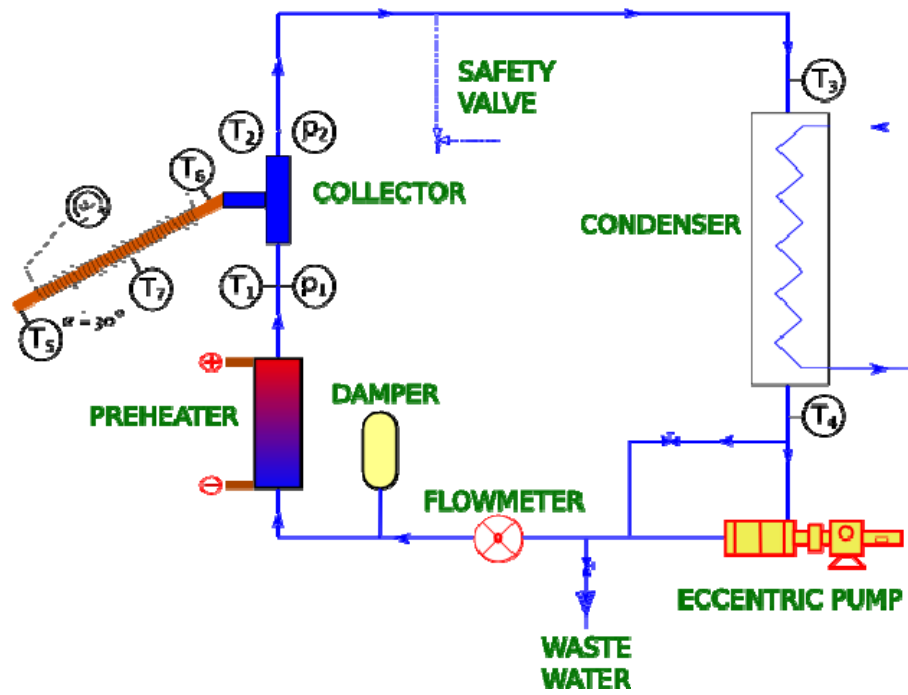


Figura 2-schema dell'impianto T.O.S.C.A.

Dopo quest'ultimo si trovano in ordine: una pompa volumetrica, un misuratore di portata ad effetto Coriolis e un vaso di espansione. L'impianto nella sua interezza è rappresentato in figura 3.



Figura 3-impianto T.O.S.C.A.

Pompa volumetrica

La pompa utilizzata è una Seepex modello MD 0015-24. Le Seepex sono pompe volumetriche rotative. Il rotore, costituito da una vite eccentrica di sezione circolare e a forma elicoidale, si muove con una rotazione oscillante mentre lo statore, dotato di una coclea interna della stessa dimensione geometrica, ha il doppio delle spirali, sfalsate di 180 gradi e con il passo doppio.

Dato il diverso numero di spirali e il diverso passo degli elementi di pompaggio, si formano delle cavità che, durante il moto rotatorio del rotore, si aprono e si chiudono alternativamente con una sequenza ininterrotta, trasportando costantemente il prodotto dal lato di aspirazione a quello di mandata. In figura 4 è riportato uno spaccato della pompa volumetrica.

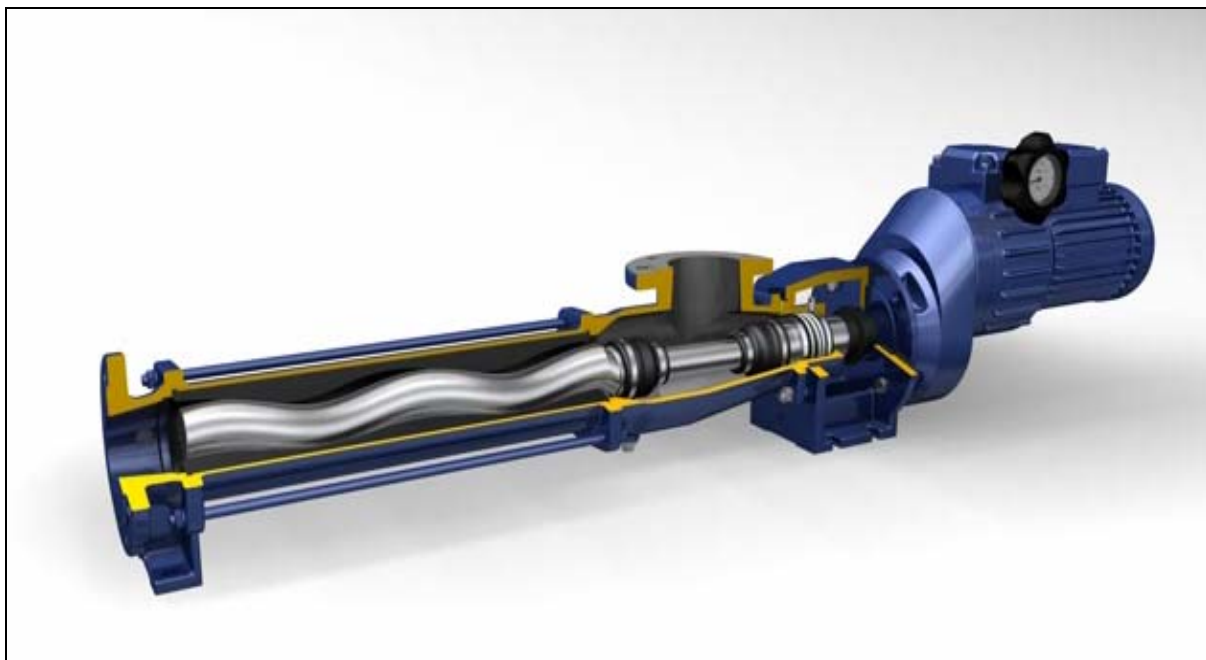


Figura 4-spaccato della pompa volumetrica Seepex

Misuratore di portata massica

Per la misura della portata massica è stato adottato un misuratore di portata Siemens Danfoss type Mass 2100 DI 1,5. Dove con 1,5 si indica il diametro in millimetri della sezione del tubo che viene posto internamente in oscillazione.

Tale oscillazione permette di determinare con estrema precisione la portata massica che transita nell'impianto. Dal momento che questi strumenti sono molto sensibili alle vibrazioni, si è provveduto a collegarlo con la pompa volumetrica attraverso un flessibile ed inoltre è stato installato sul pavimento utilizzando un sistema in grado anch'esso di smorzare le vibrazioni, che inevitabilmente raggiungerebbero il dispositivo

Per quanto riguarda l'aspetto metrologico, da figura 8 si evince che è presente un errore che diventa via via meno importante attestandosi sul valore dell'1% della portata massica misurata già a partire dal 5% del fondo scala.

In figura 9 vengono riportati in maggior dettaglio i parametri prestazionali del misuratore in termini di errori introdotti.

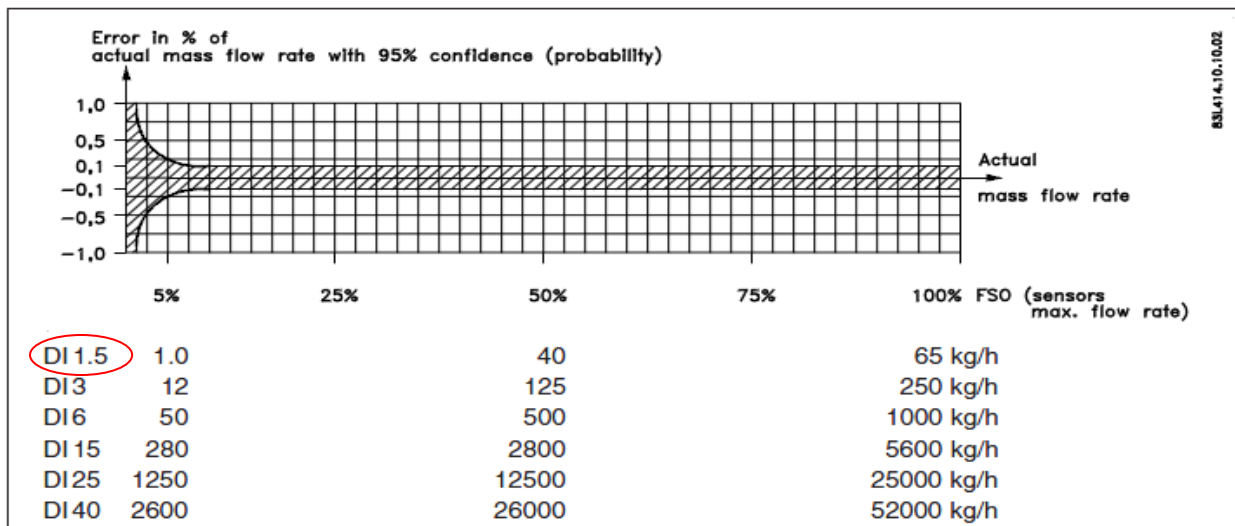


Figura 5-curva dell'errore

Measuring pipe type	MASS 2100					
Measuring pipe version	DI 1.5	DI 3	DI 6	DI 15	DI 25	DI 40
Number of measuring pipes	1	1	1	1	1	1
Mass flow:						
• Linearity error % of rate	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10
• Repeatability error % of rate	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
• Max. zero point error [kg/h]	0.002	0.03	0.15	0.66	3.0	6.0
Density:						
• Density error [g/cm ³]	0.001	0.0015	0.0015	0.0005	0.0005	0.0005
• Repeatability error [g/cm ³]	0.0002	0.0002	0.0002	0.0001	0.0001	0.0001
Temperature:						
• Error [°C]	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
Brix:						
• Error [°Brix]	0.6	1.2	0.4	0.2	0.2	0.2

Figura 6-principali cause di errore e loro influenza

Vaso di espansione

Subito dopo il misuratore di portata massica è stato installato un vaso di espansione di 2 litri della Elbi s.p.a. modello D2. Tale componente è stato adottato per evitare che delle sovrappressioni o dei colpi d'ariete causino problemi di tipo strutturale al sistema.

Trasduttori di pressione

Nel collettore, come già accennato, sono stati installati due trasduttori di pressione GE Druck type PTX 610- I a monte e a valle dell'innesto con l'heat-pipe, chiamati rispettivamente p_1 e p_2 .

Le principali caratteristiche di questi misuratori sono riportate di seguito:

- Range di pressione da 100 mbar a 700 bar
- Uscita a 2 fili, 4-20mA
- Accuratezza $\pm 0.08\%$ del fondo scala

- 400% di sovrappressione massima rispetto al fondoscala

Termocoppie

Le misure di temperatura sono state effettuate grazie a delle termocoppie di tipo K, Cr-Al con una incertezza di ± 1.2 fornita con un fattore di copertura di $k=2$. Tale dato di incertezza è stato fornito dalla ditta produttrice.

Quattro di queste termocoppie sono immerse in corrispondenza del punto centrale della sezione dei tubi del circuito di raffreddamento, provvedendo in tal modo a fornire una indicazione della temperatura nelle sezioni indagate.

In totale, sono state acquisite otto misure di temperatura di cui cinque sul circuito secondario. Tra queste ultime possiamo annoverare le T_1 e T_2 da 0,5 mm di diametro a monte e a valle dell'innesto con l'heat-pipe. T_3 e T_4 invece sono state installate ai capi dello scambiatore di calore e anch'esse presentano un diametro di 0,5 mm.

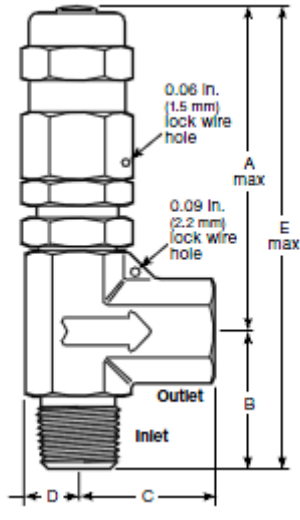
Infine c'è un sensore di temperatura ambiente T_7 da 0,5 mm di diametro.

Nella seguente trattazione verranno analizzate in dettaglio le procedure con cui è stato possibile vincolare tali termocoppie all'heat-pipe.

Valvola di sicurezza

Dopo il collettore è posta una valvola di sicurezza Swagelok per evitare la formazione di sovrappressioni pericolose per l'integrità fisica dei trasduttori e di altri componenti sensibili. Tale componente è riportato in figura 19 e le sue caratteristiche geometriche sono elencate nella figura 18.

High-Pressure Valves (R3A and R4 Series)



End Connections		Ordering Number	Dimensions, in. (mm)					
Inlet/Outlet	Size		A	B	C	D	E	H
R3A series: 0.14 in. (3.6 mm) fully open orifice								
Swagelok tube fittings	1/4 in.	SS-4R3A	2.70 (68.6)	1.44 (36.6)	1.60 (40.6)	0.43 (10.9)	3.89 (98.8)	4.09 (104)
	6 mm	SS-6R3A-MM						
	8 mm	SS-8R3A-MM						
Male NPT/ Swagelok tube fitting	1/4 in.	SS-4R3A1	1.19 (30.2)	1.60 (40.6)				
Male NPT/ female NPT	1/4 in.	SS-4R3A5	1.19 (30.2)	1.17 (29.7)		3.89 (98.8)		
Male ISO/ female ISO	1/4 in.	SS-4R3A5-RT	1.19 (30.2)	1.17 (29.7)		3.89 (98.8)		
R4 series: 0.25 in. (6.4 mm) fully open orifice								
Swagelok tube fittings	1/2 in.	SS-R4S8	4.09 (104)	1.83 (46.5)		0.50 (12.7)	5.52 (140)	5.92 (150)
	12 mm	SS-R4S12MM						
Male NPT/ Swagelok tube fitting	1/2 in.	SS-R4M8S8	1.43 (36.3)	1.83 (46.5)				
Male NPT/ female NPT	1/2 in.	SS-R4M8F8	1.43 (36.3)	1.43 (36.3)		5.52 (140)		

Figura 7-principali dati di targa della valvola di sicurezza



Figura 8-valvola di sicurezza Swagelok

Scambiatore di calore

Lo scambiatore posto a valle della valvola di sicurezza è un prodotto Alfa Laval, modello Alfa Nova 14-10H realizzato in acciaio inossidabile. La struttura esterna è del tipo alettato per migliorare lo scambio termico, inoltre lo scambiatore è in controcorrente per minimizzare gli ingombri. In figura 20 è rappresentato tale componente e sono indicati anche gli ingressi e le uscite lato caldo e freddo. In figura 21 è riportato un disegno della pianta e del profilo dello scambiatore, In aggiunta i vari dati di targa possono essere consultati in figura 22.

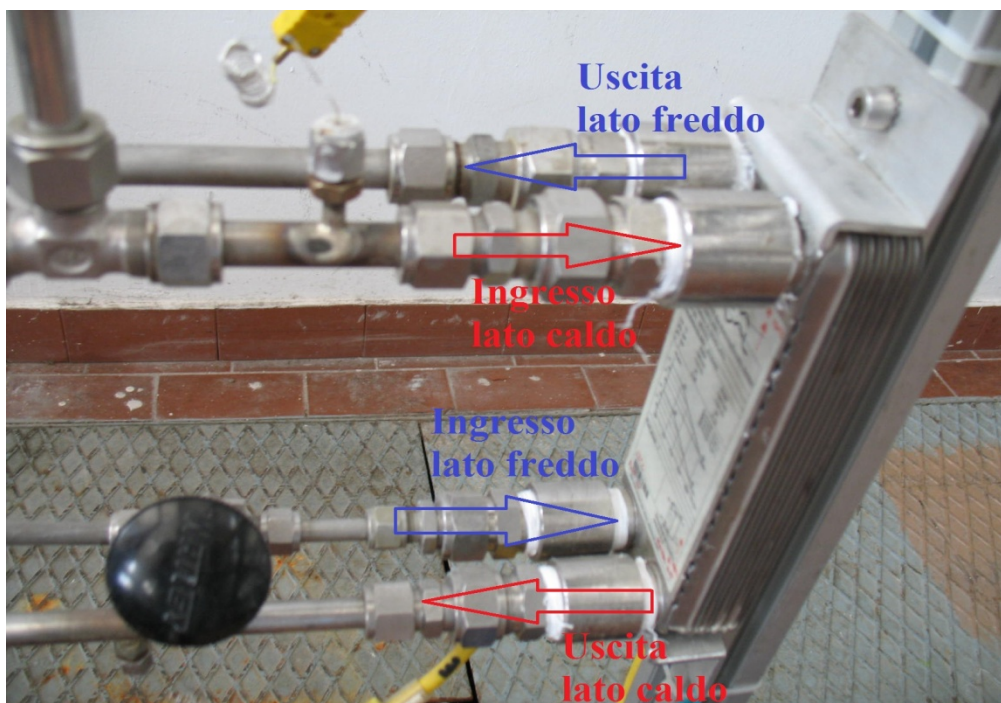


Figura 9-scambiatore di calore Alfa Laval

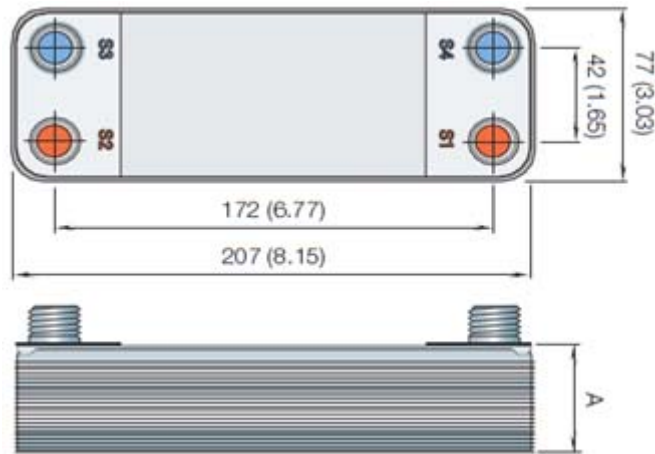
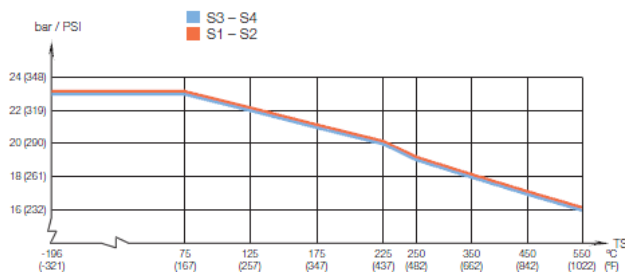
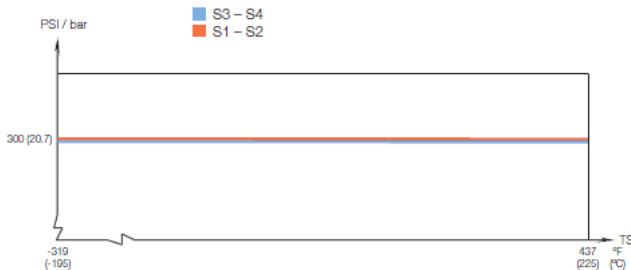


Figura 10-profilo e pianta dello scambiatore

AlfaNova 14 – PED approval pressure/temperature graph*



AlfaNova 14 - UL approved pressure/temperature graph*



Standard data

Min. working temperature	see graph
Max. working temperature	see graph
Min. working pressure	vacuum
Max. working pressure	see graph
Volume per channel, litres (ga)	0.02 (0.0053)
Max particle size mm (inch)	1.2 (0.05)
Max flowrate* m ³ /h (gpm)	4.5 (20)
Min no of plates	4
Max no of plates	50

*) Water at 5 m/s (16.4 ft/s) (connection velocity)

Standard materials

Cover plates	Stainless steel
Connections	Stainless steel
Plates	Stainless steel
AlfaFusion filler	Stainless steel

Figura 11-principali dati di targa dello scambiatore di calore

Altri componenti

La struttura di sostegno dell'impianto è stata realizzata con profilati in Alluminio anodizzato.

Altri componenti dell'impianto comprendono rubinetti e valvole della Swagelok e Whithy. Con essi è stata fatta la valvola di sfogo posta nella parte superiore del collettore che consente l'evacuazione dell'aria inevitabilmente intrappolata nel circuito al momento del montaggio degli heat-pipes.

Il circuito di bypass della pompa non è stato mai utilizzato nel corso della attività.

In figura 25 sono rappresentati i condotti lato caldo e lato freddo dello scambiatore di calore. Nel lato freddo possiamo variare la portata di fluido grazie ad un rubinetto, nel lato caldo invece è presente in ingresso un collegamento con la rete esterna utilizzato prevalentemente per ricaricare il circuito una volta svuotato: operazione quest'ultima necessaria per cambiare gli heat-pipe utilizzati nelle varie misurazioni. Il circuito ausiliario funziona elaborando una portata di acqua demineralizzata attraverso un impianto a resina a scambio ionico.



Figura 12-rubinetti per il reintegro e per lo scambiatore



Figura 13-turbolatore

Infine nel collettore è stato installato il turbolatore rappresentato in figura 28. Tale componente è stato aggiunto nel corso della precedente campagna sperimentale poiché la misura di temperatura T_2 subiva ampie oscillazioni. Inizialmente infatti si è pensato che tale comportamento fosse dovuto alle turbolenze instaurate dalla sezione del condensatore che veniva ad affacciarsi nel tubo. In effetti delle oscillazioni permangono ancora anche dopo l'utilizzo di questo accorgimento: ciò implica che non siano da attribuire all'effetto di eventuali moti vorticosi bensì a fenomeni di condensazione di tipo periodico instauratisi nel tubo di calore.

Sistema di acquisizione

Il sistema di acquisizione è costituito da uno chassis National Instruments modello SCXI-1000. Esso può contenere fino a 4 schede di acquisizione, tuttavia nel nostro caso ne sono installate solo 2: il modello SCXI-1102 e il SCXI-1102B. Il primo elabora i segnali provenienti dalle termocoppie e il secondo tratta i segnali dei misuratori di pressione, portata, potenza elettrica. I segnali vengono opportunamente mediati e purarli dalle oscillazioni dovute ai rumori elettromagnetici dell'ambiente circostante, soprattutto della rete elettrica della hall stessa.

Il sistema comprende anche una scheda di acquisizione per PC del tipo PCI-MIO-16XE-50.

L'interfaccia software del sistema prevede l'utilizzo di un programma implementato "ad hoc" in linguaggio LabVIEW. Il codice si avvale delle librerie del software Nist Refprop versione 8.0 per il calcolo delle proprietà termodinamiche.

In particolare viene calcolato il calore scambiato attraverso il ben noto bilancio di prima legge:

$$W_{scambiata} = G \cdot (h_2 - h_1)$$

Dove G è la portata massica di acqua e h_2 e h_1 sono le entalpie sensibili misurate a monte e a valle del condensatore, esprimibili attraverso i seguenti legami funzionali:

$$h_1 = f(T_1, p_1) \quad h_2 = f(T_2, p_2)$$

L'esecuzione di questo programma consente di produrre files elaborabili mediante comuni software di testo. In tali documenti sono stampate le varie grandezze misurate: come la potenza in ingresso W , la potenza scambiata con il circuito secondario $W_{scambiata}$, la resistenza termica totale del tubo R , la portata massica G , le temperature da T_1 a T_7 , le pressioni p_1 e p_2 e la temperatura ambiente T_{amb} .

Caratteristiche geometriche "heat pipe"

I tubi sono di forma cilindrica, cavi all'interno. Il loro diametro interno è di 6 mm mentre il diametro esterno è di 8 mm. Non valutiamo cifre significative ulteriori poiché la misura, evidentemente distruttiva, non può essere effettuata su tutti gli heat-pipe presenti ma solo su uno che dovrà risultare mediamente rappresentativo degli altri.

Il condensatore presenta un'estremità emisferica con un raggio di raccordo di 0,4 mm che verrà immerso pienamente nella sezione di passaggio dell'acqua del collettore.

L'estremità inferiore ha una forma più irregolare dovuta all'esecuzione della saldatura durante il processo produttivo. Ciò ha dato alcuni problemi di carattere tecnico nella brasatura delle termocoppie nella zona immediatamente superiore ad essa.

In totale, i tubi investigati sono stati 20. In particolare, 8 di questi erano stati già utilizzati in una precedente campagna sperimentale per valutare l'effetto del grado di riempimento. Di essi ne è stato indagato uno per ogni differente grammatura per poter confrontare gli effetti dovuti all'inclinazione.

Il grado di riempimento è un modo equivalente di esprimere la massa di un heat-pipe. Esso infatti si riferisce al volume occupato dal fluido interno a temperatura ambiente e si calcola attraverso la seguente definizione:

$$FR_{eq} = \frac{V_{acqua}}{V_{evaporatore}}$$

Riassumiamo in tabella 1 i valori del grado di riempimento per ciascuna grammatura.

Tabella 1-tabella di comparazione massa e riempimento

m [g]	
3	8,6
4	11,4
5	14,3
6	17,1
8	22,8
10	28,5
15	42,8
20	57

Tali tubi sono stati realizzati con un grado di vuoto nominale di 10^{-2} mbar.

La lunghezza misurata di questi tubi è stata di 1423 mm senza alcuna apprezzabile variazione tra un heat-pipe e l'altro. La posizione che occuperà l'heat-pipe nel circuito di prova è indicata in figura 35.

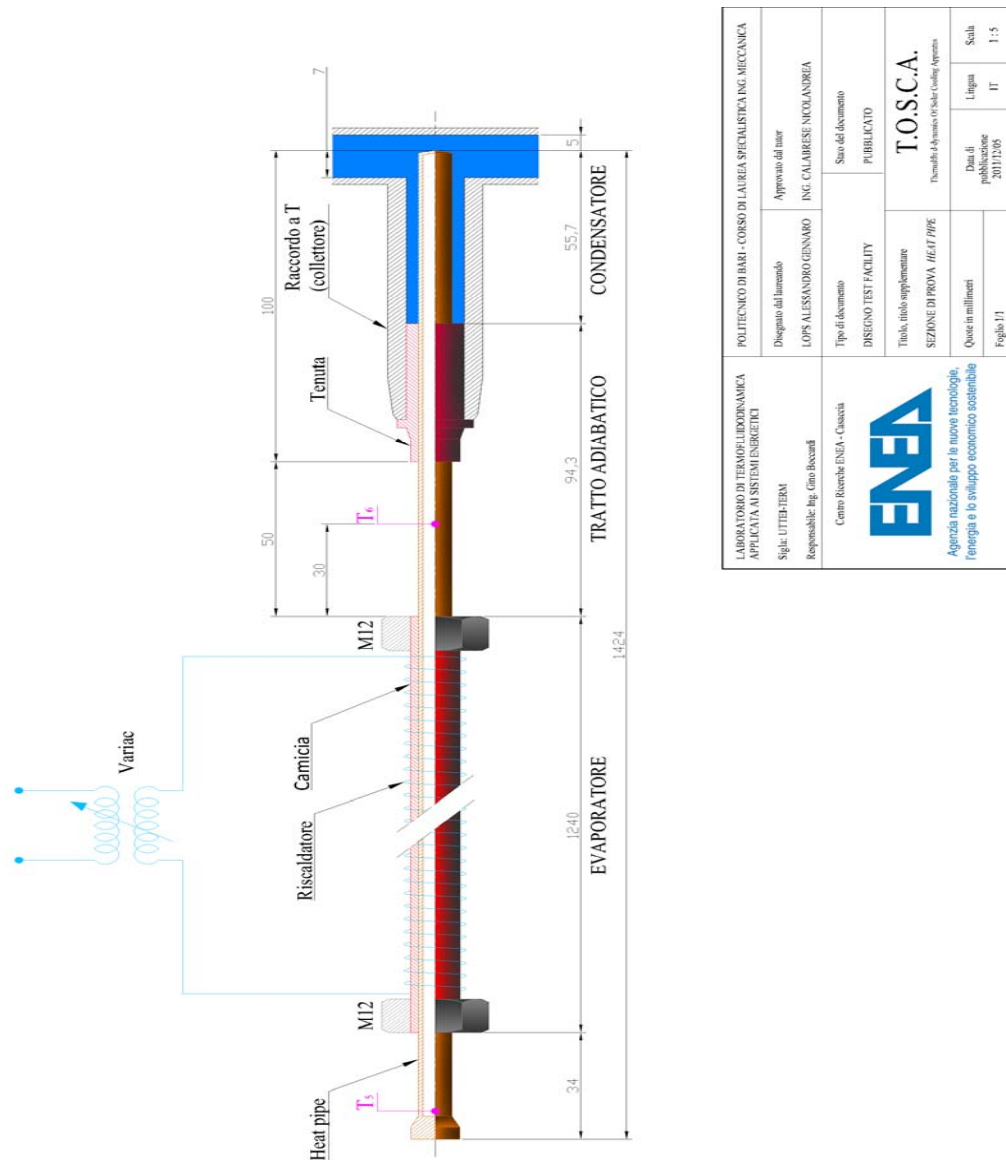



Figura 14-schema realizzativo dell'heat-pipe e dalla camicia esterna

L'altra serie di tubi invece è servita per indagare l'influenza del grado di vuoto. In particolare sono stati forniti, per le due differenti grammature di 5g e 10g, tubi con 3 gradi di vuoto differente, ovvero 10^{-3} mbar, 10^{-2} mbar e 1 mbar. Tutto ciò è riassunto in tabella 2.

Tabella 2-differenti tubi di calore per l'analisi del grado di vuoto

m [g]	gdv [mbar]
5	10^{-3}
5	10^{-2}
5	1
10	10^{-3}
10	10^{-2}
10	1

LABORATORIO DI TERMOFLUIDODINAMICA APPLICATA AI SISTEMI ENERGETICI		POLITECNICO DI BARI - CORSO DI LAUREA SPECIALISTICA ING. MECCANICA	
Sigla: UTTEFERM		Disegnato dal laureando	
Responsabile: Ing. Gino Iaccarini		ING. CALABRESE NICOLA ANDREA	
Centro Ricerche ENEA - Casaccia		Tipo di documento	
 Agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia e lo sviluppo economico sostenibile		DISEGNO TEST FACILITY	
		SEZIONE DI PROVA: HEAT PIPE	
Queste in millimetri		Stato del documento	
Foglio 1/1		PUBBLICATO	
		T.O.S.C.A.	
		Thermal-Apartment Of Solar Cooling Apparatus	
		Data di pubblicazione	
		2011/205	
		Lingua	
		IT	
		Scala	
		1:5	

Questa volta invece, la lunghezza del tubo presenta una certa variabilità tra quelli disponibili. In particolare le tabelle 3 e 4 riassumono le misure di lunghezza effettuate sugli heat-pipe utilizzati per la prima e la seconda serie:

Tabella 3-lunghezze dell'heat-pipe della prima serie

prima serie	1 mbar	10^{-2} mbar	10^{-3} mbar
5 g	1412 mm	1410 mm	1410 mm
10 g	1420 mm	1412 mm	1410 mm

Tabella 4-lunghezze dell'heat-pipe della seconda serie

seconda serie	1 mbar	10^{-2} mbar	10^{-3} mbar
5 g	1413 mm	1411 mm	1408 mm
10 g	1423 mm	1410 mm	1413 mm

In linea del tutto teorica tale variazione geometrica potrebbe condurre ad una differenza nel comportamento dei tubi, anche se di entità sicuramente modesta viste le differenze in gioco.

Brasatura delle termocoppie

Su ciascun heat-pipe sono state installate 2 termocoppie del tipo evidenziato in figura 36. Come si può notare, il giunto caldo della termocoppia è inserito in una piastrina quadrangolare.

Su di essa è stata praticata una curvatura di raggio 8 mm per farla aderire il meglio possibile al tubo di calore. Inoltre è stato praticato un solco per tenere in conto l'ingombro del giunto. La realizzazione di tale dispositivo è stata effettuata tramite brasatura Castolin 181. Quest'ultima è una lega ternaria contenente Argento e fonde a 550°C.



Figura 15- Termocoppia

Tale particolare viene saldato sul tubo di calore con brasatura a base di lega di stagno. In particolare sono state utilizzate due diverse leghe: la prima costituita dal 60 % e 40 % rispettivamente di stagno e di piombo, la seconda costituita da 5 % di stagno, 2 % di argento e 93 % di piombo. La seconda lega elencata è stata introdotta poiché in alcune circostanze, le temperature elevate causavano il dissaldamento della piastrina dal tubo.

Il risultato finale può essere apprezzato nelle figure 37 e 38. In tali immagini possiamo osservare la T_6 nella sezione adiabatica, a 12 cm dall'estremità superiore dell'heat-pipe e la T_5 posta subito al di sotto dell'evaporatore. Le posizioni di entrambe possono essere visualizzate in figura 37 e 38.

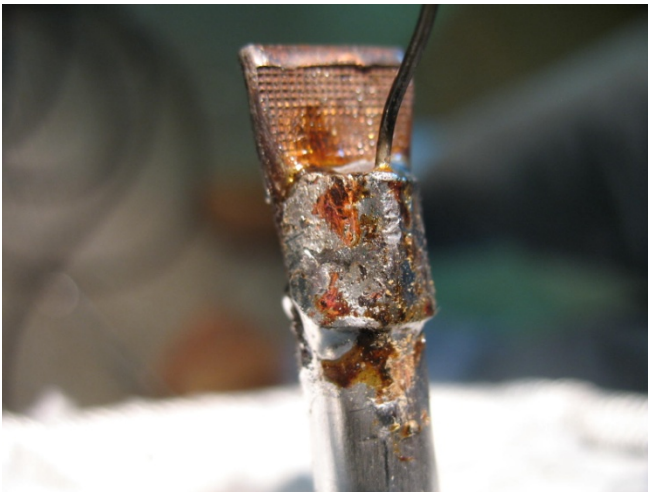


Figura 16- Termocoppia T_5



Figura 17-Termocoppia T_6

Per il solo caso di massa pari a 4g è stata aggiunta una ulteriore termocoppia per valutare l'esistenza di un dryout nella parte superiore del tubo. Questa saldatura è stata effettuata in un punto diametralmente opposto alla posizione della termocoppia T_6 , non senza difficoltà tecniche. Quest'ultime erano legate al fatto che nel procedimento di liquefazione dello stagno, il calore somministrato veniva condotto in prossimità dell'altra termocoppia causandone il dissaldamento.

I risultati ottenuti grazie a questo esperimento sono riportati nei prossimi capitoli. Per la campagna che ha riguardato l'analisi delle temperature in ingresso al collettore è stata saldata una termocoppia in corrispondenza del condensatore. Anche questa volta la brasatura non è stata di facile realizzazione.

Per misurare una temperatura che sia indicativa di ciò che succede nel collettore si è deciso di praticare un incavo sul tubo di rame. Quest'ultimo è stato realizzato con una profondità di 0,6 mm e con un diametro di 0,55 mm. A questo punto il giunto della termocoppia è stato inserito nella sede dopo essere stato piegato di 90°.

Quindi il giunto è stato fissato nell'incavo attraverso una goccia di lega di stagno opportunamente modellata. L'effetto finale è riportato in figura 39.



Figura 18-particolare della saldatura della termocoppia T_{cond} sul condensatore

Questo bulbo verrà immerso nel circuito secondario, quindi sarà lambito da un flusso di acqua. Si pone quindi il problema di far passare lo stelo della termocoppia attraverso una tenuta ermetica.

In precedenza il problema è stato risolto utilizzando una termocoppia di diametro 0,25 mm e facendola passare tra la tenuta e il tubo stesso. L'esiguo diametro della termocoppia evitava che ci fossero trafiletti dell'acqua del circuito secondario.

Questa soluzione tuttavia è stata riveduta realizzando un foro passante attraverso la tenuta realizzato con una comune siringa. Grazie a questa soluzione è stato possibile far passare una termocoppia di diametro 0,5 attraverso la tenuta disponendo in questo modo di uno strumento più robusto senza però causare eventuali trafiletti. L'estremità superiore dell'heat-pipe può essere visualizzata da figura 40. La tenuta ermetica viene sospinta nel collettore grazie al dado adagiato su di essa.

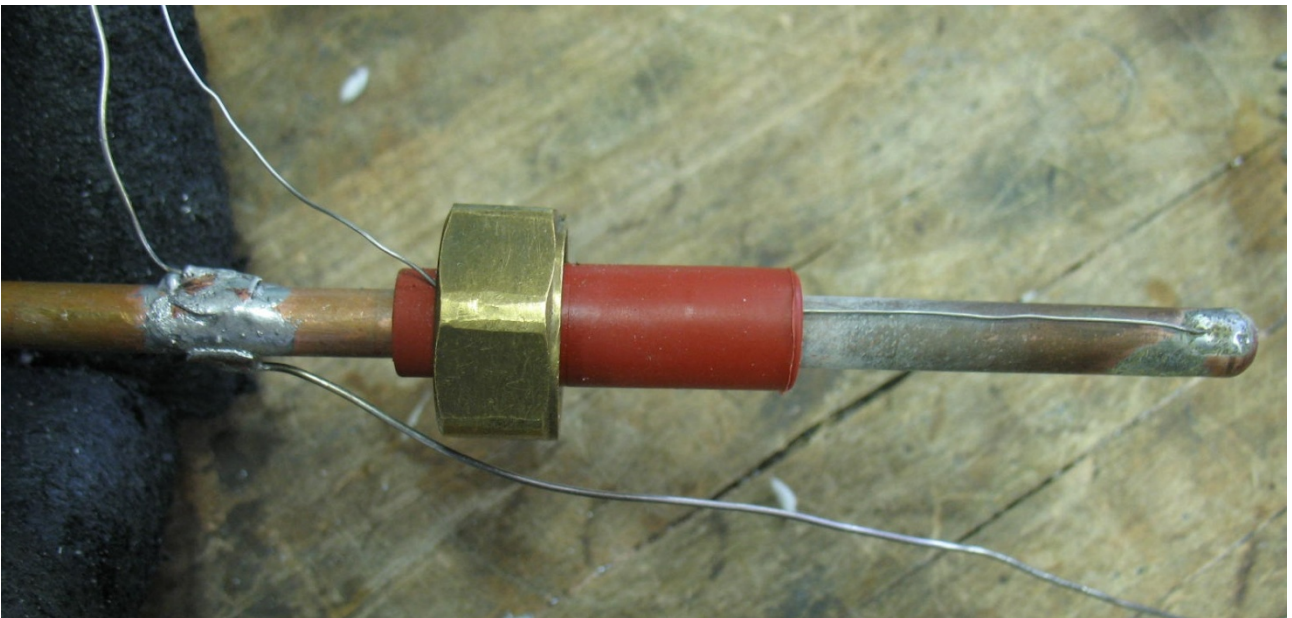


Figura 19-Termocoppie e tenuta ermetica

Collettori

Il collettore su cui sono state effettuate l'analisi dell'effetto dell'inclinazione, del grado di vuoto e della temperatura in ingresso è rappresentato in figura 41.

In figura 42 può essere visualizzato il collettore privo di coibentazione. Agli estremi di questo componente sono presenti dei meccanismi di fissaggio per le termocoppie T_1 e T_2 simili a quelli già discussi per lo scambiatore di calore.

Si è inoltre voluto valutare l'effetto di un secondo tipo di collettore rappresentato in figura 43.



Figura 20-collettore coibentato



Figura 21-collettore privo di coibentazione

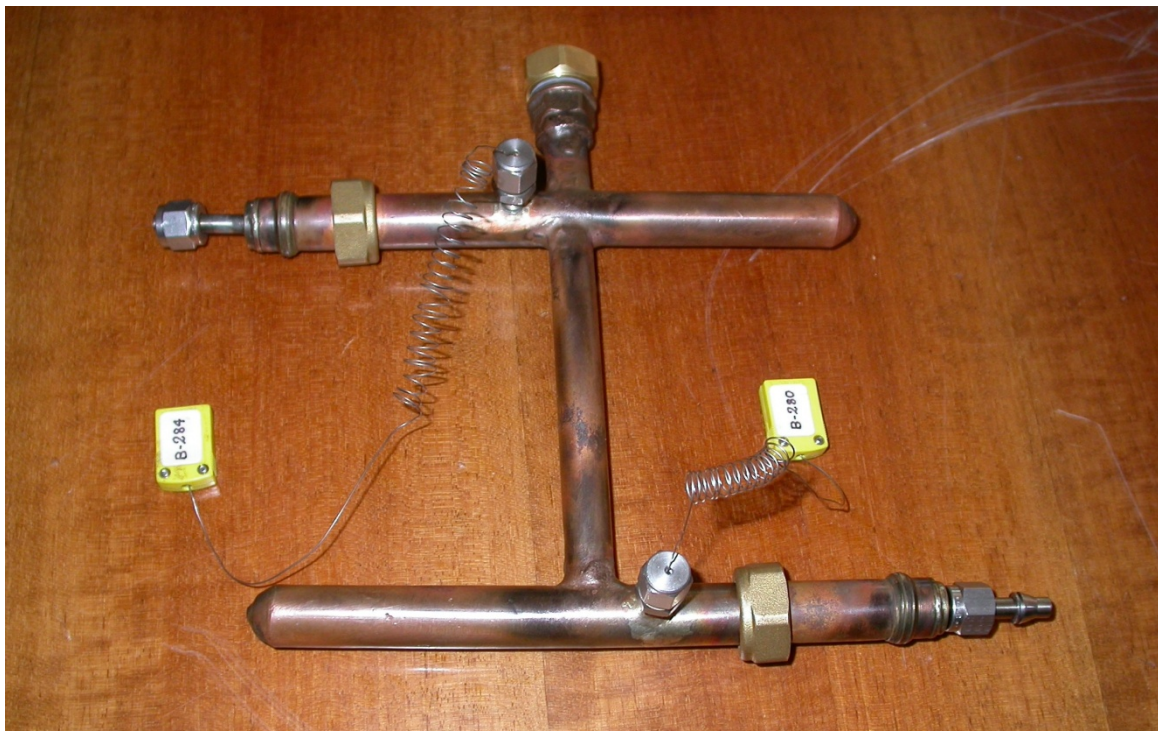


Figura 22-collettore montato successivamente

In corrispondenza dell'ingresso e dell'uscita del collettore è stato necessario adattare le sezioni del collettore a quelle del circuito secondario, essendo queste di diametro inferiore. Ciò è stato fatto utilizzando due anelli di acciaio realizzati al tornio: il tutto è stato fissato attraverso una brasatura di tipo Castolin.

Realizzazione riscaldatori

Nel corso delle campagne sperimentali effettuate, sono stati utilizzati due diversi riscaldatori. Il primo ha il compito di simulare la radiazione solare incidente sui pannelli, il secondo invece è servito per simulare la presenza di una pompa di calore ad assorbimento. In figura 44 possiamo visualizzare la sezione adibita ad ospitare il primo dei due riscaldatori.

A tale proposito è stata realizzata una camicia costituita da un cilindro cavo di rame di diametro interno pari a 9 mm e diametro esterno pari a 12 mm. Inoltre la camicia è lunga 1240 mm. La funzione di approvvigionamento di calore è affidata ad una resistenza esterna a filo che avvolge in senso elicoidale tutta la superficie della camicia. Il gioco di 0,5 mm quest'ultima e l'heat-pipe è stato lasciato per scongiurare il pericolo che le deformazioni indotte dall'effetto delle alte temperature sul rame, causino curvature del tubo rendendone di conseguenza difficile l'estrazione. Sempre per facilitare tale operazione, due dadi M12 sono stati brasati ai capi dello stesso riscaldatore. I particolari realizzativi del riscaldatore sono riportati nelle figure 45 e 46.

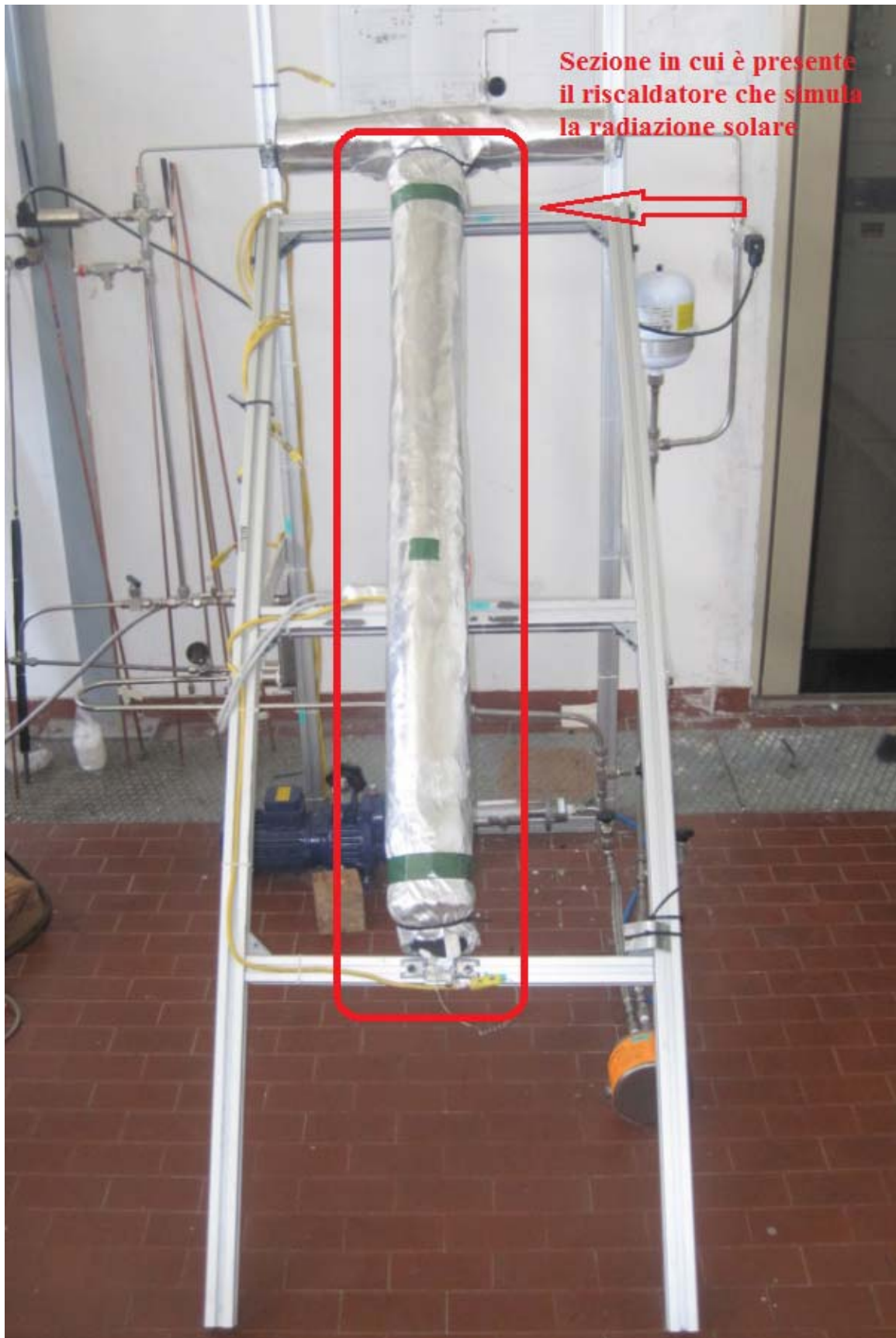


Figura 23-sezione in cui è presente il riscaldatore che simula la radiazione solare



Figura 24-particolare del riscaldatore



Figura 25-particolare del riscaldatore

Lo spessore della camicia è frutto del compromesso tra l'esigenza di disporre di una efficace resistenza strutturale alle frequenti sollecitazioni indotte dalla sostituzione dei tubi e l'esigenza di non avere una caduta di temperatura troppo pronunciata tra diametro esterno ed interno. In effetti il ΔT calcolato eccede di poco il decimo di grado.

$$R_{\text{camicia}} = \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{A_{\text{superficie}} \cdot k_{\text{Cu}}} = 9,47 \times 10^{-5} \left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right]$$

Tutto ciò avendo assunto per il rame una conducibilità di 390 W/m·K. Quindi il salto massimo di temperatura, che si verificherà in corrispondenza di una potenza in ingresso di 155 W sarà di:

$$\Delta T = Q_{\text{ingresso}} R_{\text{camicia}} = 1,47 \times 10^{-2} [^{\circ}\text{C}]$$

Il secondo riscaldatore è posto nella sezione di ingresso del collettore. Questo componente è stato utile nell'analisi dell'effetto della temperatura di ingresso poiché regolando la tensione di alimentazione si fornisce più o meno potenza termica al fluido del circuito secondario. In figura 47 e 48 è riportato tale riscaldatore già adeguatamente coibentato.

La progettazione di questo ulteriore componente è stata effettuata semplicemente scrivendo un bilancio di prima legge tra fluido del circuito secondario e potenza termica in ingresso.

$$Q = c_p G (T_2 - T_1)$$

Abbiamo indicato con G la portata massica utilizzata: essa risulta pari a 7,5 kg/h. Il calore specifico per l'acqua in tali condizioni di temperatura e pressione vale approssimativamente 4186 J/kg K. Le temperature T_2 e T_1 sono le temperature in uscita e in ingresso dal riscaldatore. Per il calcolo di Q è stata scelta una T_2 massima di 110 °C a cui sarà testato il sistema. Per la T_1 invece, si è deciso di adottare un valore di 25°C.

La potenza termica calcolata con questi dati ammonta a 740 W.

La scelta dell'elemento riscaldante nei due casi è ricaduta su una resistenza a filo della Thermocoax. In particolare tale elemento presenta un cuore in Nickel-Cromo 80/20 e un rivestimento in acciaio inossidabile AISI 304L.

Nel caso della resistenza utilizzata per simulare la radiazione solare, tale avvolgimento è stato realizzato con un filo di diametro pari a 1 mm e una resistività a 20°C di 12,5 Ω/m. Invece per il secondo riscaldatore introdotto è stato scelto un modello avente diametro di 1,5 mm con resistività a 20°C pari a 5,5 Ω/m.

Il limite di tensione applicabile a tali elementi è fissato dal costruttore a 110 V.

Per il primo riscaldatore è stato utilizzato un filo lungo 4,5 metri, invece per il secondo si è adottata una lunghezza pari a 3 metri.

Si può effettuare sulla base dei dati disponibili la verifica che i valori di tensione si mantengano al di sotto del limite di sicurezza di 110 volt. Dalla legge di Ohm si ricava:

$$Q = P = VI = \frac{V^2}{R} = \frac{\Lambda V^2}{\rho L} = \frac{\pi d^2 V^2}{4 \rho L}$$

Quindi

$$V = \sqrt{\frac{4 Q \rho L}{\pi d^2}}$$

Per il primo riscaldatore, utilizzando una potenza di 155 W si ottiene una tensione pari a 105,4 V. Per il secondo invece, utilizzando la potenza di 740 W si ottiene 83,12 V. In ciascun caso siamo chiaramente in sicurezza rispetto al limite di 110 V.

Per l'alimentazione della resistenza, in ciascun caso è stato utilizzato un variac. Attraverso questo dispositivo si può alimentare la resistenza con una percentuale della tensione di rete variabile da 0 al 100%, variando di conseguenza la potenza in ingresso al tubo.

Realizzazione dell'isolamento

L'isolamento è un punto fondamentale per questo impianto. In particolar modo questa problematica ha interessato l'evaporatore, il collettore e la sezione del preriscaldatore. Lo scopo nel caso dell'evaporatore è consistito nel limitare il più possibile le perdite di calore verso l'esterno.

La percentuale di perdita verso l'esterno della potenza termica introdotta si può visualizzare nel grafico di figura 51.

Come è evidente i valori si fanno sempre più dispersi andando nel verso di una diminuzione di potenza. Inoltre la percentuale di calore trasferito rispetto a quello in ingresso aumenta all'aumentare di quest'ultimo.

Per quanto riguarda il riscaldatore che deve simulare la radiazione solare, l'isolamento consiste di 3 differenti strati di coibente. La zona a diretto contatto con la resistenza è ricoperta da fibra ceramica. Tale materiale è costituito prevalentemente da allumina e silice ed è della Morgan Thermal Ceramics tipo Superwool Cerablankets ed è distribuita uniformemente lungo il tubo con uno spessore medio di 3 cm. La conducibilità della fibra a 200°C è di 0,07 W/m·K. Il secondo strato è realizzato con poliuretano espanso di spessore pari a 1,5 cm ed è anch'esso equamente distribuito sul tubo. La conducibilità a 40°C, stabilita secondo normative DIN è di 0,04 W/m·K ed è approssimativamente la stessa per tutte le distribuzioni commerciali di questo prodotto. Inoltre è presente anche uno strato esterno di tessuto di fibra di vetro rivestito con alluminio.

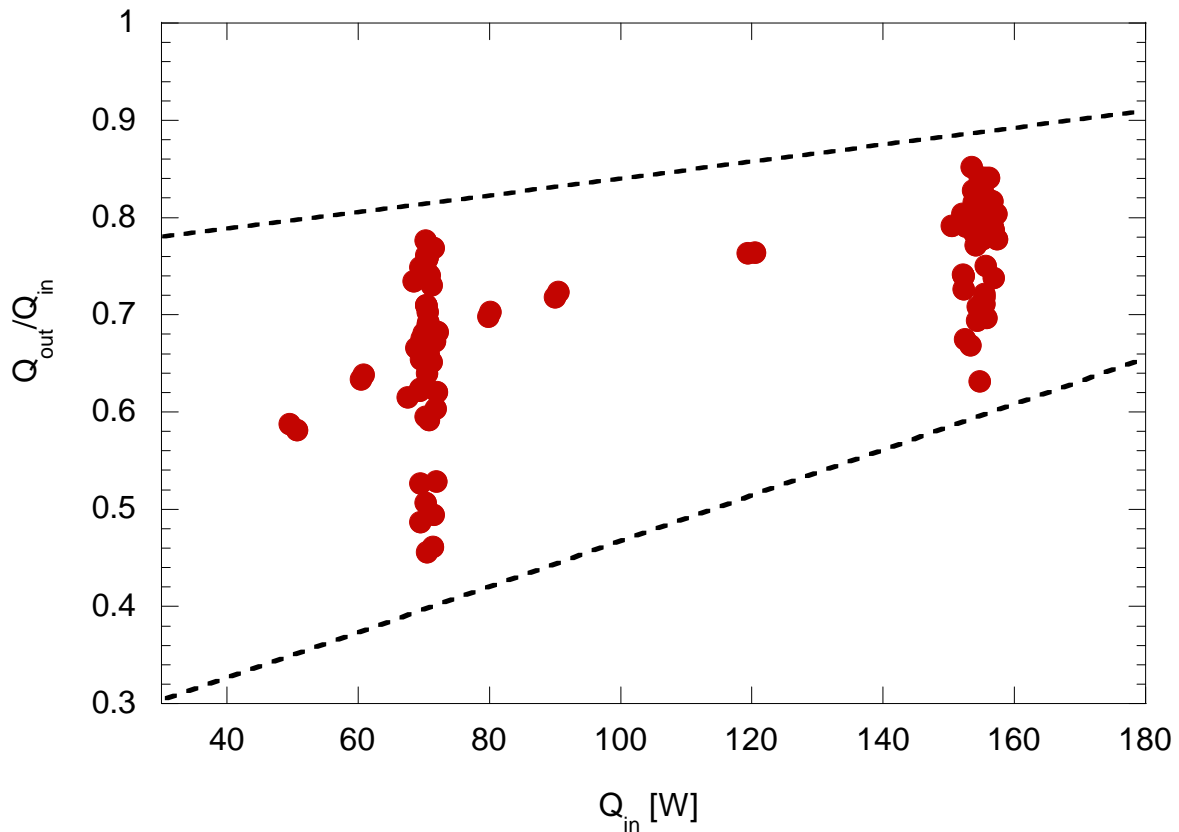


Figura 26-perdite di calore verso l'esterno per differenti potenza in ingresso

Il preriscaldatore invece è stato realizzato utilizzando lana di roccia per uno spessore di circa 2 cm. Il tutto è rivestito da uno strato di alluminio esterno.

Di seguito si riportano le varie fasi di coibentazione della sezione dell'evaporatore.

In figura 52 si può vedere l'intera camicia involuppata nella resistenza a filo e adagiata sullo strato di fibra ceramica. Quest'ultima verrà arrotolata intorno al tubo e il risultato è presentato in figura 53. Successivamente il tutto verrà avvolto nello strato di poliuretano come mostrato in figura 54. Dopo aver aggiunto lo strato più esterno di coibentazione il tutto viene opportunamente fissato. Il risultato finale è riportato in figura 55.



Figura 27-camicia e resistenza a filo avvolta intorno ad essa



Figura 28-strato di fibra ceramica



Figura 29-strato di poliuretano



Figura 30-risultato finale

Per quanto riguarda la sezione del preriscaldatore, in figura 56 è riportato il tratto “ad L” del circuito su cui la resistenza è stata avvolta. Quest’ultima è stata inserita in un cilindro cavo di lana di roccia. Il vuoto tra quest’ultimo componente e il tubo è stato riempito da fibra ceramica dello stesso tipo utilizzato per il riscaldatore che circonda l’heat-pipe.



Figura 31-preriscaldatore senza coibentazione

Produzione heat-pipe

Gli heat-pipe sono stati realizzati dalla Kloben utilizzando un impianto per la produzione in serie di questi dispositivi. Tale sistema provvede autonomamente alla saldatura ad ultrasuoni dei tubi con un meccanismo a pantografo. Inoltre il sistema nel suo complesso dispone di un serbatoio da 500 litri dedicato al degasaggio e alla termoregolazione dell'acqua che poi verrà iniettata nei tubi.

La realizzazione degli heat-pipes prevede l'evacuazione dell'aria dagli stessi attraverso una pompa a vuoto a palette. Dopo aver ottenuto un primo valore di vuoto di 1 mbar viene attivata la pompa molecolare che consente il raggiungimento di gradi di vuoto di 10^{-3} mbar.

Alla fase di creazione del vuoto segue la fase di iniezione di acqua in quantità programmabili. Quindi la saldatrice ad ultrasuoni provvederà alla chiusura degli heat-pipes. I collettori a questo punto dovranno essere flussati con aria secca per eliminare eventuali tracce di vapore presenti che andrebbero a falsare il riempimento dei tubi successivi.

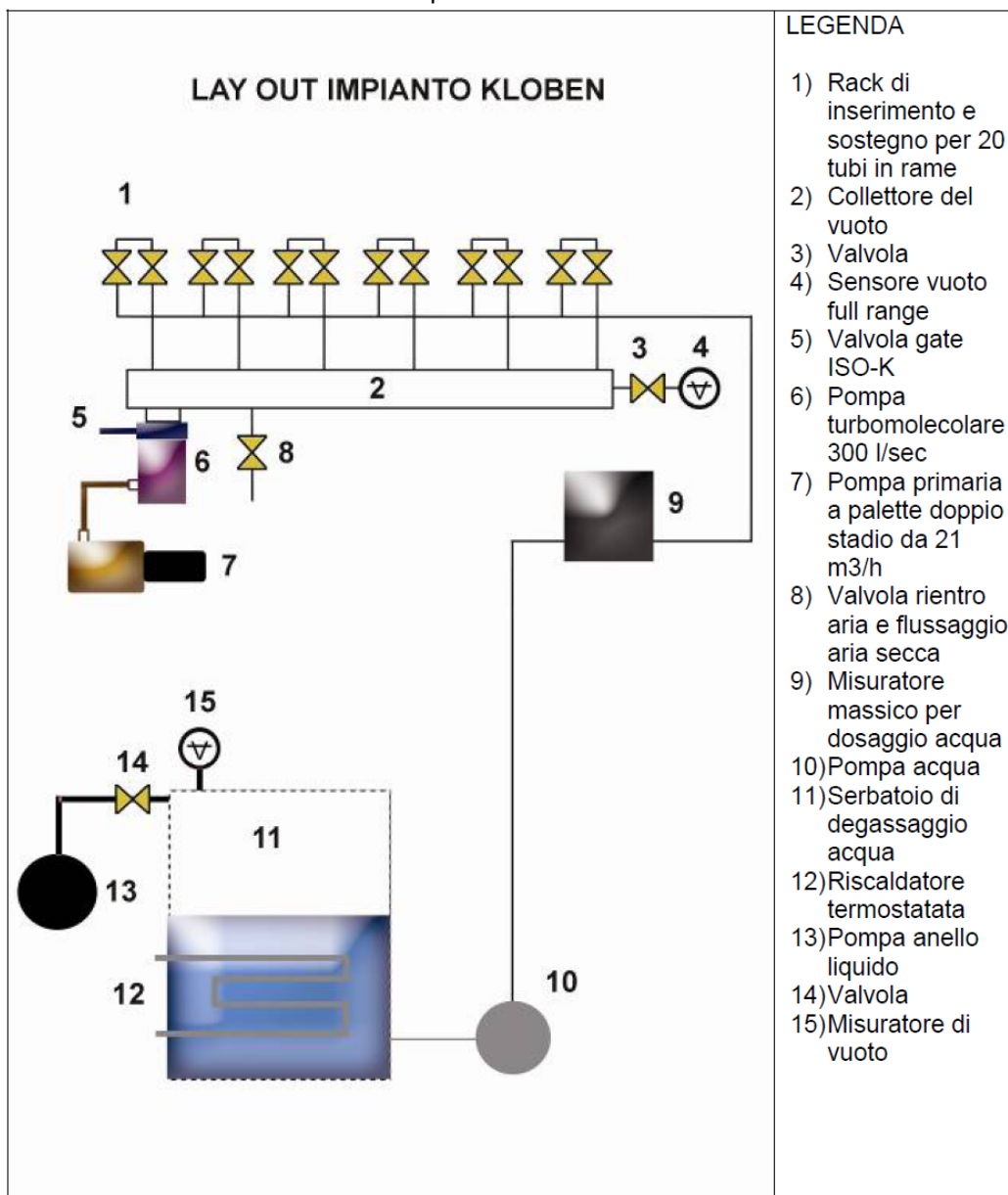


Figura 32-schema di funzionamento dell'impianto per la produzione di heat-pipes

Paragrafo 2: Risultati precedenti

Grandezze utilizzate

Le caratteristiche principali del trasferimento termico possono essere descritte da un limitato numero di grandezze. Ognuna di queste servirà per caratterizzare il comportamento di una particolare sezione del tubo o per sintetizzarne il funzionamento globale.

A tale proposito può essere definito un coefficiente di scambio termico sia per la sezione dell'evaporatore h_{ev} , sia per la sezione del condensatore h_c (Hussam Jouhara, 2010). Essi indicano l'efficienza con cui il calore viene trasportato nelle varie sezioni del tubo di calore. In particolare, il primo dei due parametrizza l'efficienza del trasporto di calore dalla sezione dell'evaporatore alla sezione adiabatica, invece il secondo descrive la bontà del trasferimento termico da quest'ultima sezione a quella del condensatore.

Le espressioni utilizzate sono riportate di seguito

$$h_{ev} = \frac{Q_m}{\pi d l_e (T_{ev} - T_v)} \quad (1)$$

$$h_c = \frac{Q_c}{\pi d l_c (T_v - T_c)} \quad (2)$$

dove d è il diametro esterno dell'heat-pipe, con l_e ed l_c si sono indicate rispettivamente le lunghezze dell'evaporatore e del condensatore. Con Q_m invece si è indicata la media aritmetica tra calore fornito e calore dissipato.

Le temperature che compaiono nelle precedenti espressioni sono: la temperatura media dell'evaporatore, del vapore e del condensatore: T_{ev} , T_v e T_c .

Per T_{ev} è stata scelta la media aritmetica tra le temperature T_5 e T_6 poste rispettivamente vicino l'estremità inferiore e superiore della camicia scaldante.

$$T_{ev} = \frac{T_5 + T_6}{2} \quad (3)$$

Invece la temperatura media del vapore T_v può essere espressa attraverso la misura della temperatura T_6 assumendo che la parete interna su cui è brasata la termocoppia venga lambita pienamente dal flusso di vapore che risale verso il condensatore.

La temperatura T_c è stata invece misurata solo in alcune prove presso la sezione del condensatore. Tutto ciò a causa delle intrinseche difficoltà tecniche nel replicare tale misura per tutti i tubi di calore in questione. Tali ostacoli tecnici sono stati già discussi nel capitolo relativo all'apparato sperimentale. Questo dato è stato acquisito solo qualora la campagna di prove in questione non richiedesse cambi frequenti dei tubi di calore.

Per questo motivo, tale misura non è stata effettuata né nell'analisi dell'effetto del grado di vuoto né nell'analisi dell'effetto del grado di riempimento ma solamente nelle prove riguardanti la variazione di temperatura nel collettore.

Un'altra grandezza interessante da diagrammare è sicuramente la resistenza termica totale del dispositivo. Essa è stata già trattata dal punto di vista teorico nei capitoli iniziali evidenziandone i contributi che maggiormente riuscivano ad influenzarla.

Da un punto di vista operativo invece, è possibile definirla a valle dei dati acquisiti tramite l'espressione seguente

$$R_{HP} = \frac{T_{ev} - T_c}{Q_{in}} \quad (4)$$

Volendo distinguere il comportamento delle differenti sezioni dell'heat-pipe prese singolarmente possiamo introdurre le seguenti grandezze. La prima valuta le prestazioni termiche del condensatore, la seconda invece si focalizza sull'evaporatore.

$$R_c = \frac{T_v - T_c}{Q_{in}} \quad (5)$$

$$R_{ev} = \frac{T_{ev} - T_v}{Q_{in}} \quad (6)$$

Infine, l'ultima grandezza che dà informazioni utili circa le prestazioni dell'heat-pipe è il rendimento definito come di seguito

$$\eta_{HP} = \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \quad (7)$$

Questo parametro misura l'aliquota di potenza termica che il dispositivo riesce a veicolare presso la sezione del collettore rispetto al calore disponibile in ingresso. Tale grandezza incorpora l'effetto di tutte le perdite, sia sull'evaporatore che sul collettore e si presta meglio ad essere utilizzato come parametro di prestazione globale.

La differenza principale tra rendimento e resistenza è quindi che la resistenza si propone come grandezza rappresentativa solo di ciò che succede nell'heat-pipe, qualunque tipo di collettore ci sia. Questo perché al denominatore compare il termine Q_m che è pari a $Q_i - (Q_1 + Q_2)/2$. In tale espressione il peso del calore ceduto dal collettore all'ambiente esterno è minore rispetto all'espressione di Q_{out} che è pari a $Q_i - (Q_1 + Q_2)$ quindi la resistenza tenta di rappresentare il funzionamento dell'heat-pipe al netto di ciò che succede nel collettore. Se si fa l'ipotesi peraltro del tutto giustificata che il calore ceduto dal collettore fosse molto inferiore rispetto al calore ceduto dall'evaporatore dell'heat-pipe $Q_1 \gg Q_2$ il peso del termine Q_2 si annulla ingegneristicamente. Tuttavia in alcuni diagrammi tale differenza fa sentire il suo peso.

Risultati Sperimentali

Nella, precedente campagna sperimentale, sono stati valutati gli effetti della variazione della natura del liquido refrigerante, della portata di liquido refrigerante, del carico termico e del riempimento.

Natura del liquido refrigerante

Questa campagna di prove è stata eseguita all'inizio dell'attività di ricerca. In tale fase è stato utilizzato un riscaldatore differente da quello attuale. Per ulteriori dettagli tale dispositivo è

stato già ampiamente descritto nella sezione relativa all'apparato sperimentale. Anche il tipo di coibentazione era essenzialmente differente. La scelta del liquido è ricaduta sull'olio di silicone, tuttavia tale campagna è terminata molto presto a causa dei risultati poco promettenti offerti da tale soluzione.

Le prove sono state condotte in corrispondenza dei seguenti parametri operativi:

- Pressione nel circuito secondario di 2,35 bar;
- Portata di acqua refrigerante di 6,5 kg/h;

In effetti si è scoperto che il dispositivo indagato non scambiava calore secondo le comuni modalità di un termosifone bifase, ma trasferisse calore prevalentemente per conduzione. In figura 1 si può osservare che la differenza di temperatura tra T_5 e T_6 è dell'ordine dei 200°C. Nel caso di utilizzo di acqua invece, questo delta si mantiene sempre sull'ordine di grandezza dell'unità di grado.

Questo comportamento prefigura una totale inibizione di importanti meccanismi di trasferimento di massa, gli unici tuttavia che ci assicurano gli altissimi coefficienti di scambio termico tipici degli heat-pipe.

Questo comportamento si ripete in maniera identica per il caso di potenza in ingresso di 155 W come evidente in figura 2 ma questa volta la differenza tra le due temperature T_5 e T_6 si mantiene contenuta a 174,45 °C.

Il risultato esposto in precedenza inoltre, non vale solo per il caso 3g ma anche per il caso 20g, rispettivamente pari a gradi di riempimento di 8,6% e 57%.

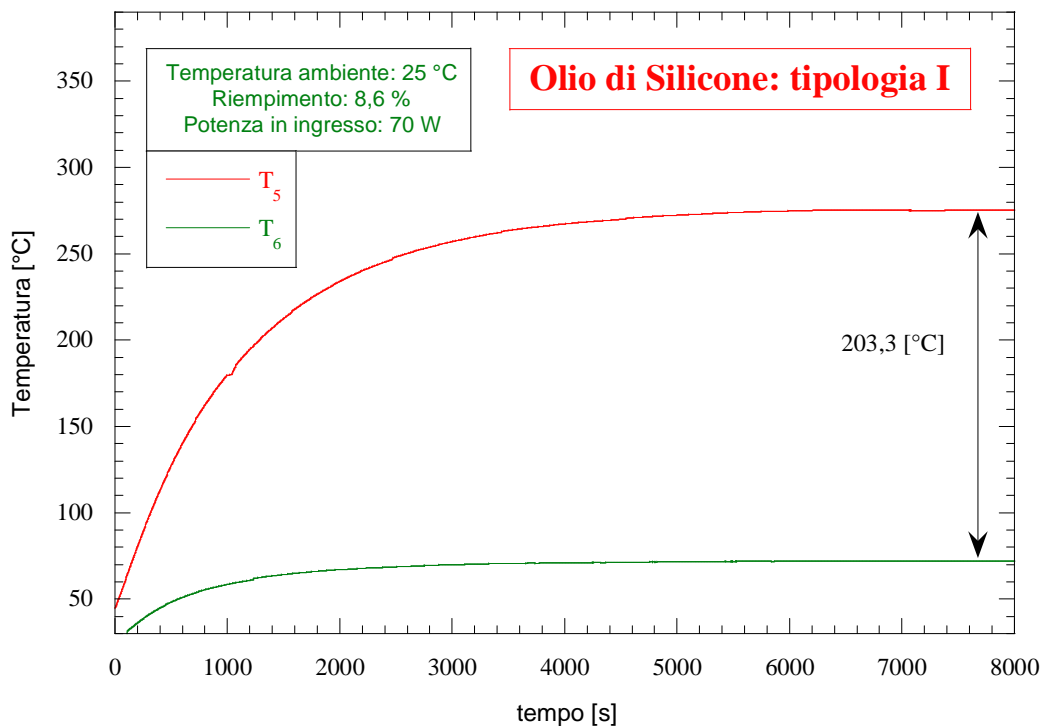


Figura 1 andamento temporale delle temperature T_5 e T_6

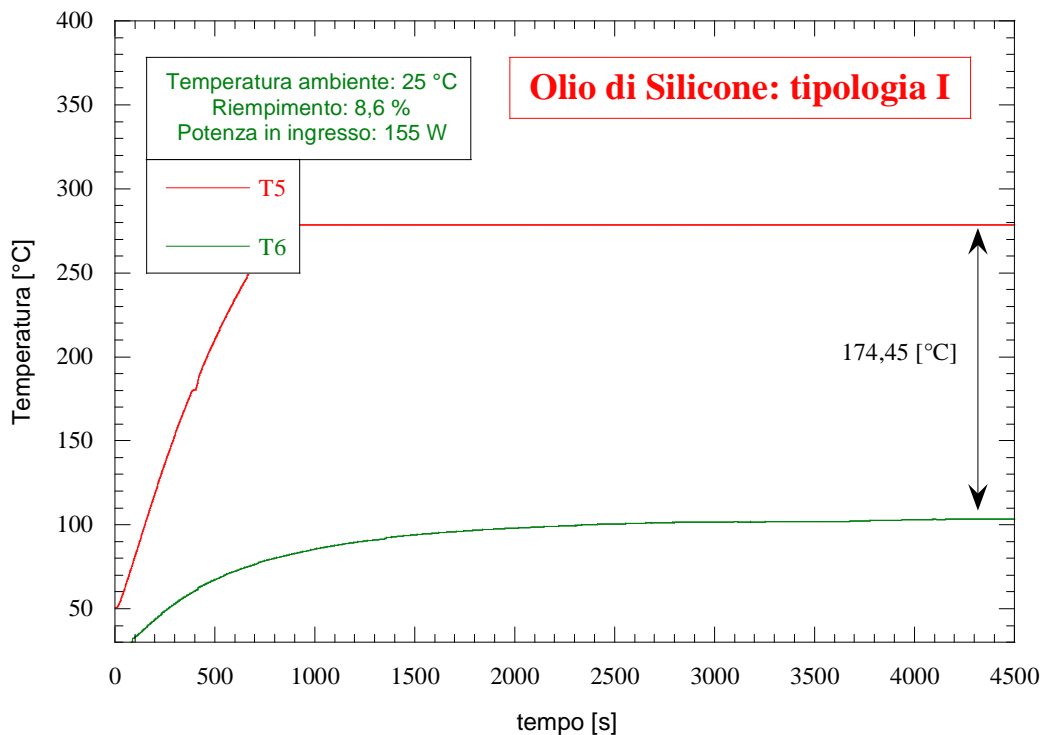


Figura 2 andamento temporale delle temperature T_5 e T_6

È stata inoltre investigata una seconda tipologia di tubi di calore, che nominalmente avrebbe dovuto contenere olio di silicone, ma di differente composizione. Le misurazioni in questo caso hanno evidenziato il corretto innesco dei meccanismi tipici dei termosifoni bifase. Tuttavia nel corso del presente lavoro un tubo di questa serie è stato tranciato e svuotato per accertare la natura del liquido interno.

Tale fluido è stato quindi miscelato con acqua ma non ha presentato alcun tipo di stratificazione che invece sarebbe stata indicativa della presenza di olio.

Non è possibile dare indicazioni più dettagliate circa la natura del fluido tuttavia l'andamento delle temperature risulta molto simile ai risultati ottenuti utilizzando acqua.

Portata di liquido refrigerante

Oggetto di valutazione è stato anche l'effetto della portata di refrigerante sulle prestazioni dell'heat-pipe. In particolare, sul tubo di 8g, corrispondente ad un grado di riempimento di 22,8%, è stata effettuata una serie di misurazioni variando la portata di acqua da 3 kg/h fino a 8,5 kg/h.

La cosa interessante da notare è che all'aumentare della portata, la potenza dissipata dal tubo crolla come possiamo osservare dalla figura 3. In effetti tenendo conto della seguente espressione, è vero che la potenza aumenta all'aumentare di G , ma è anche vero che l'aumento di portata causa tempi di permanenza minori al fluido che lambisce il condensatore causando un incremento dell'entalpia nello stato 2.

$$Q_{out} = G_{acqua} (h_2 - h_1) = G_{acqua} [c_p(T_2 - T_1)] \quad (8)$$

A riprova di ciò, sempre in figura 3 possiamo notare che la differenza tra le temperature T_1 e T_2 tende ad accorciarsi all'aumentare della portata.

Il risultato è un andamento decrescente della potenza trasferita in funzione della portata massica per la maggior parte del range di G indagato.

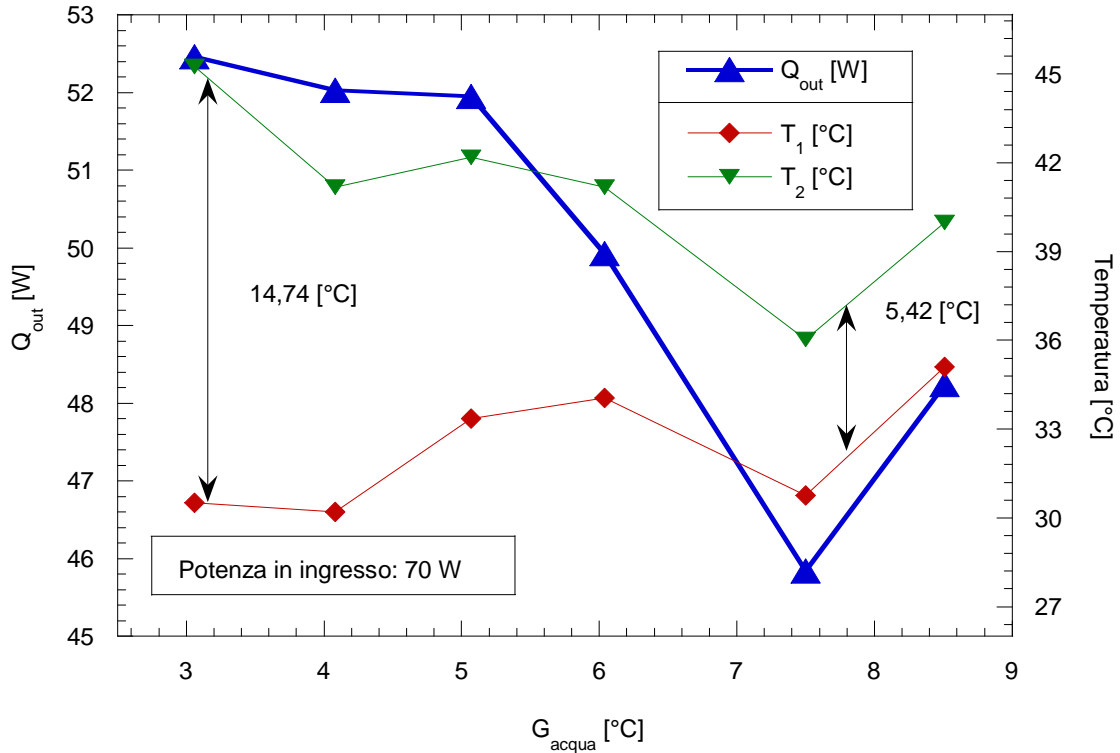


Figura 3 andamento di Q_{out} e di T_1 e T_2 in funzione della G_{acqua}

Il minimo di potenza che si osserva in corrispondenza di una portata di 7,5 kg/h può essere spiegato alla luce del fatto che in tal caso le perdite di calore verso l'esterno sono maggiori. La valutazione della potenza dissipata è piuttosto difficoltosa. In realtà possiamo dire che essa è principalmente dovuta al contributo convettivo offerto dalla superficie esterna del tubo e dalla superficie esterna del collettore secondo la ben nota relazione di Newton:

$$Q_{\text{diss}} = h(T_{\text{ext}} - T_{\text{amb}}) \quad (9)$$

Dove con T_{ext} si è indicata la T_7 misurata sullo strato più esterno della coibentazione del tubo di calore e T_{amb} è la temperatura della hall impianti.

Scrivendo un bilancio di prima legge nella sezione del collettore si ricava la seguente espressione

$$G_{\text{acqua}}(h_2 - h_1) = Q_{\text{in}} - Q_{\text{diss}} \quad (10)$$

Ovvero la potenza ceduta al circuito secondario è esprimibile come differenza tra la potenza in ingresso al tubo di calore meno la potenza dissipata da quest'ultimo.

Ne discende che qualora la potenza dissipata aumenti, a parità di potenza in ingresso si verificherà un decremento della potenza scambiata col circuito secondario come si può apprezzare da figura 3.

Le due curve indicative dell'andamento della potenza dissipata sono state ottenute valutando il coefficiente di scambio termico della equazione 9 con l'ausilio di due correlazioni disponibili in letteratura per la convezione naturale esterna in presenza di una geometria cilindrica. L'andamento della potenza dissipata rispetto a quella scambiata tra heat-pipe e circuito secondario è riportato in figura 4. I dettagli di queste correlazioni sono ampiamente descritti nell'apposita sezione.

Nella fattispecie, si è assimilata non solo la sezione dell'evaporatore ma anche quella dello stesso collettore ad un unico cilindro orizzontale.

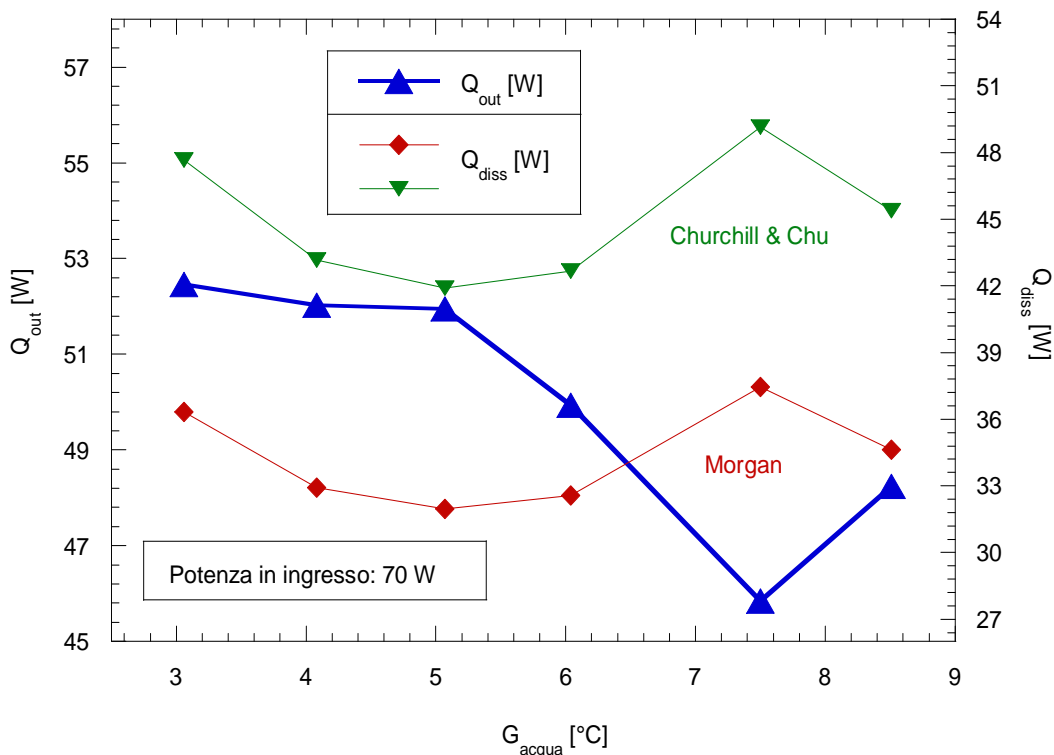


Figura 4 andamento di Q_{out} e di Q in funzione di G_{acqua}

Un utile parametro per sintetizzare queste ultime osservazioni è il rendimento del tubo di calore definito attraverso l'espressione 7. A tale proposito in figura 5 è riportato l'andamento dell' η_{TP} in funzione della portata massica G_{acqua} .

Come si evince dalla figura, il punto di massimo rendimento si trova presso una portata massica di 4 kg/h. In tale punto il rendimento vale 74,89 %

Al rendimento può essere associato un ulteriore parametro prestazionale utile per valutare il funzionamento di un tubo di calore. Esso consiste nella resistenza termica definita attraverso l'espressione 4.

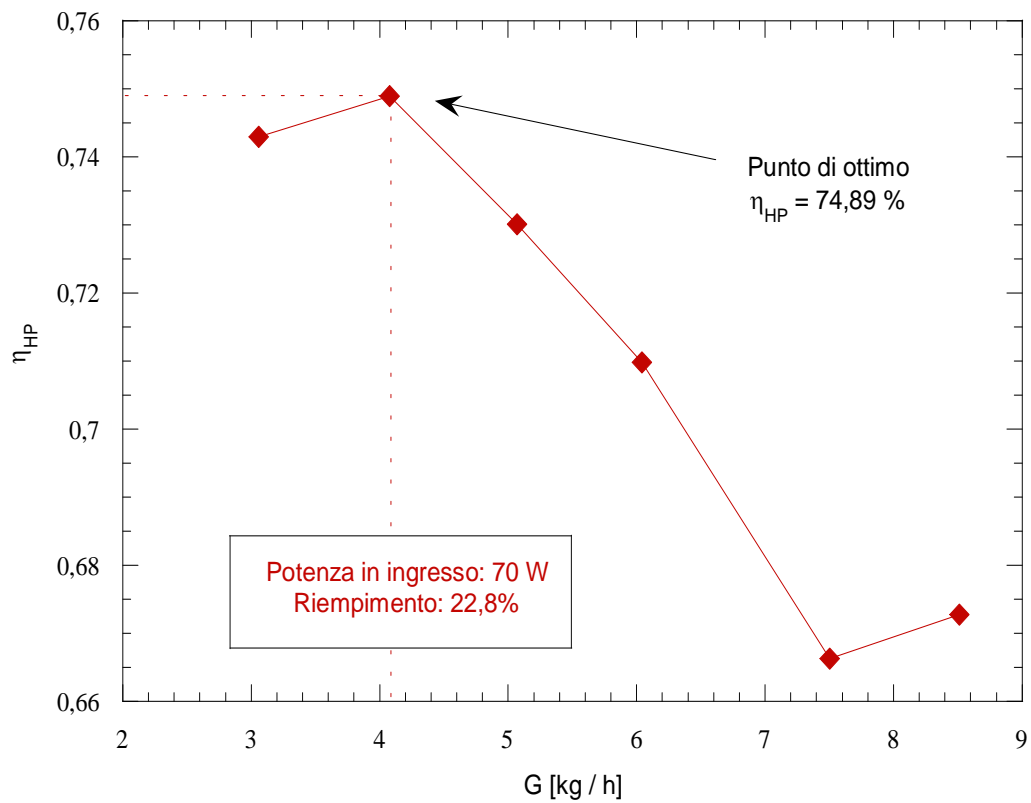


Figura 5 rendimento dell'heat-pipe in funzione di G_{acqua}

L'andamento della resistenza termica globale è riportato in figura 6. È evidente che l'effetto della differenza di temperatura è più importante rispetto alla riduzione di potenza termica che si può notare da figura 4.

Ciò significa che il tubo di calore presenterà una maggiore efficienza nel trasferire potenza termica a basse portate di fluido refrigerante perché in tal caso opera tra due temperature molto prossime tra loro.

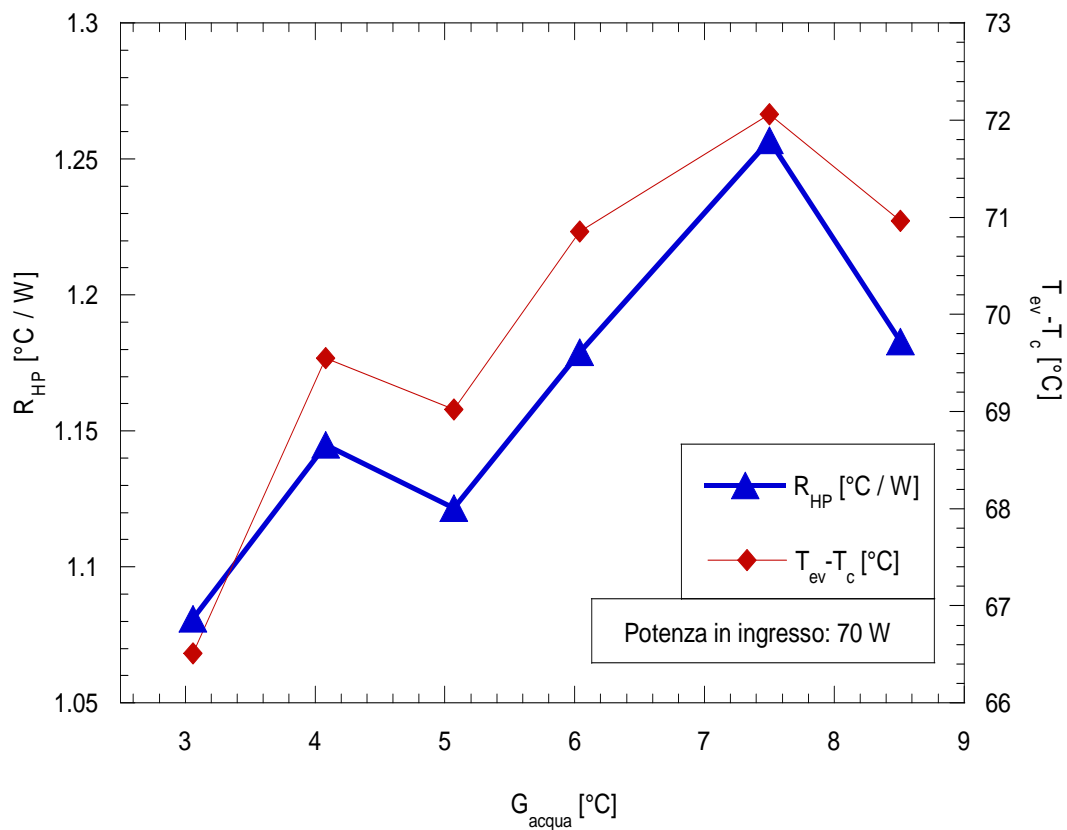


Figura 6 andamento di R_{HP} in funzione di G_{acqua}

Tuttavia la resistenza termica R_{HP} è indicativa del comportamento globale del dispositivo. Se volessimo invece caratterizzare separatamente il funzionamento del condensatore e dell'evaporatore dovremmo far riferimento alle espressioni 5 e 6. In figura 7 e 8 sono riportate le resistenze termiche nella sezione dell'evaporatore e del condensatore. La resistenza all'evaporatore presenta un massimo in corrispondenza di una portata di 6 kg/h.

È evidente che l'andamento che ha più peso sulla R_{HP} è sicuramente quello di R_c poiché presenta resistenze di due ordini di grandezza maggiori rispetto all'evaporatore. Si può quindi asserire che il comportamento dell'evaporatore non ha una influenza determinante sulle prestazioni globali del dispositivo.

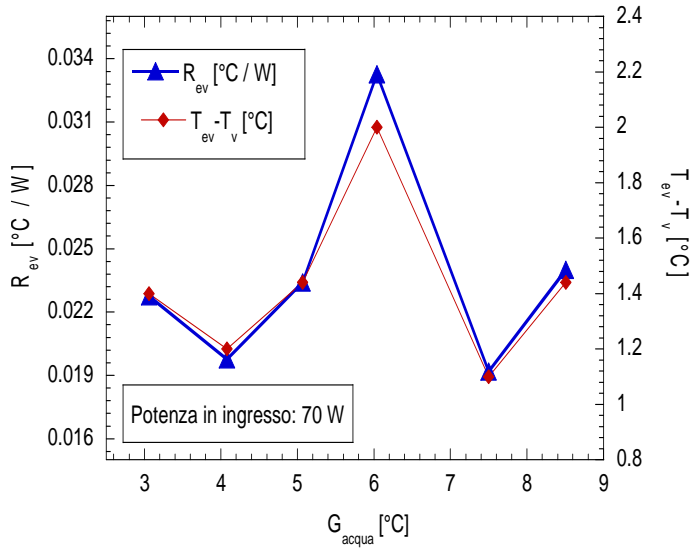


Figura 7 andamento di R_{ev} in funzione di G_{acqua}

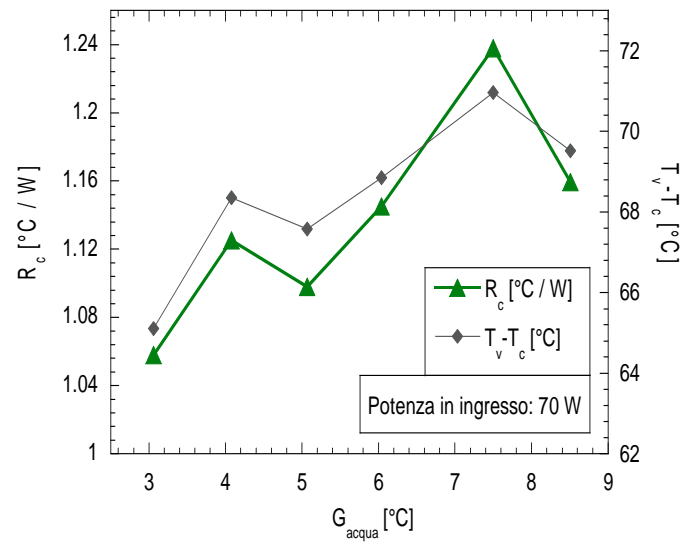


Figura 8 andamento di R_c in funzione di G_{acqua}

In maniera speculare alla resistenza termica possiamo osservare l'andamento del coefficiente di scambio termico all'evaporatore e al condensatore in figura 8. Le definizioni di queste due grandezze discendono dalle espressioni 1 e 2.

Per quanto concerne il coefficiente di trasferimento termico dell'evaporatore esso presenta un minimo in corrispondenza di una portata di 6 kg/h .in maniera speculare a ciò che accade alla resistenza termica di figura 6.

Il coefficiente di scambio termico al condensatore invece diminuisce all'aumentare della portata massica come ci si aspetta dall'andamento della resistenza di figura 7.

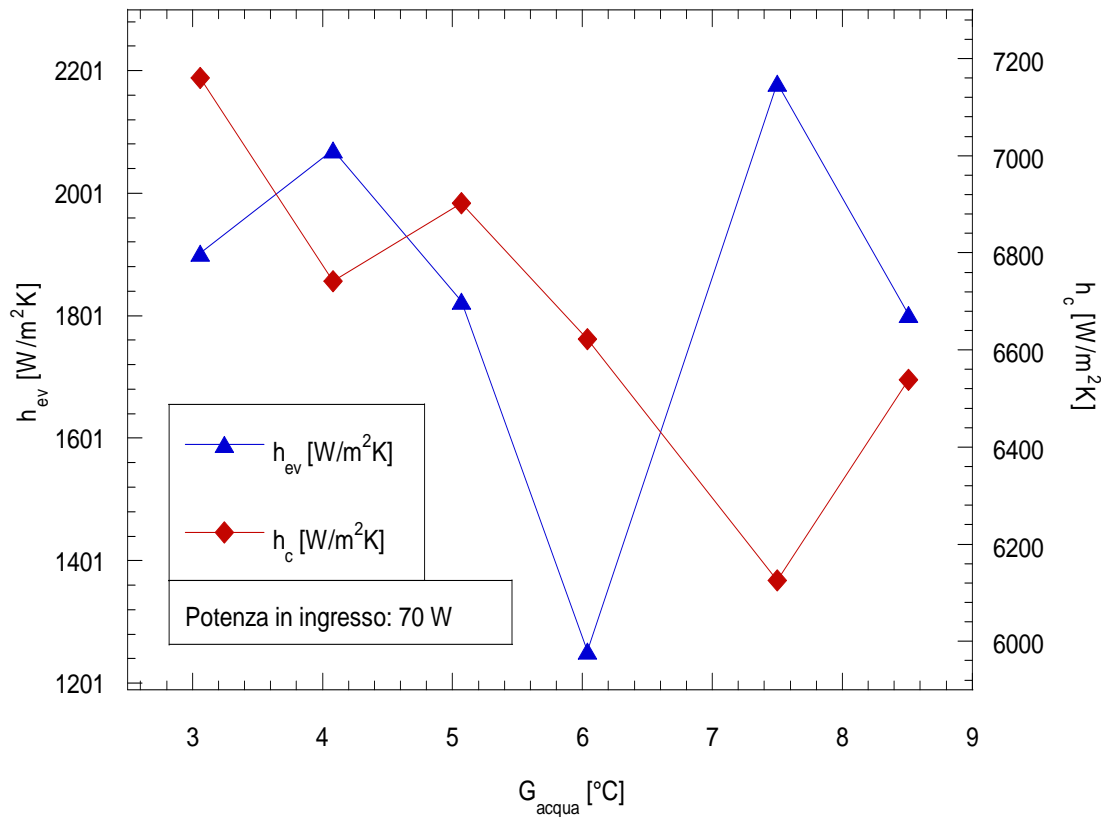


Figura 9-coefficienti di scambio termico rispetto a G_{acqua}

Effetto del carico termico

Questa serie di prove è stata effettuata per simulare la variazione delle condizioni di irraggiamento sul tubo di calore ed è stata condotta variando la potenza termica in ingresso all'evaporatore da 50 W a 155 W e mantenendo costanti i seguenti parametri:

- Portata di acqua refrigerante a 7,5 kg/h
- Pressione nel circuito secondario a 3 bar

La variazione di potenza induce sicuramente un incremento del calore scambiato col circuito secondario come evidente da figura 10. Ciò perché deve essere rispettato il bilancio globale di energia sull'heat-pipe a meno delle perdite di calore verso l'esterno valutate come già esposto in precedenza.

È interessante notare dalla stessa figura che tra questi valori sperimentali può essere facilmente stabilito tramite regressione lineare un legame funzionale che presenta pochi scostamenti rispetto ai valori sperimentali. Infatti in tali casi si calcola un indice di correlazione del 99,997 %. Tramite l'equazione così ricavata, nota la potenza in ingresso e il riempimento del tubo, si può prevedere il calore che esso scambierà con il circuito secondario utilizzando la relazione:

$$Q_{out} = -14,69 + 0,883 Q_{in} \quad (11)$$

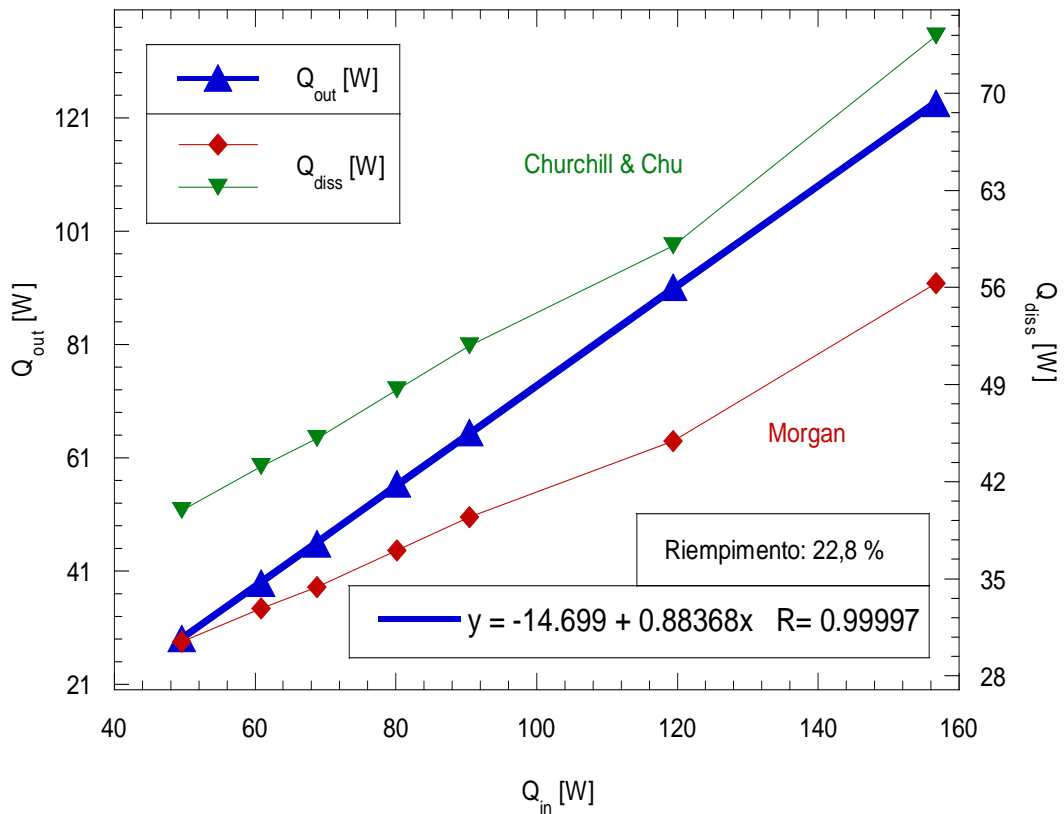


Figura 10 andamento del calore dissipato rispetto al calore in ingresso

Per evidenziare maggiormente gli effetti del calore in ingresso rispetto a quello smaltito possiamo diagrammare in figura 11 l'andamento di η_{HP} come definito in 7. Estrapolando i risultati dell'equazione 11 possiamo riscrivere la stessa facendo comparire il rendimento:

$$\eta_{HP} = \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = 0,883 - \frac{14,69}{Q_{in}} \quad (12)$$

A questo punto possiamo trovare il massimo η_{HP} raggiungibile dall'heat-pipe tramite l'espressione seguente:

$$\lim_{Q_{in} \rightarrow \infty} \eta_{HP} = 0,883 \quad (13)$$

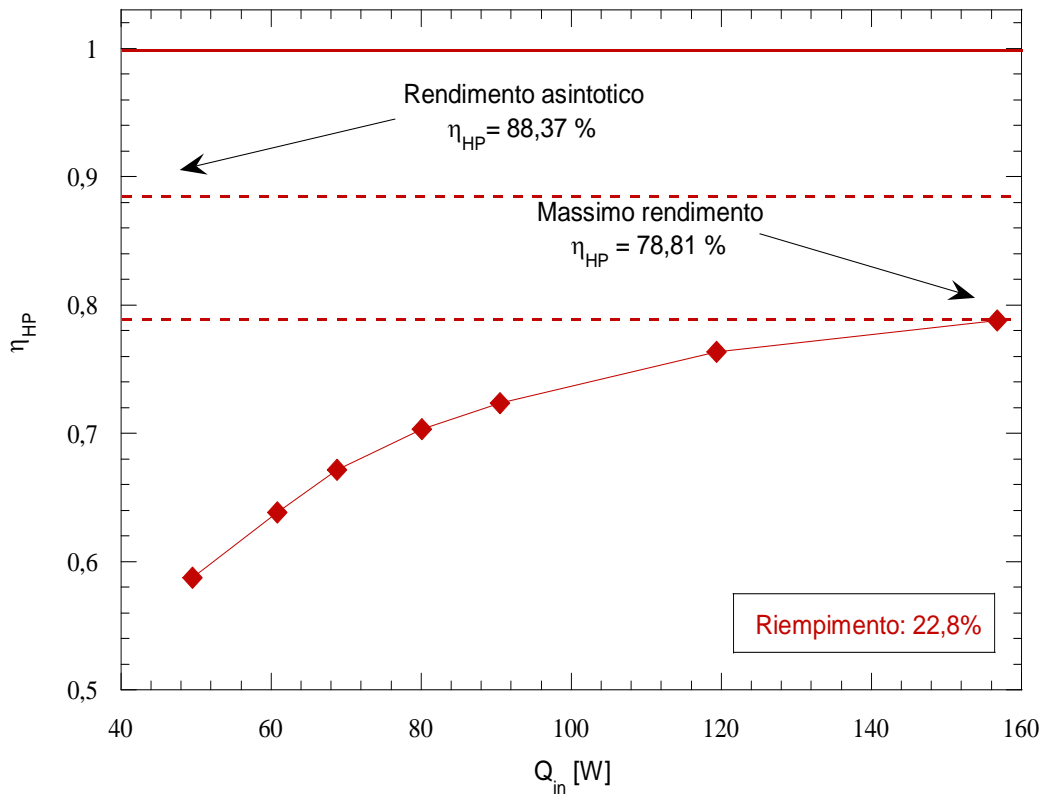


Figura 11 andamento di η_{HP} rispetto al calore in ingresso

Visto che la variazione del calore dissipato è molto importante (più del triplo del valore iniziale), esso detta il comportamento della resistenza termica. Infatti la presenza di 2 picchi della differenza $T_{ev}-T_c$ non influenza minimamente l'andamento di R_{HP} che si mantiene monotono decrescente come si può apprezzare in figura 12. A conferma del fatto che l'influenza della differenza di temperature sia minima, possiamo notare dalla stessa figura come l'andamento di R_{HP} sia pressoché iperbolico.

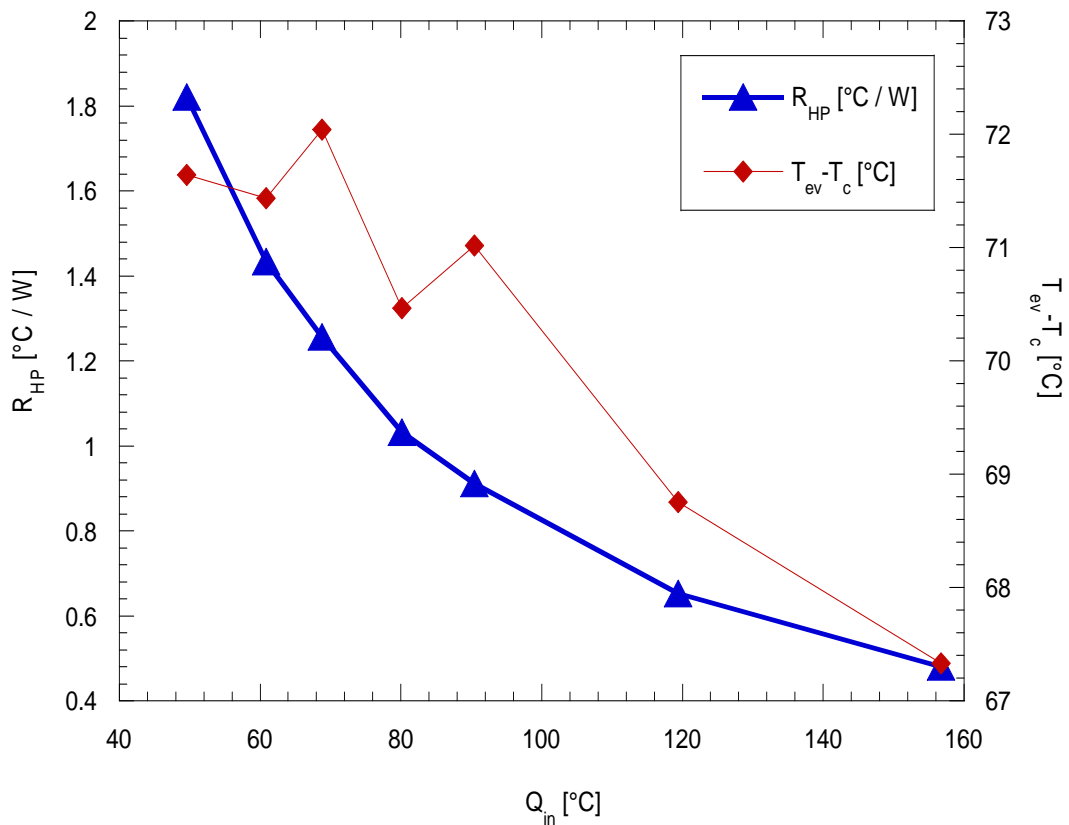


Figura 12-andamento di R_{HP} in funzione di Q_{in}

Volendo analizzare l'effetto della variazione della potenza in ingresso sulla resistenza nella sezione dell'evaporatore e del condensatore possiamo diagrammare l'andamento di R_c e R_{ev} . Come nel caso di portata variabile possiamo osservare che ciò che condiziona l'andamento della resistenza globale è ciò che succede nella sezione del condensatore poiché in tale zona la resistenza è di 2 ordini di grandezza maggiore rispetto a quella dell'evaporatore.

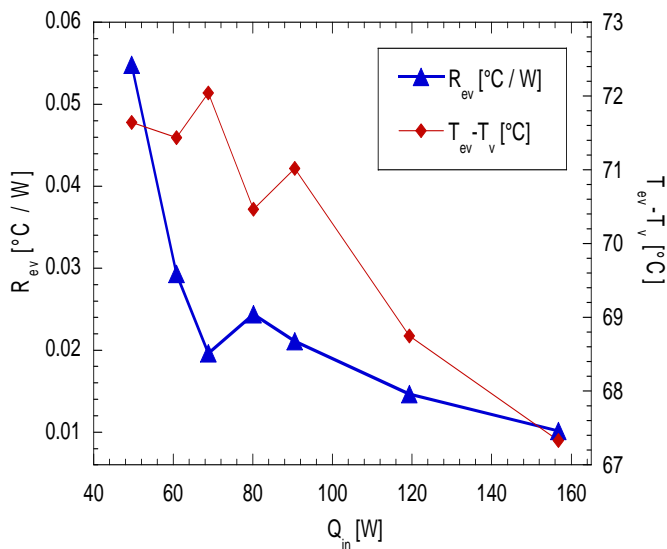


Figura 13 andamento di R_{ev} in funzione di G_{acqua}

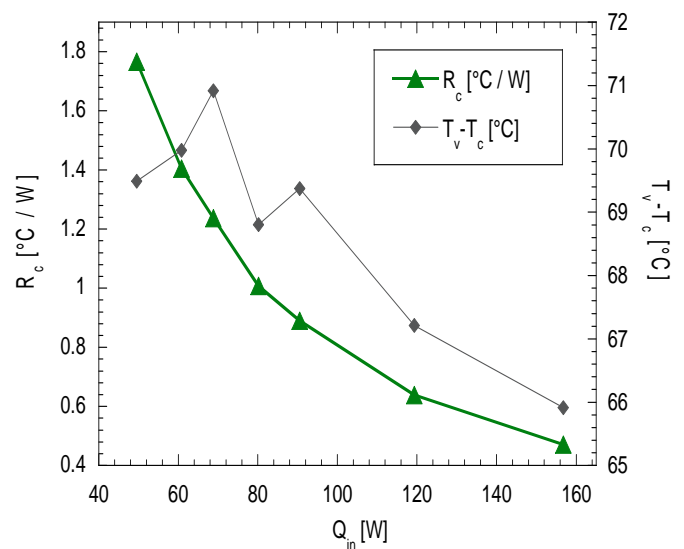


Figura 14 andamento di R_c in funzione di G_{acqua}

Anche i coefficienti di scambio termico sia al condensatore che all'evaporatore: h_{ev} e h_c crescono linearmente con la potenza applicata come è evidente dalla figura 15. Ciò avviene poiché le resistenze presentano un andamento iperbolico, quindi ci aspettiamo che R_c e R_{ev} mostrino un andamento di tipo lineare.

Ciò è confermato nella figura 15. È presente un'unica singolarità nel coefficiente di scambio termico all'evaporatore in corrispondenza di una potenza in ingresso di 70 W. Quest'ultima, come evidente da figura 13 può essere attribuita ad un allargamento puntuale della forbice esistente tra la temperatura dell'evaporatore T_{ev} e quella del vapore T_v .

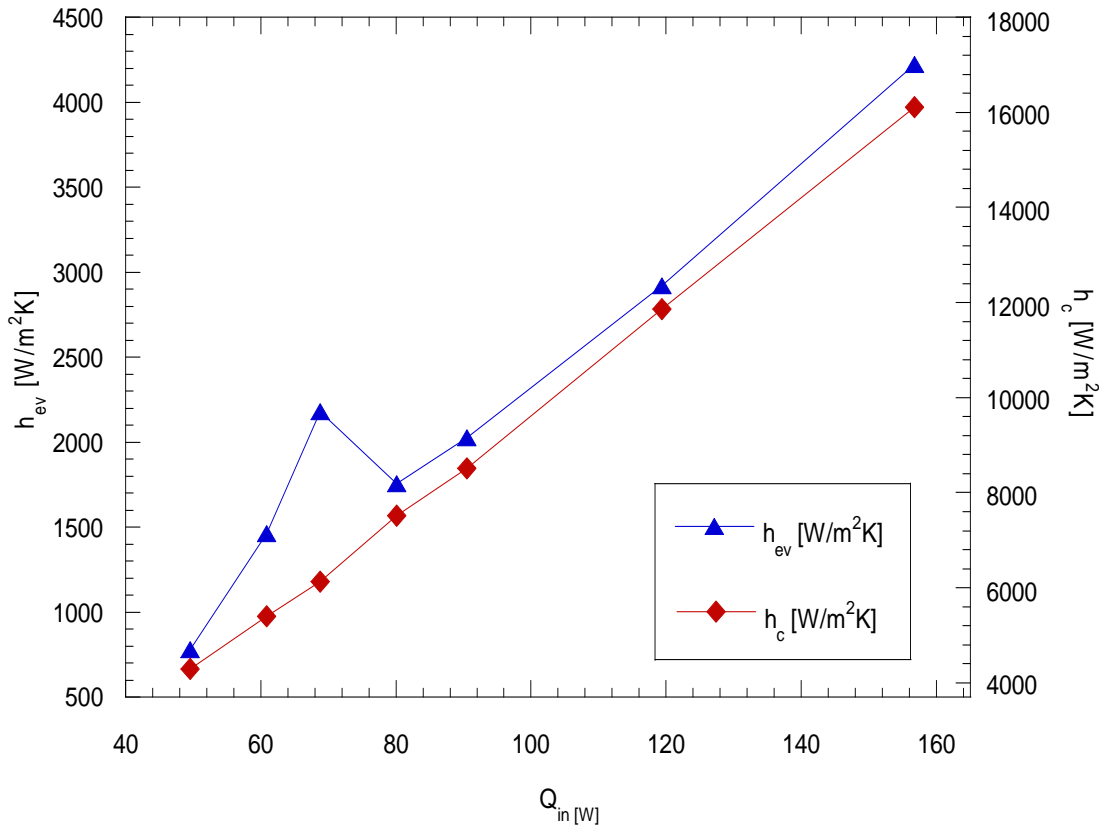


Figura 15 coefficienti di scambio termico rispetto a Q_{in}

Effetto del riempimento

È stata inoltre effettuata una analisi al variare del grado di riempimento del tubo di calore. Le prove sono state condotte utilizzando heat-pipe di differente massa: da 3 grammi a 20 grammi corrispondenti a riempimenti di 8,6% e del 57%.

Le condizioni del circuito secondario sono state le seguenti:

- Portata di acqua refrigerante a 7,5 kg/h
- Pressione nel circuito secondario a 3 bar

Inoltre le prove sono state ripetute sia per una potenza in ingresso di 70 W sia per il caso 155 W. In merito all'entità del calore scambiato, è stato riscontrato un massimo assoluto in corrispondenza di 4 g (11,4%) per la potenza minore. Invece per flussi termici maggiori il massimo si trova in corrispondenza di un riempimento di 3 g (8,6 %). Ciò è evidente dalle figure 16 e 17. Per ciascuna caso inoltre sono riportate anche le perdite di calore verso l'esterno calcolate con le correlazioni già introdotte.

Ancora una volta, si può riscontrare come una riduzione di calore smaltito con il circuito secondario corrisponda ad un incremento del calore dissipato verso l'esterno per convezione naturale.

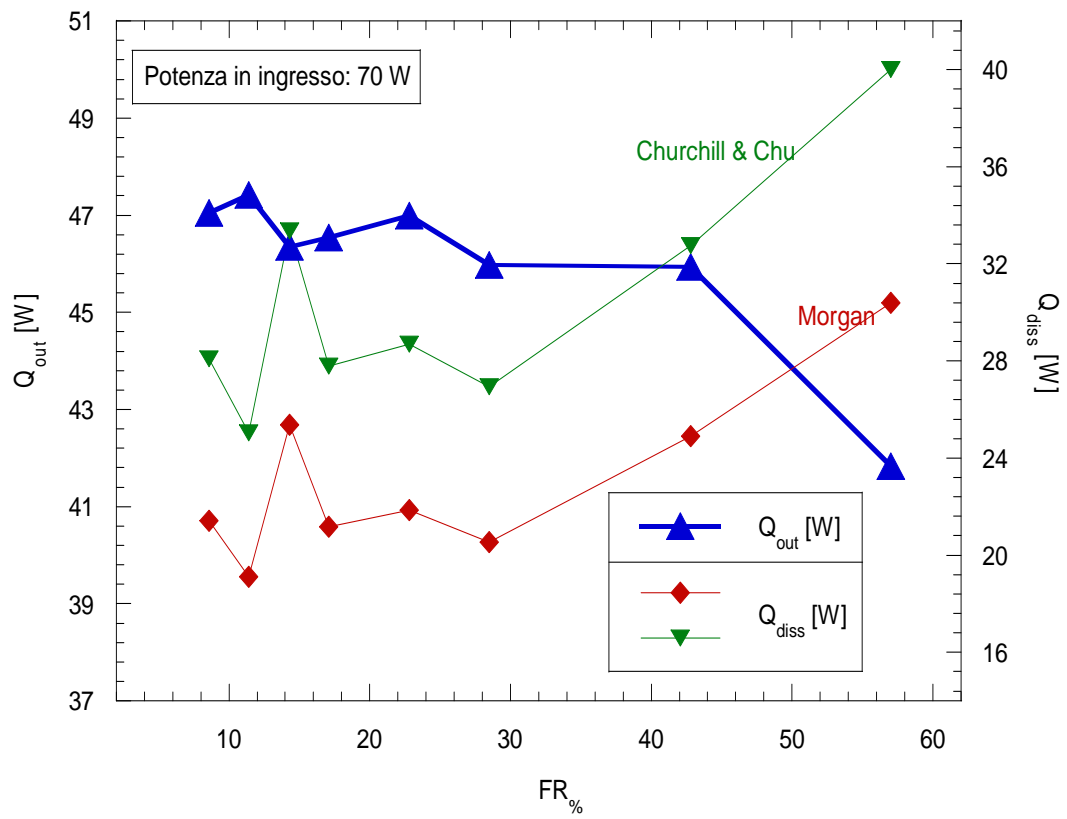


Figura 16-andamento del calore dissipato in funzione del grado di riempimento

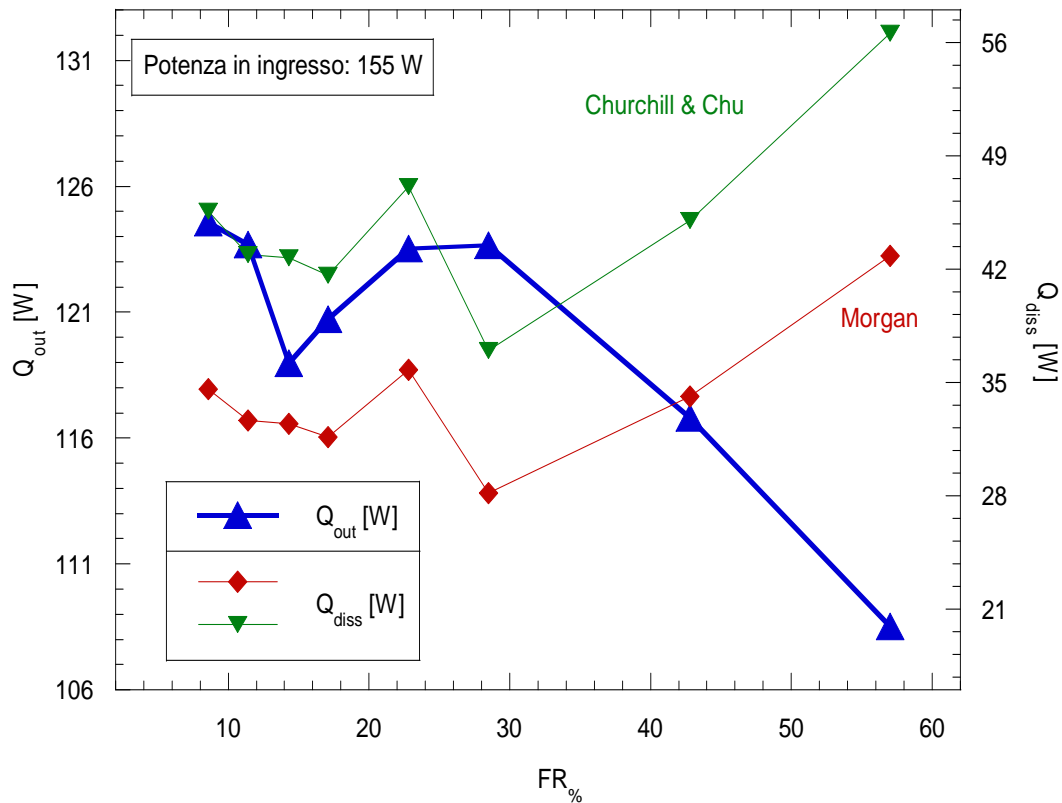


Figura 17 andamento del calore dissipato in funzione del grado di riempimento

Un utile parametro per valutare la percentuale di calore effettivamente ceduto al circuito secondario rispetto alla potenza in ingresso è il rendimento dell'heat-pipe definito nel punto 7. L'andamento è riportato in figura 18. Si evince che per il caso di potenza in ingresso di 70 W il massimo rendimento si misura per un riempimento di 14,3 % e di 28,5 %. Invece per una potenza in ingresso di 155 W la situazione ottimale si manifesta solo in corrispondenza di 14,3 % con un altro massimo relativo in corrispondenza di 22,8 %.

Il rendimento diminuisce inoltre all'aumentare del grado di riempimento come peraltro si evince anche dall'andamento di Q_{out} di figura 17.

Un ulteriore parametro per valutare l'heat-pipe è la resistenza termica del dispositivo definita nel punto 4.

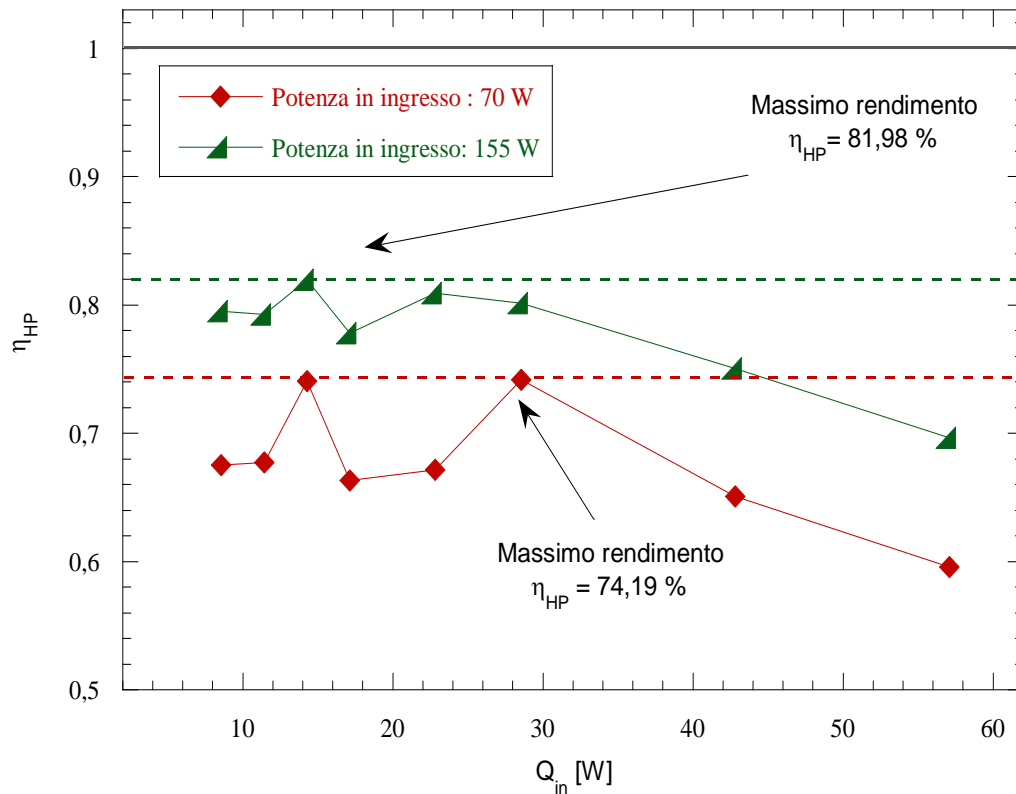


Figura 18 andamento di η_{HP} in funzione del riempimento

In figura 19 è riportato l'andamento della resistenza totale del dispositivo in funzione del riempimento. Per meglio spiegare l'andamento della resistenza, è anche riportato l'andamento della differenza di temperature tra condensatore ed evaporatore. Il tutto è stato ripetuto per entrambi i livelli di potenza di 70 W e 155 W.

La resistenza minima si misura in ciascun caso in corrispondenza di un riempimento di 11,4 % quindi ancora una volta in termini progettuali conviene adottare bassi gradi di riempimento. Al contrario in corrispondenza di alti riempimenti la resistenza aumenta principalmente a causa di un incremento del delta tra le temperature del condensatore e dell'evaporatore. Questa differenza di temperature aumenta più sensibilmente passando da 70 W a 155 W in funzione del grado di riempimento.

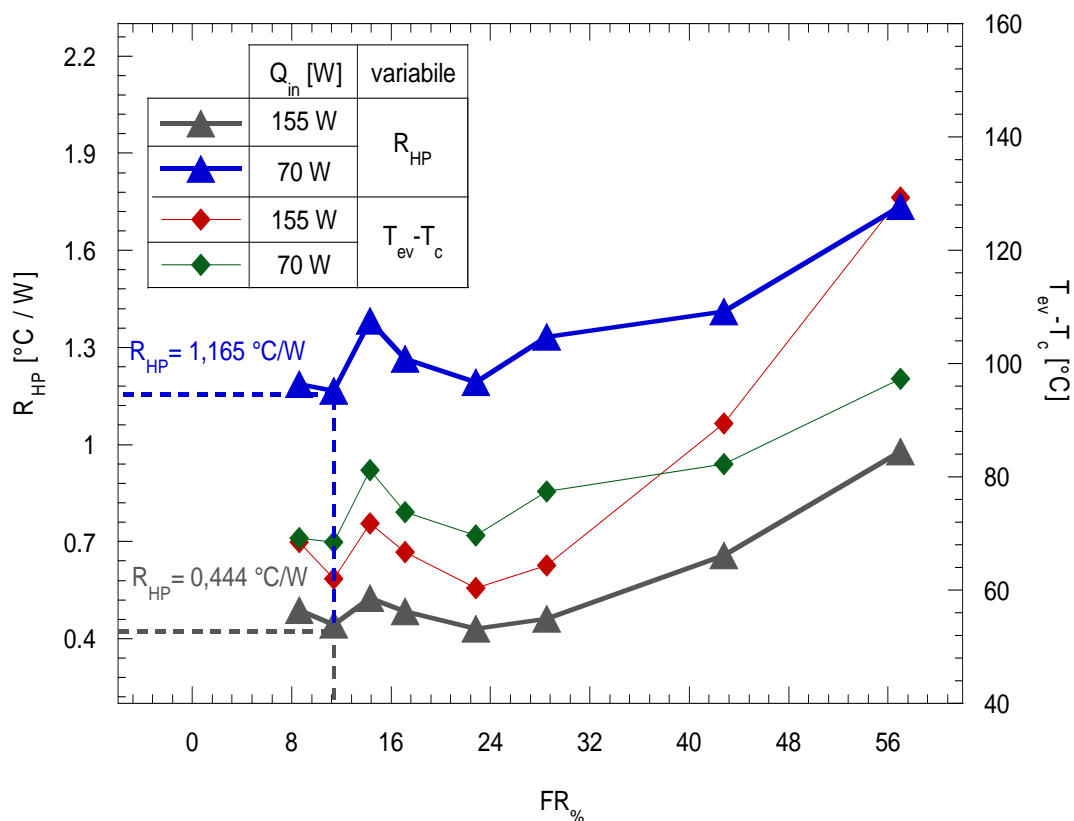


Figura 19-andamento di R_{HP} e di $(T_{ev} - T_c)$ in funzione del riempimento

In merito ai coefficienti di scambio termico invece essi sono calcolati secondo le espressioni 1 e 2. Per quanto riguarda il coefficiente di scambio termico all'evaporatore, esso parametrizza la bontà con cui viene trasferito calore attraverso l'evaporatore. Invece il coefficiente di scambio termico al condensatore esprime l'efficienza con cui viene trasferito calore dalla zona adiabatica all'estremità del condensatore.

In figura 21 è rappresentato l'andamento di h_{ev} . Notiamo che le condizioni ottimali nell'evaporatore si instaurano in corrispondenza di un riempimento di 14,3% per una potenza in ingresso di 70 W. Invece in corrispondenza di 155 W le condizioni ottimali si trovano in corrispondenza di un riempimento di 42,8%.

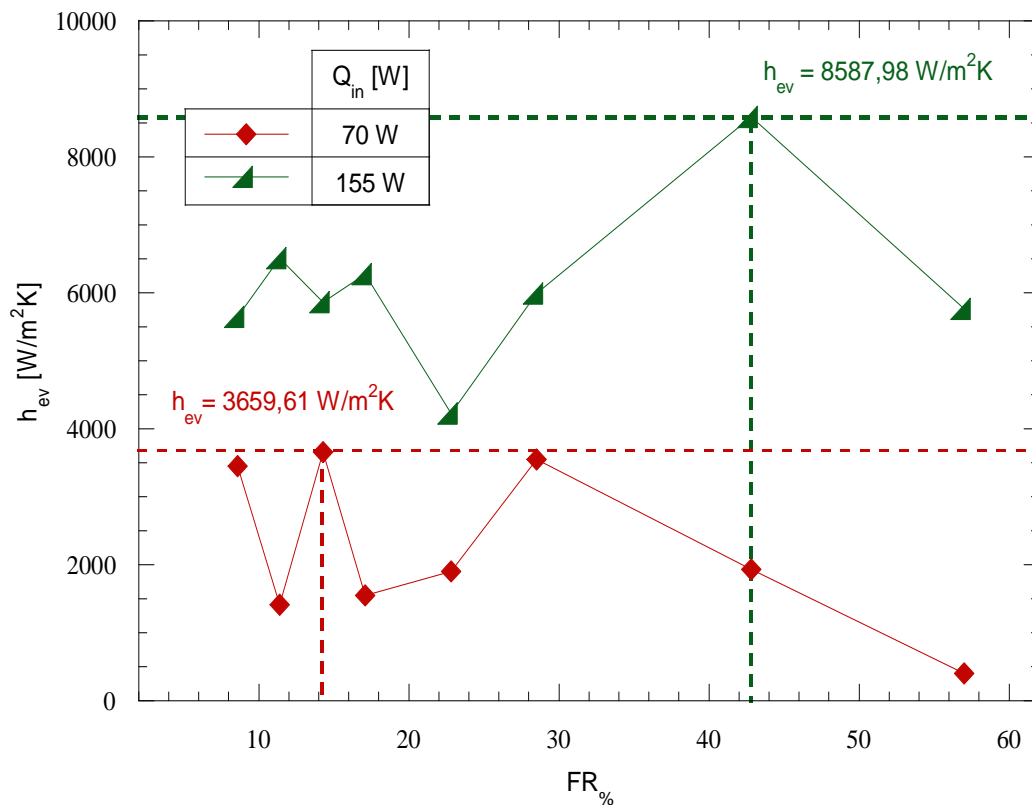


Figura 20-andamento del coefficiente di scambio termico al condensatore in funzione di FR

Invece per quanto riguarda il condensatore, il massimo coefficiente di scambio termico si trova in corrispondenza di un riempimento di 11,4 % per una potenza in ingresso di 70 W. Invece in corrispondenza di una potenza in ingresso di 155 W le condizioni ottimali sono individuate per un riempimento pari al 22,8 %.

Sebbene i parametri prestazionali introdotti non si trovino molto in accordo tra loro nel decretare una situazione ottimale, è importante osservare che i riempimenti che si comportano meglio sono quelli medio-bassi. Questo ci permette di decretare che i riempimenti minori sono da preferire ogni qualvolta la scelta non sia vincolata da esigenze di tipo diverso.

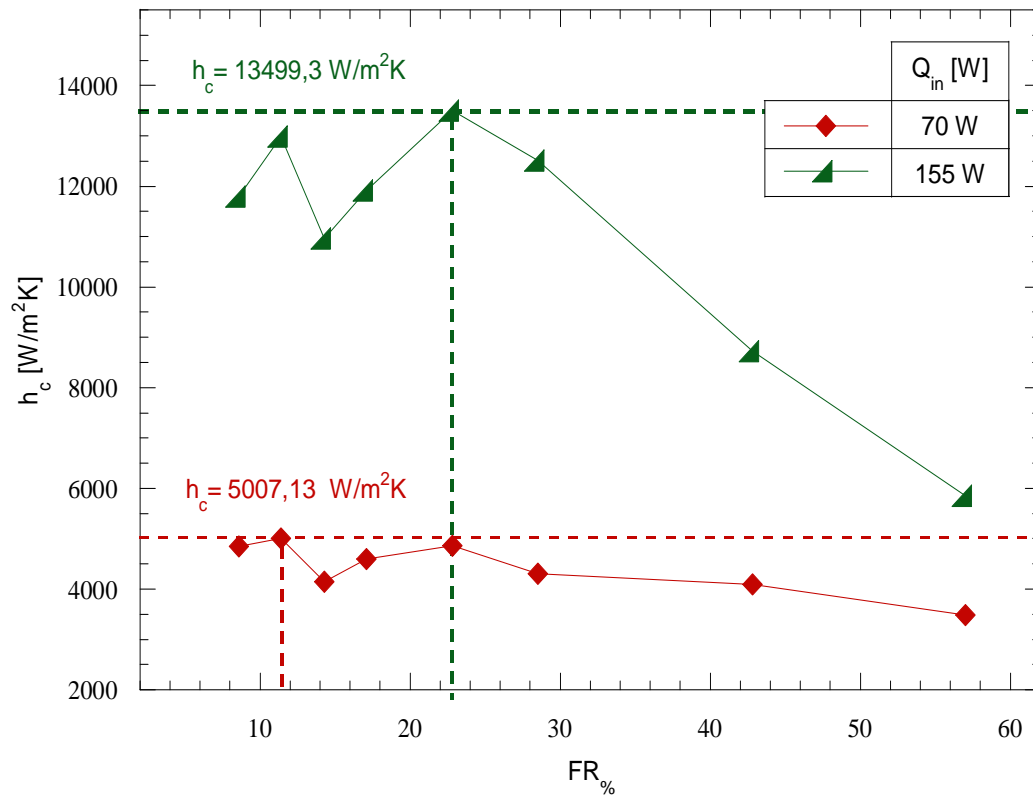


Figura 21-andamento del coefficiente di scambio termico al condensatore in funzione di FR

Paragrafo 3: Influenza dell'inclinazione

Analisi dell'inclinazione

Una parte dell'analisi sperimentale da noi condotta si è focalizzata sugli effetti indotti da una variazione di inclinazione dell'heat-pipe. Tutto ciò nell'ottica di massimizzare il trasferimento termico e minimizzare la resistenza termica totale offerta dal dispositivo.

Dal momento che il nostro heat-pipe è del tipo termosifonico, cioè senza alcuna struttura porosa al suo interno, l'unica forza spingente tra condensatore ed evaporatore è la forza di gravità. Quindi si suppone, almeno in linea teorica, che le condizioni termofluidodinamiche del liquido evolvente cambino con l'inclinazione dal momento che il fluido non è più sottoposto alla stessa intensità di forza spingente.

Il nostro principale obiettivo tuttavia, è valutare se queste differenze emergono rispetto a tutti gli effetti collaterali introdotti, o vengono in qualche modo mascherate.

L'inclinazione è stata variata dai 45° della precedente campagna sperimentale agli attuali 30° agendo sulla struttura modulare in alluminio che fa da telaio all'impianto.

Per evincere possibili variazioni di comportamento, non sono state variate le condizioni di prova rispetto alle precedenti campagne. Inoltre i test sono stati ripetuti sia per una potenza termica in ingresso di 70 W che per una potenza termica di 155 W, sempre nell'ottica di simulare la presenza e l'assenza di specchi riflettori.

Si è innanzitutto provveduto ad indicare in ciascun grafico la costante di tempo, individuata con il metodo delle tangenti. In pratica è stata tracciata una parallela alle condizioni di regime e una tangente in corrispondenza del tratto iniziale della curva.

L'ascissa in corrispondenza della quale si verifica l'intersezione tra questi due segmenti è stata assunta come costante di tempo per quella particolare prova.

Questo metodo non fa altro che rendere operativa la definizione teorica della costante di tempo definita come il reciproco della derivata temporale della temperatura valutata nell'istante iniziale secondo l'espressione seguente:

$$\left. \frac{dT}{dt} \right|_{t=0} = \frac{1}{\tau} \quad (14)$$

Dove t è il tempo, T la temperatura e dove τ è la costante di tempo.

Applicando il bilancio di prima legge al sistema heat-pipe per un intervallo di tempo infinitesimo dt e assimilando la resistenza avvolta sul tubo di calore ad una generazione di calore interna, secondo un approccio monodimensionale possiamo scrivere:

$$(VI)dt - hA(T - T_{\infty})dt - G_{a,c}c_p(h_2 - h_1)dt = mc_p dT \quad (15)$$

Dove dT è la variazione di temperatura che si sperimenta in un tempo infinitesimo dt e che può essere riscritta, supponendo costante T_{∞} , come $d(T - T_{\infty})$. Il prodotto (VI) indica la potenza elettrica somministrata in ingresso al dispositivo attraverso la resistenza avvolta intorno alla sezione dell'evaporatore. Il termine $hA(T - T_{\infty})$ invece è indicativo del calore dissipato dalla sezione dall'evaporatore e da quella del collettore verso l'ambiente esterno. Il termine h in linea del tutto teorica potrebbe essere valutato con l'ausilio delle correlazioni di Morgan e Churchill & Chu riportate in appendice.

Il termine $G_{a,c}c_p(h_2 - h_1)$ è invece indicativo del calore scambiato dall'heat-pipe con il circuito secondario. Nella scrittura di questo termine si è fatta l'ipotesi semplificativa che

l'entalpia del punto 2 non vari in funzione della temperatura dell'heat-pipe. La m infine è la massa dell'heat-pipe che evidentemente varia in funzione del riempimento di quest'ultimo. Manipolando opportunamente l'espressione 2 si può ricavare, dalla 1, l'espressione della costante di tempo come segue:

$$\tau = \frac{m c_p}{(VI) - hA(T_i - T_{int}) - G_{vaporizz}(h_2 - h_1)} \quad (16)$$

Dove con il pedice i si è indicato le condizioni iniziali.

Si è deciso di effettuare questa valutazione grafica sulla temperatura T_5 poiché è quella che presenta l'andamento più regolare tra le due, non risentendo in maniera importante delle fluttuazioni tipiche che si instaurano a causa dei fenomeni di ebollizione interna. Dalla figura 1 alla figura 16 sono riportate le varie prove per ciascun grado di riempimento per entrambe le inclinazioni per una potenza in ingresso di 70 W.

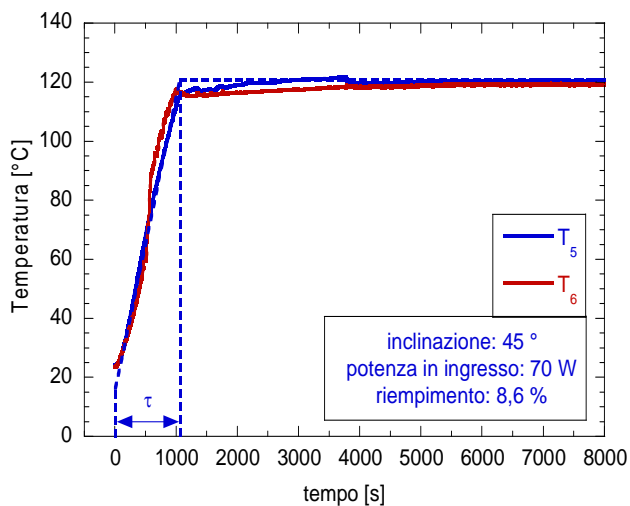


Figura 1 - T_5 e T_6 per $\alpha=45^\circ$

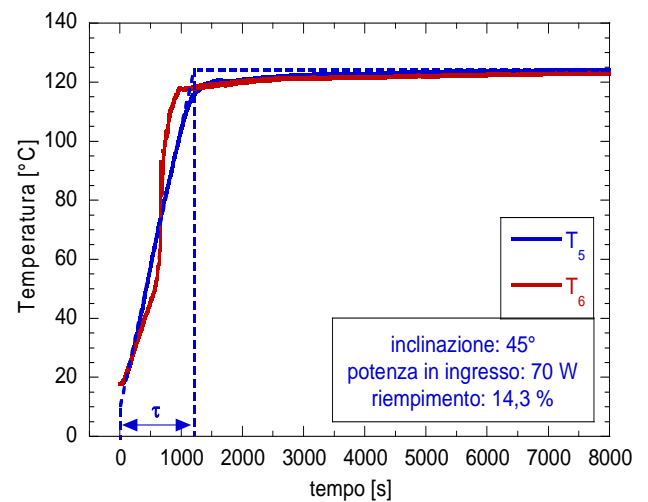


Figura 3 - T_5 e T_6 per $\alpha=45^\circ$

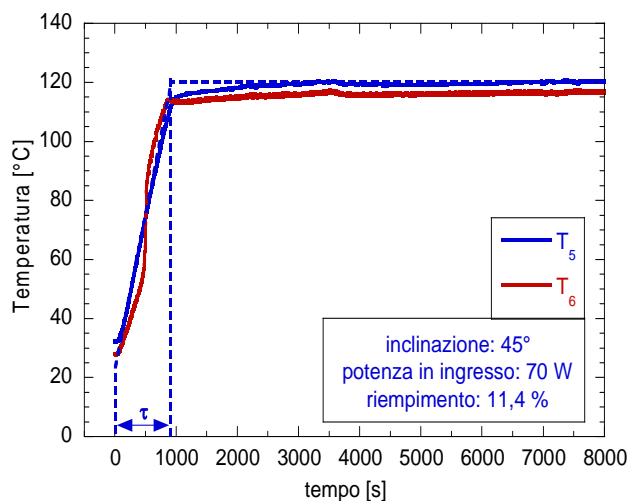


Figura 2 - T_5 e T_6 per $\alpha=45^\circ$

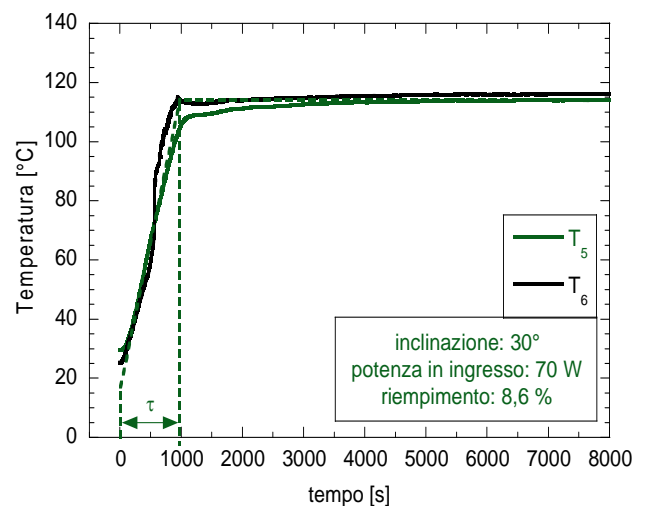


Figura 4 - T_5 e T_6 per $\alpha=30^\circ$

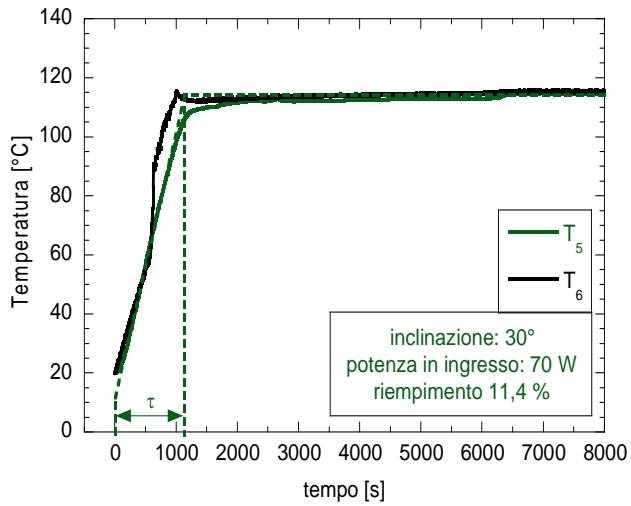


Figura 5 - T_5 e T_6 per $\alpha=30^\circ$

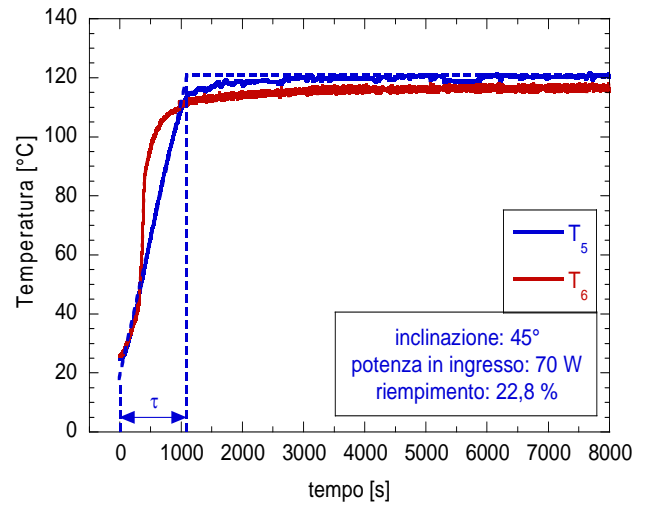


Figura 8 - T_5 e T_6 per $\alpha=45^\circ$

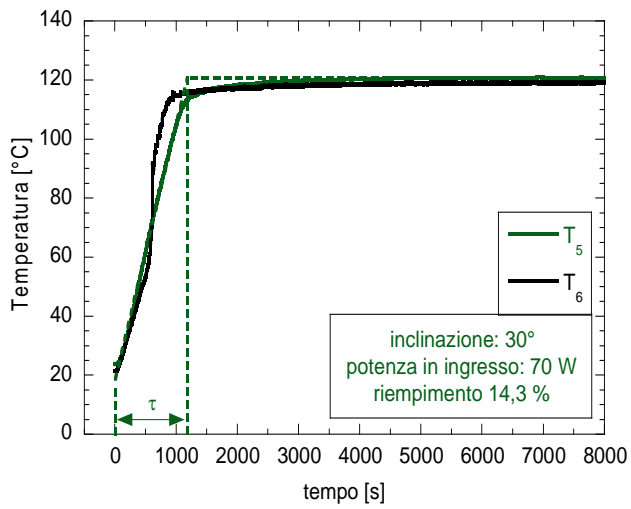


Figura 6 - T_5 e T_6 per $\alpha=30^\circ$

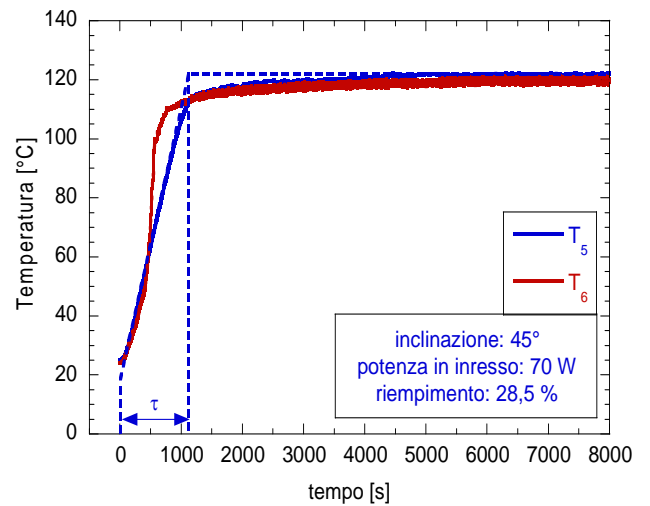


Figura 9 - T_5 e T_6 per $\alpha=45^\circ$

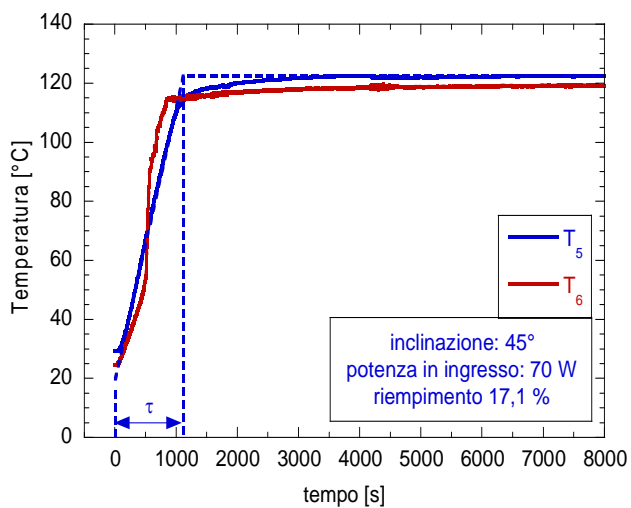


Figura 7 - T_5 e T_6 per $\alpha=45^\circ$

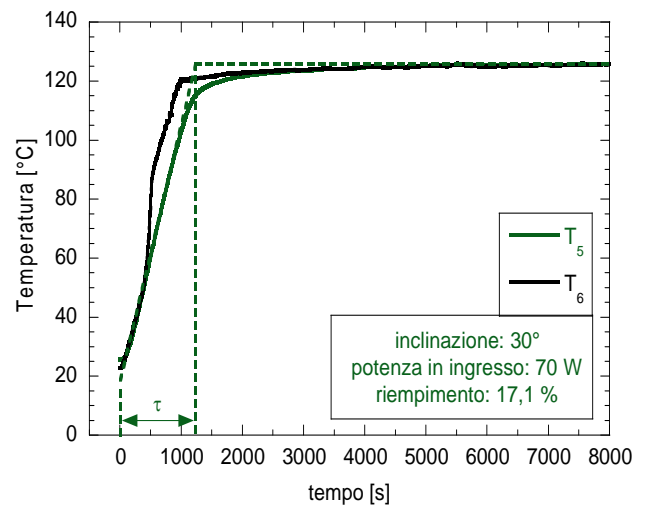


Figura 10 - T_5 e T_6 per $\alpha=30^\circ$

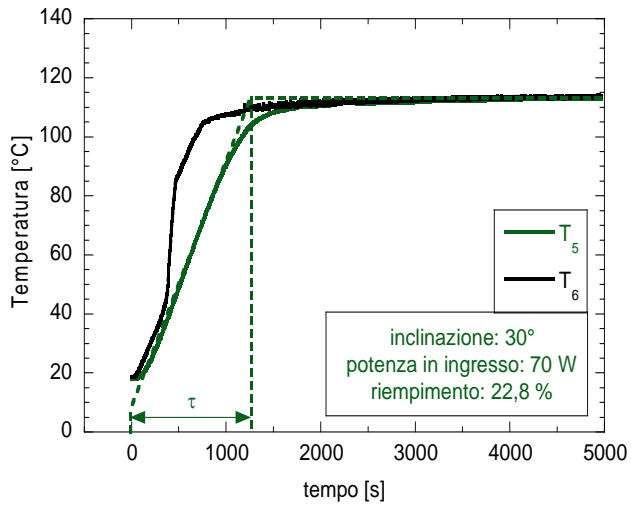


Figura 11 - T_5 e T_6 per $\alpha=30^\circ$

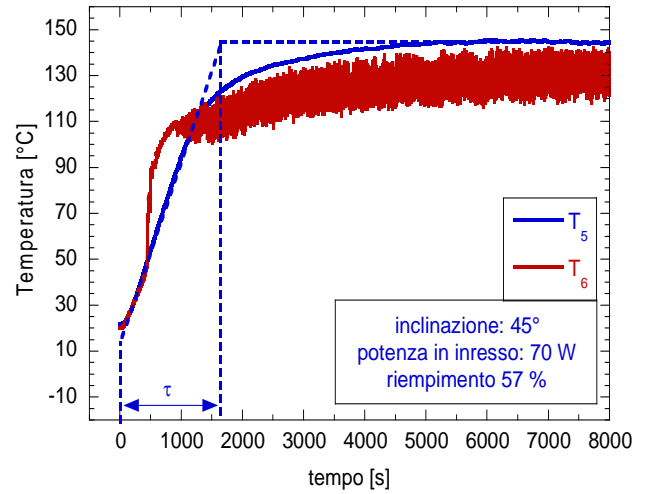


Figura 14 - T_5 e T_6 per $\alpha=45^\circ$

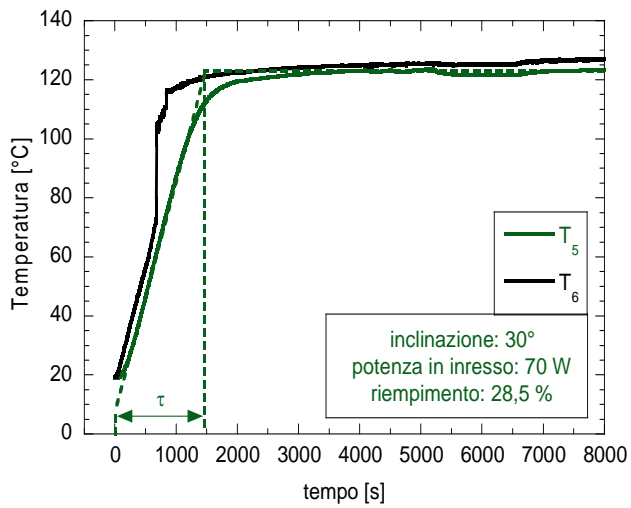


Figura 12 - T_5 e T_6 per $\alpha=30^\circ$

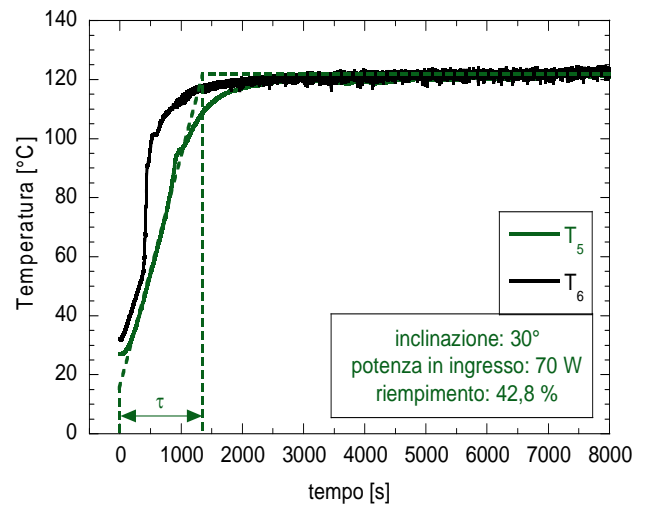


Figura 15 - T_5 e T_6 per $\alpha=30^\circ$

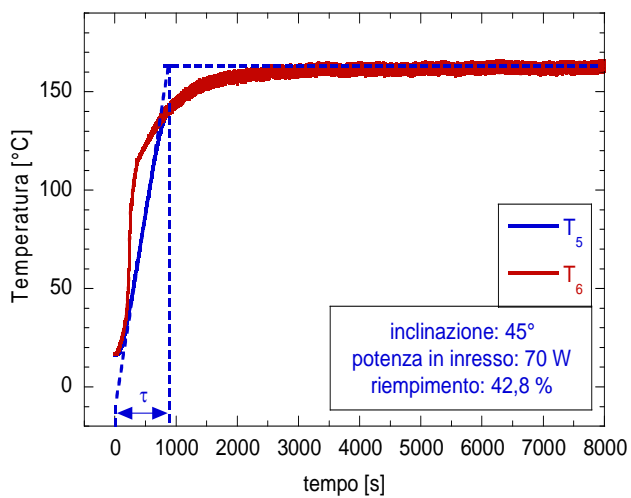


Figura 13 - T_5 e T_6 per $\alpha=45^\circ$

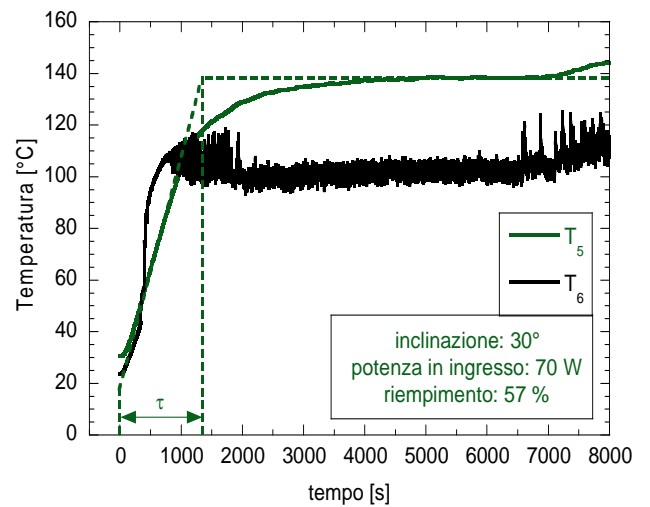


Figura 16 - T_5 e T_6 per $\alpha=30^\circ$

Possiamo riassumere i dati ricavati con il metodo grafico nella tabella 1. Si è preferito non scendere al di sotto dei 20 s di risoluzione tra una prova e l'altra per evitare che gli errori nella costruzione grafica dei segmenti abbiano un peso troppo rilevante.

Tabella 1 valori della costante di tempo per differenti riempimenti

FR%	τ [s] - $\alpha=45^\circ$	τ [s] - $\alpha=30^\circ$
8,6	1040	1020
11,4	960	1160
14,3	1120	1160
17,1	1080	1240
22,8	1100	1260
28,5	1120	1460
42,8	1320	1300
57	1600	1420

Graficando i valori di tabella 1 si ottiene la figura 17 che mostra le costanti di tempo per ciascun riempimento per entrambe le inclinazioni di 45° e 30° .

Possiamo notare dalla stessa figura come nel caso di inclinazione minore, ovvero 30° , il sistema sia più lento rispetto al caso di inclinazione pari a 45° . L'unica eccezione è rappresentata dal caso di riempimento pari al 57% in corrispondenza del quale si nota una inversione di tendenza che porta la τ di $\alpha=45^\circ$ ad essere maggiore rispetto alla τ di $\alpha=30^\circ$ di circa 180 secondi.

Inoltre si nota come in funzione del riempimento si riscontri un certo trend di crescita della costante di tempo. Questo è giustificabile considerando che, dal momento che la massa di acqua aumenta, la costante di tempo aumenta come descritto dall'espressione 3.

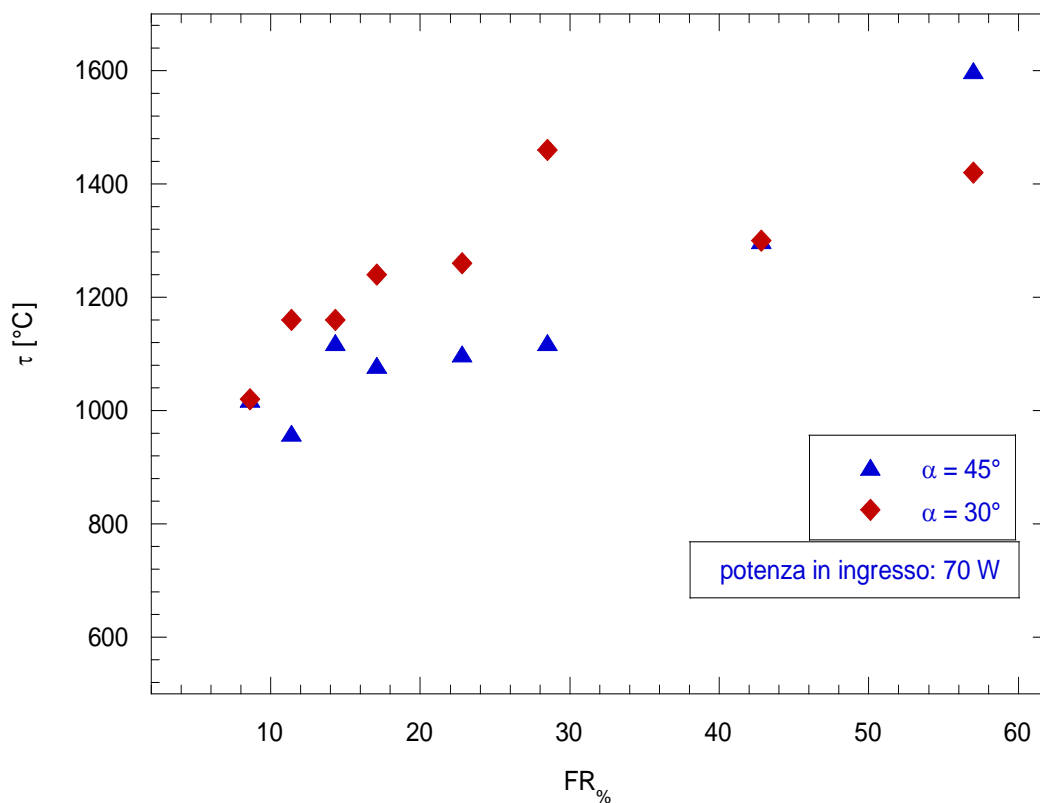


Figura 17-effetto del riempimento e dell'inclinazione sulla costante di tempo

In applicazioni dove è importante la prontezza del dispositivo quindi è sicuramente da preferire la configurazione di inclinazione pari a 45° unitamente ad un riempimento modesto. Questo potrebbe essere di interesse qualora il campo solare sia soggetto a fluttuazioni di intensità dovute alla variabilità delle condizioni meteorologiche.

Dalla figura 18 alla figura 33 riportiamo gli andamenti delle temperature T_5 e T_6 per una potenza in ingresso di 155 W. Ancora una volta le costruzioni grafiche sono state fatte sulla T_5 per i motivi già esposti in precedenza.

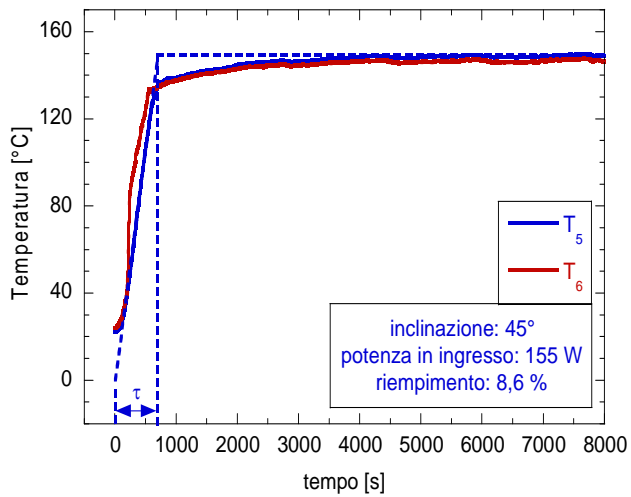


Figura 18 - T_5 e T_6 per $\alpha=45^\circ$

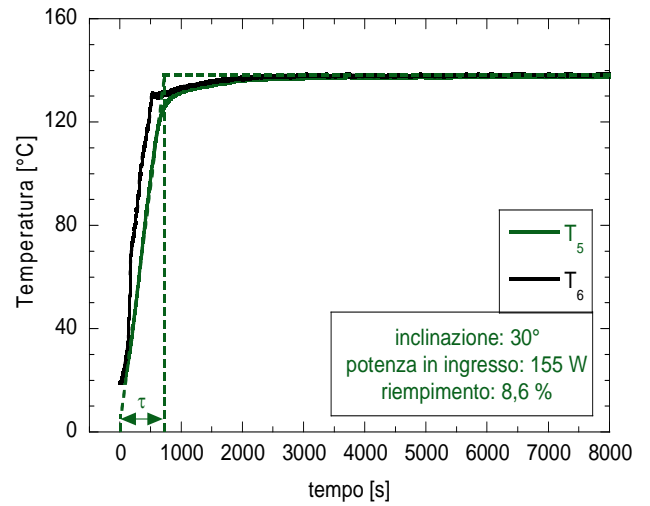


Figura 21 - T_5 e T_6 per $\alpha=30^\circ$

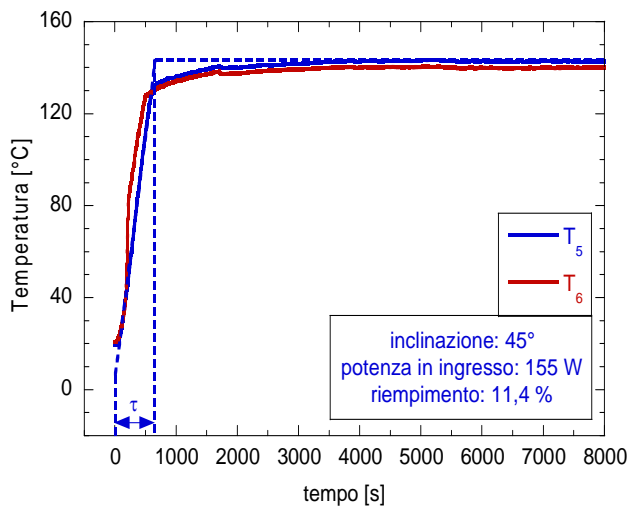


Figura 19 - T_5 e T_6 per $\alpha=45^\circ$

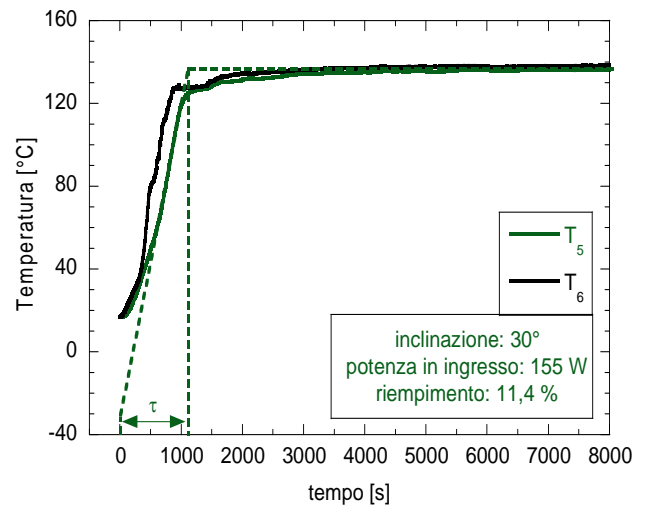


Figura 22 - T_5 e T_6 per $\alpha=30^\circ$

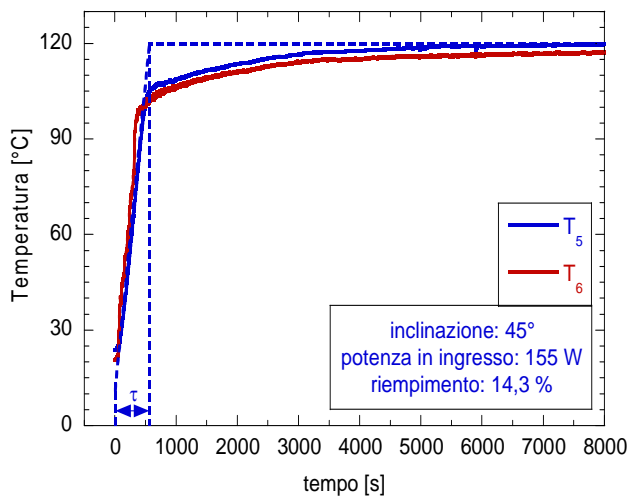


Figura 20 - T_5 e T_6 per $\alpha=45^\circ$

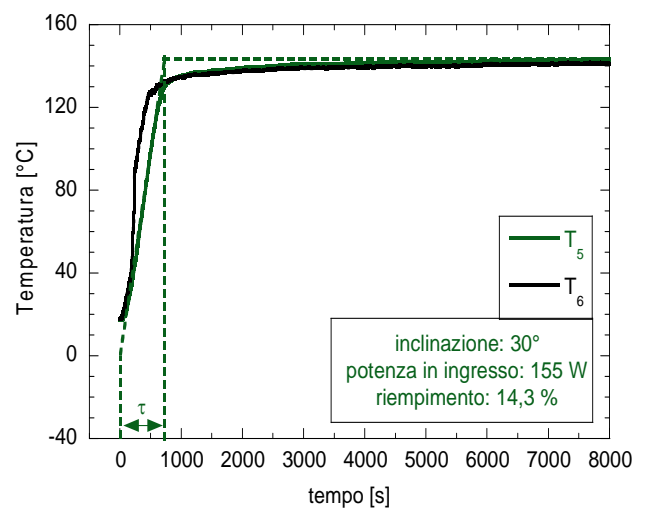


Figura 23 - T_5 e T_6 per $\alpha=30^\circ$

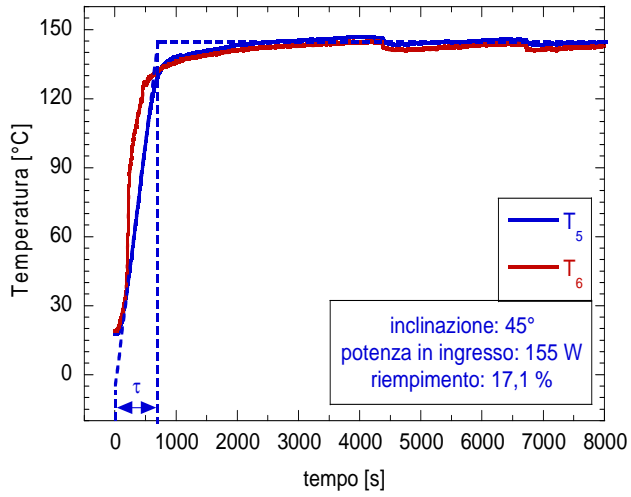


Figura 24 - T_5 e T_6 per $\alpha=45^\circ$

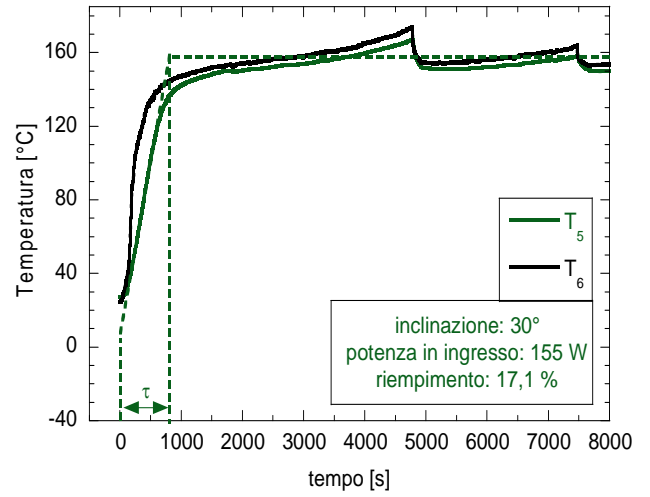


Figura 27- T_5 e T_6 per $\alpha=30^\circ$

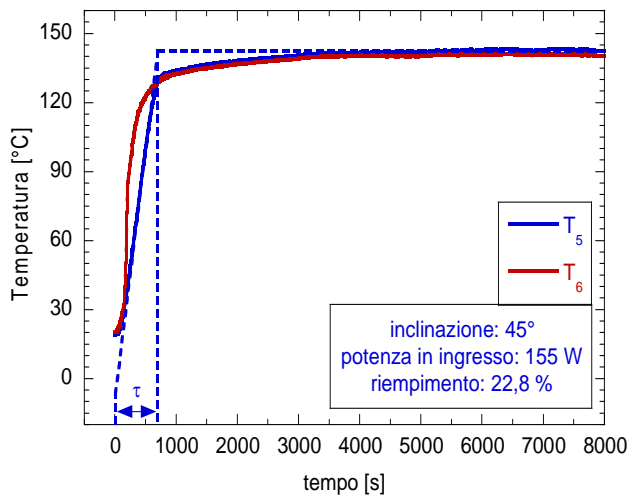


Figura 25 - T_5 e T_6 per $\alpha=45^\circ$

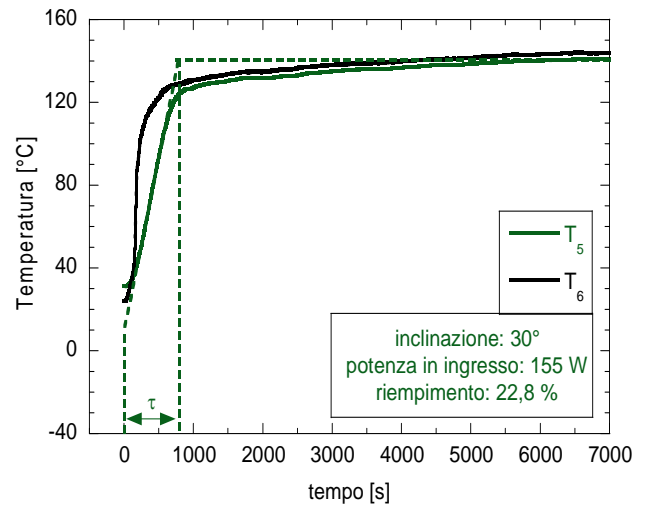


Figura 28- T_5 e T_6 per $\alpha=30^\circ$

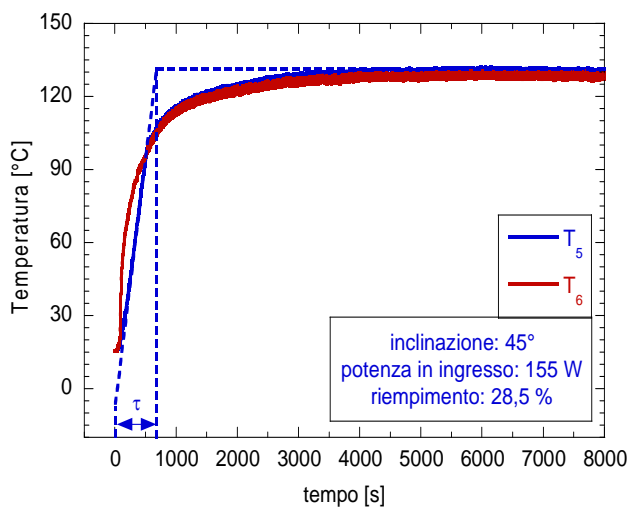


Figura 26- T_5 e T_6 per $\alpha=45^\circ$

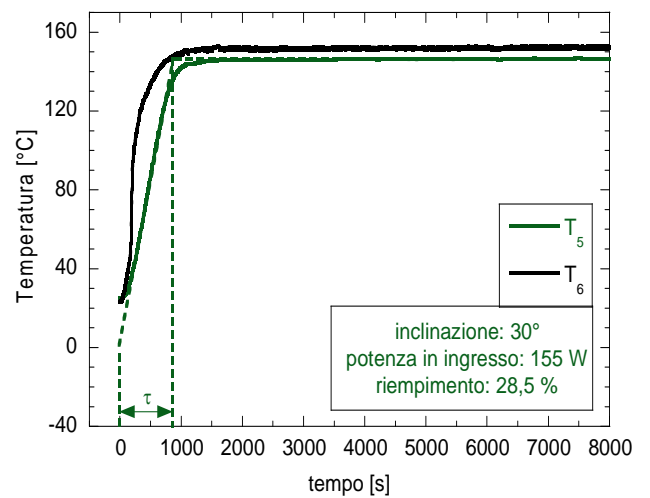


Figura 29- T_5 e T_6 per $\alpha=30^\circ$

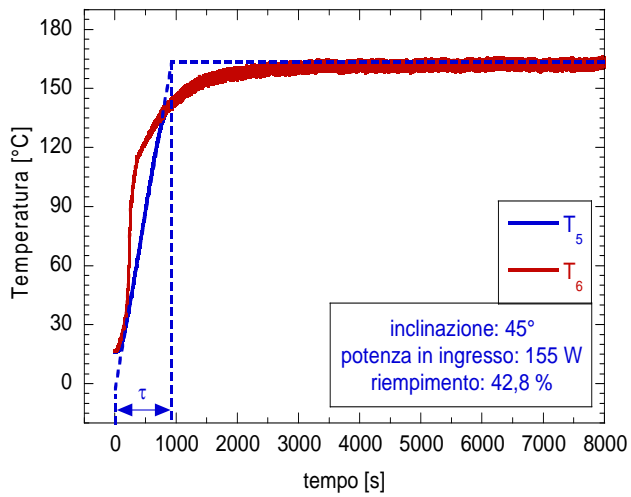


Figura 30 - T_5 e T_6 per $\alpha=45^\circ$

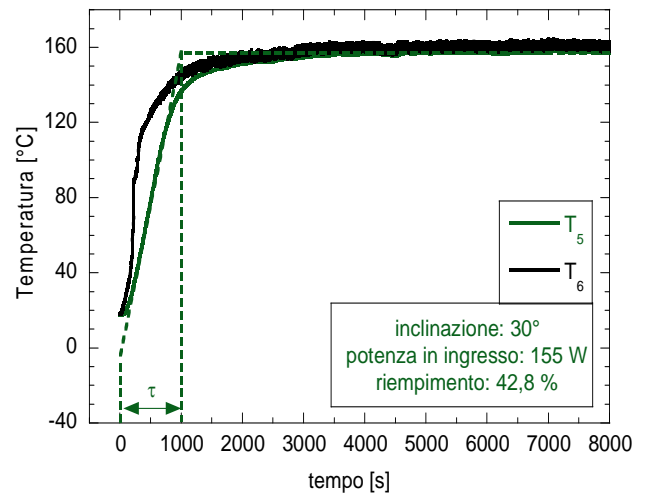


Figura 32- T_5 e T_6 per $\alpha=30^\circ$

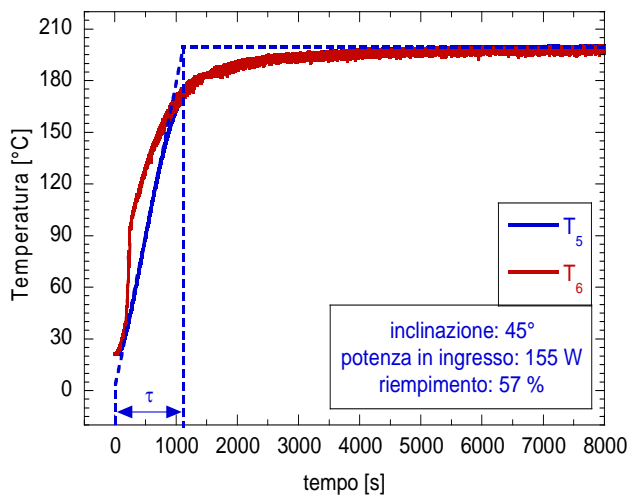


Figura 31 - T_5 e T_6 per $\alpha=45^\circ$

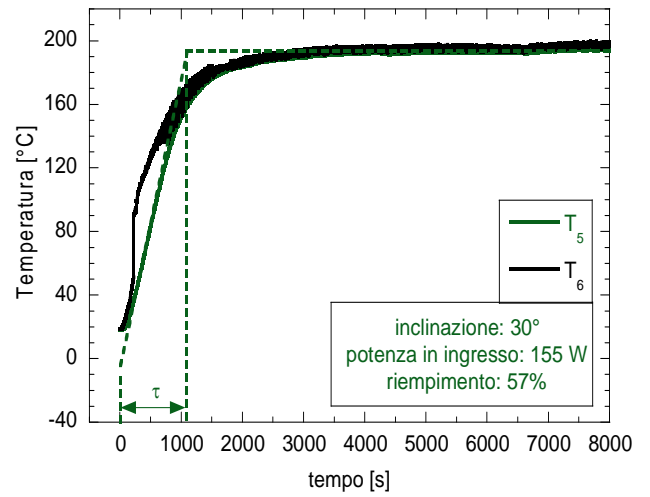


Figura 33- T_5 e T_6 per $\alpha=30^\circ$

Riportiamo anche in questo caso le varie costanti di tempo in tabella 2 come è mostrato di seguito

Tabella 2-valori della costante di tempo per differenti riempimenti

FR%	τ [s] - $\alpha=45^\circ$	τ [s] - $\alpha=30^\circ$
8,6	700	700
11,4	620	1100
14,3	700	720
17,1	720	800
22,8	700	800
28,5	700	860
42,8	920	1020
57	1140	1180

Come fatto in precedenza, in figura 34 possiamo diagrammare tali valori in funzione del grado di riempimento, questa volta per la potenza di 155 W.

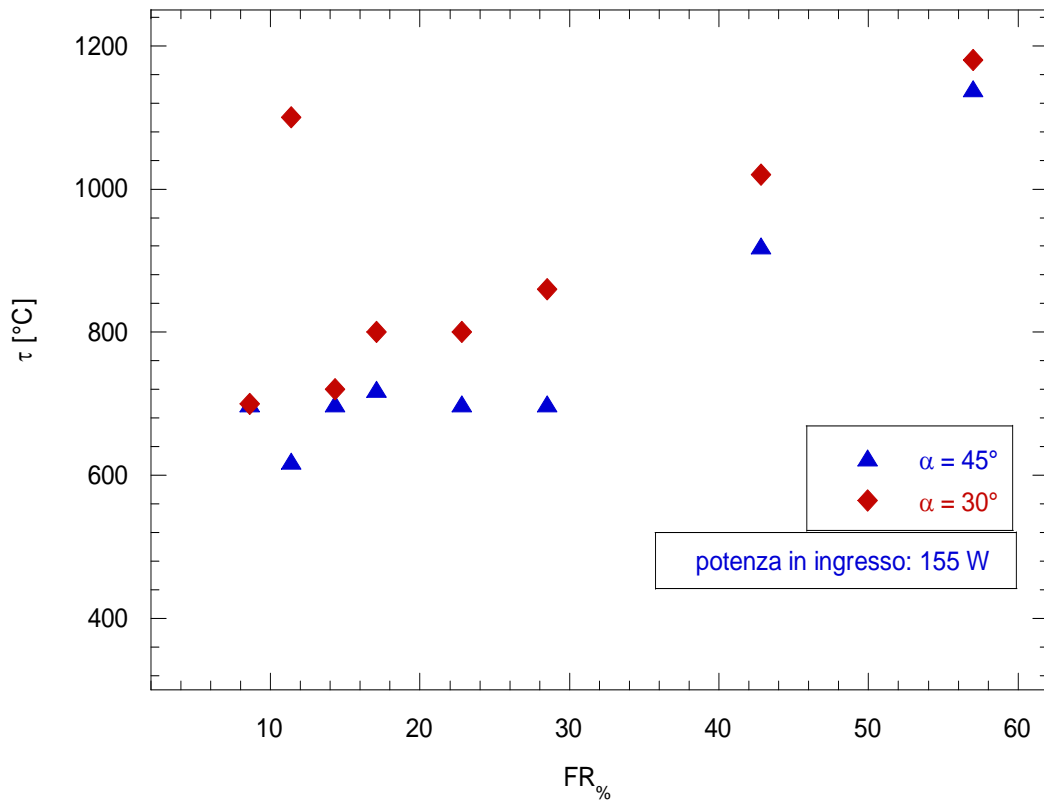


Figura 34-effetto del riempimento e dell'inclinazione sulla costante di tempo

In questo caso possiamo notare una più marcata dipendenza dal riempimento, infatti si passa da incrementi medi di τ del 46,6 % per potenze di 70 W ad incrementi del 65,7% per potenze di 155 W. Inoltre per una potenza in ingresso di 155 W la configurazione a 30° è più sensibile alle variazioni del grado di riempimento rispetto al caso di 45°. Infatti nel primo caso si hanno incrementi del 68,6% contro il 63 % relativo al caso di inclinazione pari a 45°. Invece per potenze in ingresso di 70 W avveniva esattamente il contrario ovvero l'inclinazione di 45° si mostrava più sensibile alle variazioni del grado di riempimento mostrando incrementi del 54% contro i 39% relativo ad una inclinazione di 30°. Inoltre rispetto alla potenza in ingresso di 70 W, le costanti di tempo si sono pressoché ridotte in media del 68,97 %, e ciò possiamo apprezzarlo nella figura 35. Quest'ultima considerazione può essere motivata a partire dall'equazione 3 secondo cui in corrispondenza di un incremento della potenza in ingresso si verifica un decremento della costante di tempo

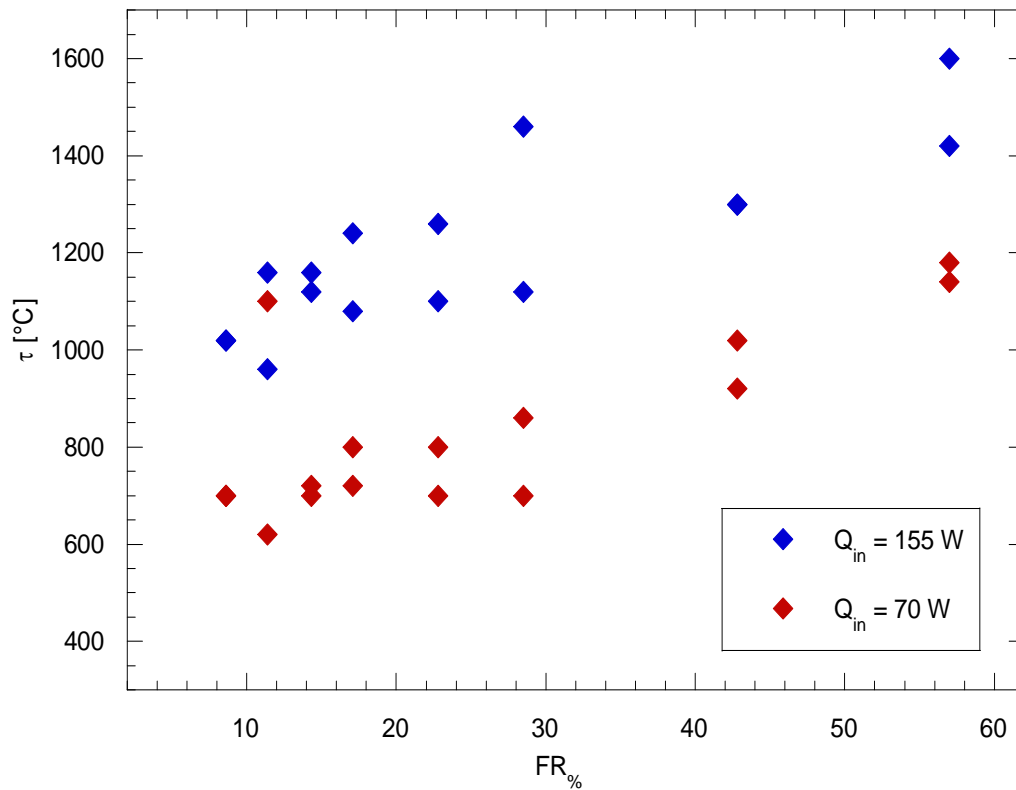


Figura 35-effetto del riempimento sulla costante di tempo

I risultati ottenuti dalle prove effettuate in corrispondenza di una potenza in ingresso di 155 W confermano ciò che abbiamo già detto circa la convenienza di utilizzare una inclinazione di 45° e un grado di riempimento modesto qualora l'obiettivo sia quello di disporre di un dispositivo di elevata prontezza. Inoltre, la presenza di specchi concentratori che aumenti la potenza in ingresso al tubo si rivela un fattore determinante qualora si voglia privilegiare un dispositivo che raggiunga subito le condizioni di regime.

È stato inoltre monitorato l'andamento delle temperature T_5 e T_6 dell'heat-pipe al variare del grado di riempimento. Ricordiamo che queste termocoppie sono posizionate rispettivamente alla base del tubo di calore e in corrispondenza della sezione adiabatica.

In maggiore dettaglio la loro esatta collocazione è stata già trattata nel capitolo relativo all'apparato sperimentale.

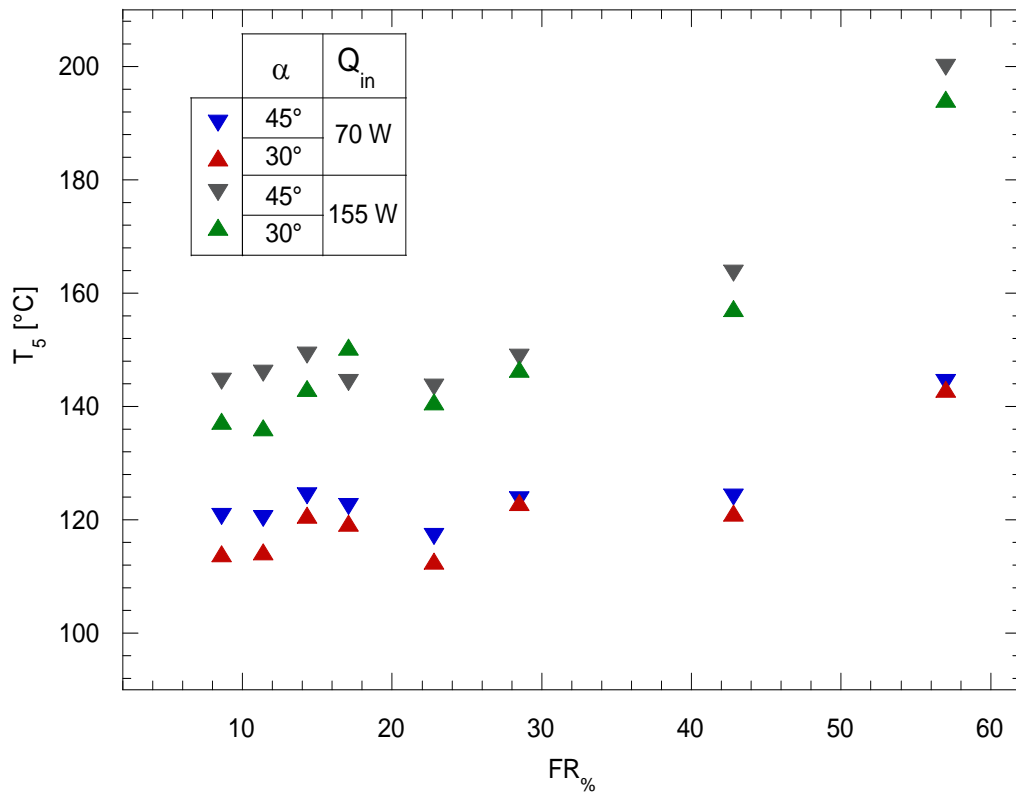


Figura 36-andamento della temperatura T_5 in funzione di FR

Nella figura 36 e 37 riportiamo rispettivamente l'andamento delle temperature T_5 e T_6 per tutti i differenti riempimenti indagati per entrambe le potenze in ingresso di 70 W e di 155 W. In ciascuna di queste figure viene confrontata l'inclinazione di 30° con quella di 45°. Notiamo che nel caso di T_5 , i livelli di temperatura raggiunti si mantengono al di sotto di quelli relativi al caso di inclinazione pari a 45°. L'unica eccezione è rappresentata dalla grammatura di 6g corrispondente ad un riempimento di 17,1 %.

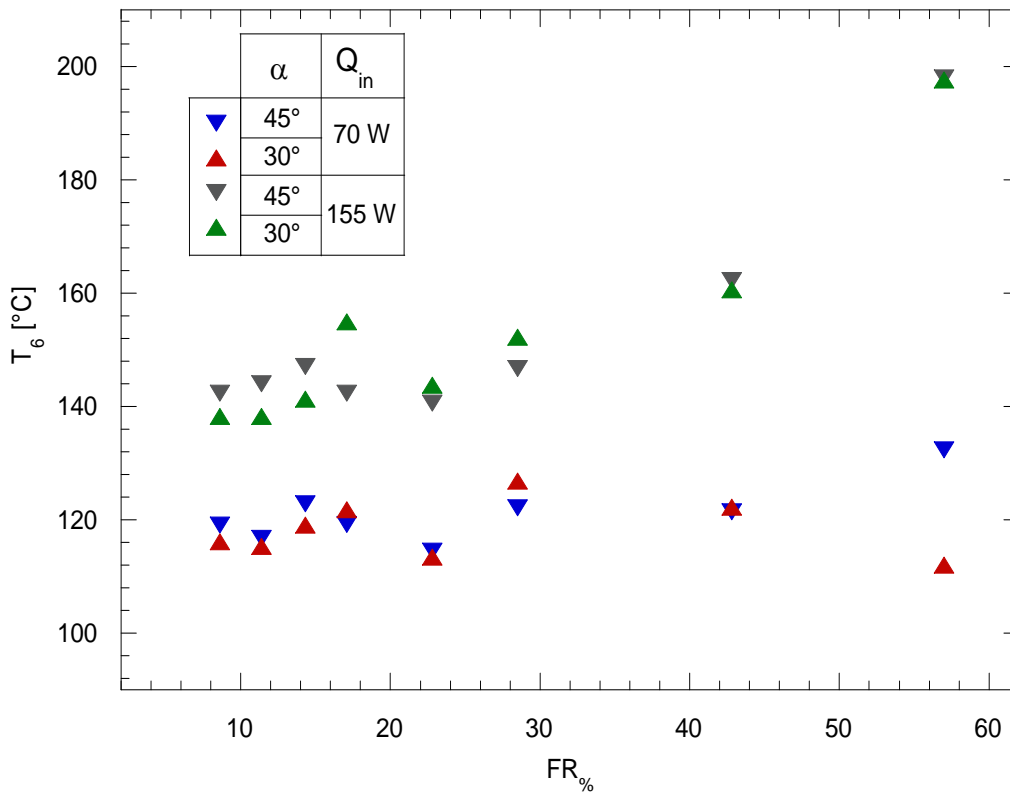


Figura 37-andamento della temperatura T_5 in funzione di FR

Diagrammando l'andamento delle temperature T_6 si nota ancora che l'inclinazione minore causa delle temperature di funzionamento minori. Tuttavia questo discorso non è più valido in corrispondenza di riempimenti intermedi per i quali si verifica una inversione di tendenza. Di estrema utilità sarà la conoscenza della temperatura nella sezione del condensatore. Di seguito è riportato un grafico in cui tale temperatura viene rappresentata in funzione del grado di riempimento del tubo di calore. Le metodologie con cui è stato effettuato il calcolo della T_c sono riportate in appendice. In figura è anche riportato il valore del root mean error calcolato rispetto ai valori sperimentali che ammonta a 10,91 %.

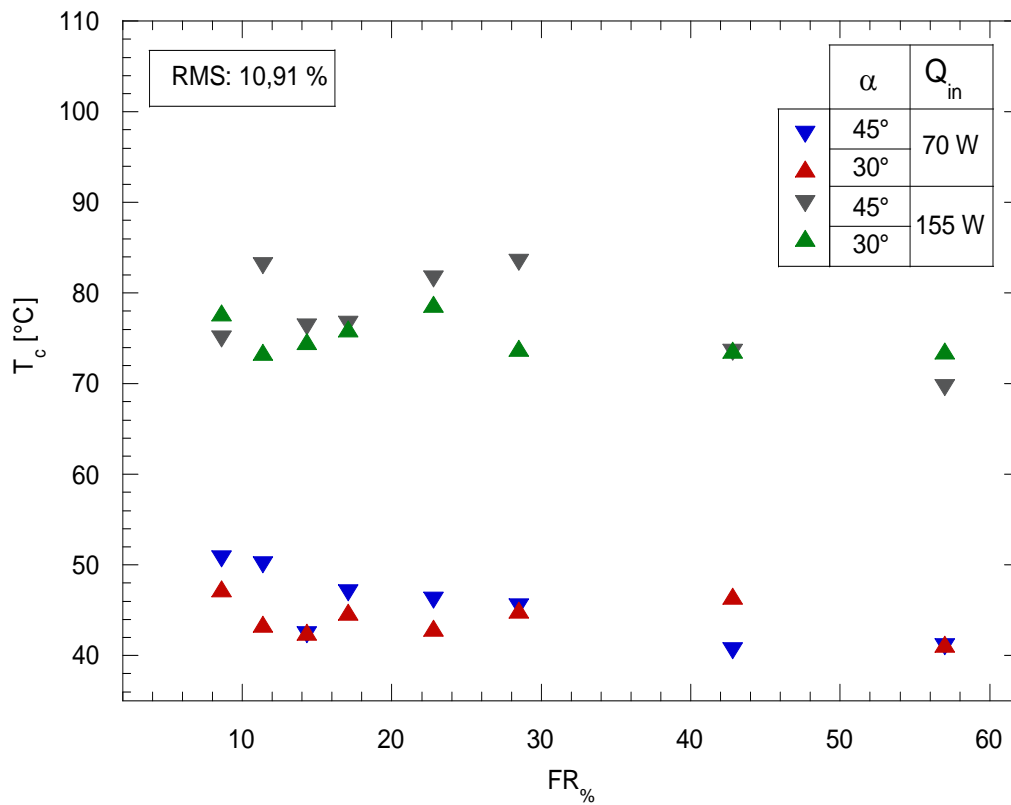


Figura 38-andamento della temperatura T_c in funzione di FR

Per quanto riguarda la valutazione delle grandezze che parametrizzano la bontà dello scambio termico, nel caso di inclinazione pari a 45° non si è verificato alcun problema nell'adozione delle relazioni proposte in (Hussam Jouhara, 2010) che sono riportate nel capitolo precedente. Nella presente campagna tuttavia, si sono riscontrati casi di inapplicabilità delle relazioni 1 e 6 poiché spesso risultava $T_{ev} < T_v$. L'utilizzo letterale di tali espressioni condurrebbe infatti al calcolo di una R_{ev} negativa e una h_{ev} negativa.

Da ciò discende che le temperature misurate sul tubo di calore, in alcune circostanze, non sono più adeguatamente rappresentative per il calcolo di tali grandezze.



Figura 39-particolare delle termocoppie brasate sulla sezione adiabatica

Il fatto che tale problema si sia verificato in corrispondenza di un cambio della disposizione dell'heat-pipe rispetto al piano orizzontale ha fatto intendere che potesse trattarsi di un fenomeno legato all'inclinazione.

In particolare, nella zona superiore del tubo si verifica un dryout del film liquido che ridiscende verso l'evaporatore. In pratica il perimetro interno del tubo non viene lambito interamente dal flusso di condensato in discesa. Il film quindi interessa solo la zona inferiore della sezione.

Tale fenomeno spiegherebbe gli incrementi della T_6 . Per provare ciò è stata effettuata una prova che prevede la presenza di due termocoppie disposte in posizione diametralmente opposta nella sezione adiabatica come evidenziato in figura 39.

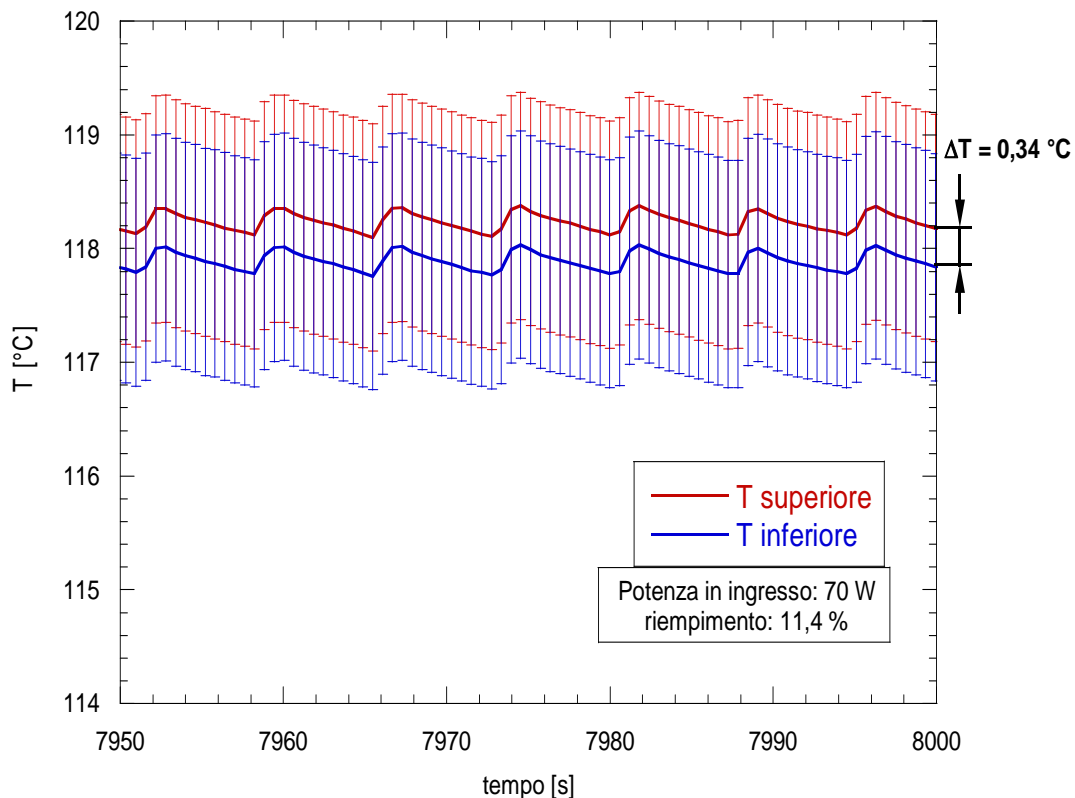


Figura 40-andamento delle temperature lungo la circonferenza del tubo

Le differenze di temperatura riscontrate sono state talmente piccole da richiedere una verifica degli intervalli di incertezza di ciascuna termocoppia. Come certificato dagli atti di acquisto di queste ultime, l'incertezza di tali strumenti è di $\pm 1,2$ °C nel campo di temperature interessato. In figura 40 è riportato l'andamento delle due temperature misurate sul tubo in funzione del tempo. Anche se è evidente una importante sovrapposizione tra i due intervalli di incertezza, si evince una differenza di temperatura di 0,34 °C indicativa di un dryout nella parte superiore del tubo.

Un utile parametro per valutare la percentuale di calore trasferito rispetto al calore in ingresso è rappresentato dal rendimento dell'heat-pipe definito nel punto 7. Diagrammando tale grandezza per ciascun grado di riempimento otteniamo l'andamento riportato in figura 41. Notiamo che in dipendenza dall'FR c'è una inclinazione che massimizza le prestazioni.

Accade infatti che fino ad un riempimento del 17,1 % conviene adottare una inclinazione di 30° con la sola eccezione rappresentata dal caso 11,4 %.

L'inclinazione di 30° è inoltre preferibile per riempimenti maggiori del 28,5 %. Per valori intermedi di FR (22,8 % e 28,5 %) invece si rivela più proficuo adottare una inclinazione di 45°. Invertendo il discorso precedente possiamo asserire che in dipendenza della particolare inclinazione con cui si vuole installare l'heat-pipe ci sarà un adeguato grado di riempimento del dispositivo che permetterà di massimizzare la percentuale di radiazione solare che verrà convertita in un incremento utile di entalpia dell'acqua nel collettore.

Le conclusioni sul grado di riempimento ottimale da utilizzare nota l'inclinazione del collettore rimangono qualitativamente identiche anche per il caso di potenza in ingresso di 155 W. L'unico caso in cui si nota una discrepanza tra ciò che succede a 70 W e ciò che succede a 155 W si verifica in corrispondenza di un grado di riempimento pari al 57 %. Questo può essere

giustificato osservando la figura 41 in cui si nota la presenza di un fenomeno che accade esclusivamente in corrispondenza di questo valore di FR. Ciò che succede è che per un livello di potenza di 70 W e per una inclinazione di 30° le temperature diventano molto differenti tra loro. Ciò accade poiché la massa di acqua è talmente importante che il liquido in questa configurazione si trova a lambire la parete interna della termocoppia con modalità differenti da quelle a film e molto più simili al pool. Tutto ciò comporta un crollo della temperatura T_6 .

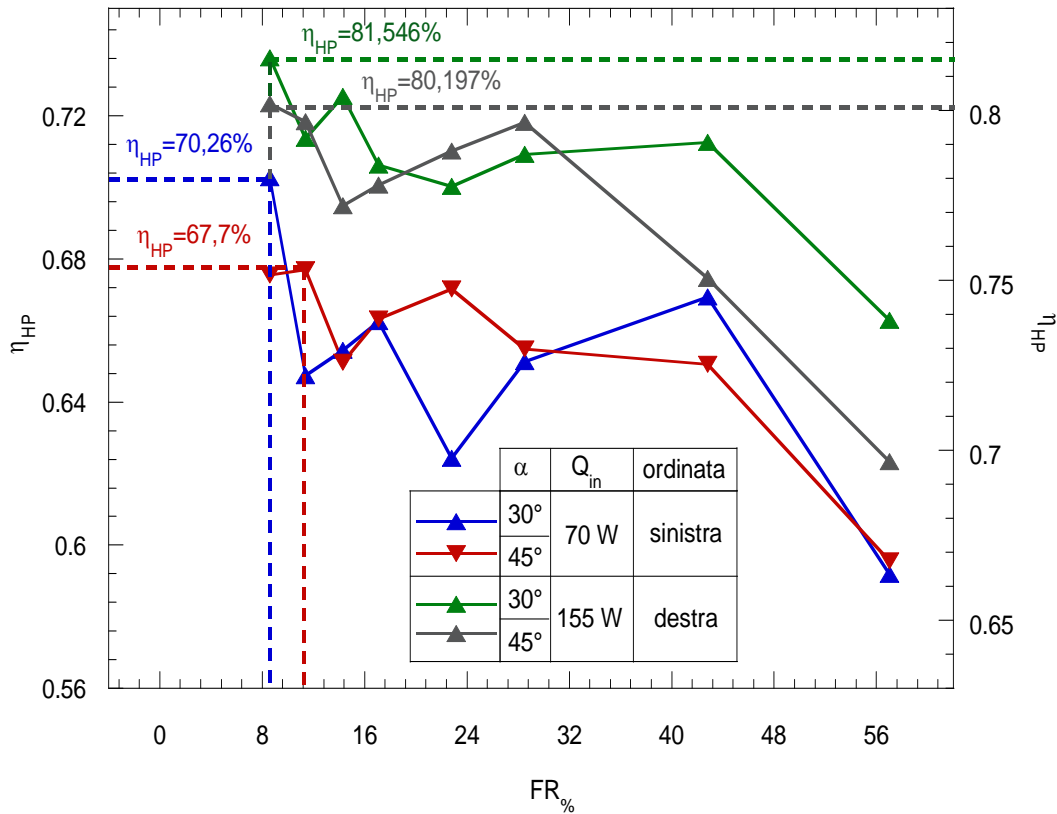


Figura 41 andamento di η_{HP} in funzione del grado di riempimento

Ad ogni modo si può concludere che per una inclinazione del collettore solare pari a 45° conviene utilizzare un riempimento dell'11,4 % in corrispondenza di potenze in ingresso di 70 W e un riempimento dell'8,6 % in corrispondenza di un input termico di 155 W. Invece i dati relativi all'inclinazione di 30° suggeriscono l'adozione dello stesso riempimento di 8,6 % per entrambi i livelli di potenza termica. Nella seguente tabella si riassumono i valori di rendimento massimo ottenibili dall'heat-pipe in funzione delle due differenti inclinazioni e potenze.

Tabella 3 η_{HP} dell'heat-pipe per ciascuna inclinazione e potenza in ingresso

Potenza in ingresso [W]	Inclinazione [°]	Riempimento [%]	η_{HP} [%]
70 W	45°	11,4	67,7
	30°	8,6	70,26
155 W	45°	8,6	80,2
	30°	8,6	81,55

Nel caso in cui si volesse installare il collettore solare in corrispondenza di una inclinazione di 30° bisognerà porre particolare attenzione a non eccedere il riempimento di 3g. Infatti rispetto all'inclinazione di 45° si verificano crolli di prestazione molto più importanti. Ciò si può evincere sempre dagli andamenti riportati in figura 40. Infatti, per una inclinazione di 30° passando da 3g a 4g di acqua contenuta nei tubi, si sperimenta un decremento percentuale del 7,87 % a 70 W e un decremento di 2,918 % in corrispondenza di 155 W. Invece per una inclinazione di 45° si sperimenta un decremento di 0,657% in corrispondenza di 155 W e addirittura un lieve incremento di 0,24% in corrispondenza di 70 W.

Da una osservazione poco profonda del parametro rendimento dell'heat-pipe utilizzato per valutare le prestazioni di tale dispositivo si potrebbe obiettare che in realtà esso vada a valutare solo la bontà della coibentazione con cui è stata ricoperta la camicia.

In realtà però tale valutazione nasconde in se un concetto molto importante. Se diminuisce infatti la percentuale di calore che riesce ad essere scambiato con il circuito secondario, ciò significa che ci sono più perdite verso l'ambiente esterno, che non possono che essere dovute ad una temperatura maggiore del tubo di calore.

Ma tali alte temperature sono indicative di una difficoltà di scambio termico dell'heat-pipe con l'acqua del circuito secondario. Se infatti pensiamo alle modalità con cui il condensatore del dispositivo scambia calore con l'acqua refrigerante possiamo scrivere che

$$Q_{cond} = h_c A (T_c - T_{bulk}) \quad (17)$$

Dove T_{bulk} è la temperatura del fluido che lambisce la sezione del condensatore. Se per le caratteristiche intrinseche del tubo di calore h_c diminuisce, il calore deve essere scambiato in corrispondenza di una differenza $(T_c - T_{bulk})$ più ampia.

L'unico grado di libertà è quindi rappresentato dalla temperatura del condensatore che si porterà ad un valore maggiore, facendo innalzare tutte le temperature del dispositivo.

In sintesi il parametro η_{HP} incorpora indirettamente la bontà con cui il sistema heat-pipe e collettore scambiano potenza con l'acqua refrigerante.

Un altro utile parametro di confronto tra le diverse inclinazioni ci è fornito dall'analisi dell'andamento della resistenza termica totale dell'heat-pipe. Essa è definita secondo l'espressione 4.

In realtà per tale calcolo è necessario disporre della misura della temperatura in corrispondenza della sezione del condensatore. Tuttavia per le campagne sperimentali che

richiedevano frequenti sostituzioni dei tubi non è stato possibile disporre di tale dato a causa delle difficoltà tecniche che comportava la brasatura della termocoppia T_8 .

Il problema è stato risolto introducendo una opportuna correlazione utilizzata per predire il numero di Nusselt in condizioni di cilindro immerso in una corrente in regime di convezione forzata nelle modalità descritte in appendice.

L'andamento della resistenza termica del dispositivo è riportato in figura 42. Si nota che le resistenze minori si trovano in corrispondenza di gradi di riempimento intermedi o bassi. In particolare si può osservare che le resistenze diminuiscono all'aumentare della potenza termica in ingresso. Ciò che interessa in termini di inclinazione è che, nel caso di potenza in ingresso di 70 W la resistenza minima si ottiene in corrispondenza di un grado di riempimento di 8,6 % per una inclinazione di 30°. Se il collettore viene installato con una inclinazione di 45° il riempimento che minimizza la resistenza termica del dispositivo in corrispondenza di una potenza in ingresso di 70 W è dell'11,4 %.

Per una potenza in ingresso di 155 W la minima resistenza si misura ancora in prossimità di una inclinazione pari a 30° in corrispondenza di un grado di riempimento di 8,6 %. Invece per una inclinazione pari a 45° la minima resistenza di misura in corrispondenza di un riempimento pari a 22,8 %.

I valori delle resistenze termiche minime corredati dai valori di riempimento e di inclinazione per cui esse vengono misurate sono riportati nella seguente tabella

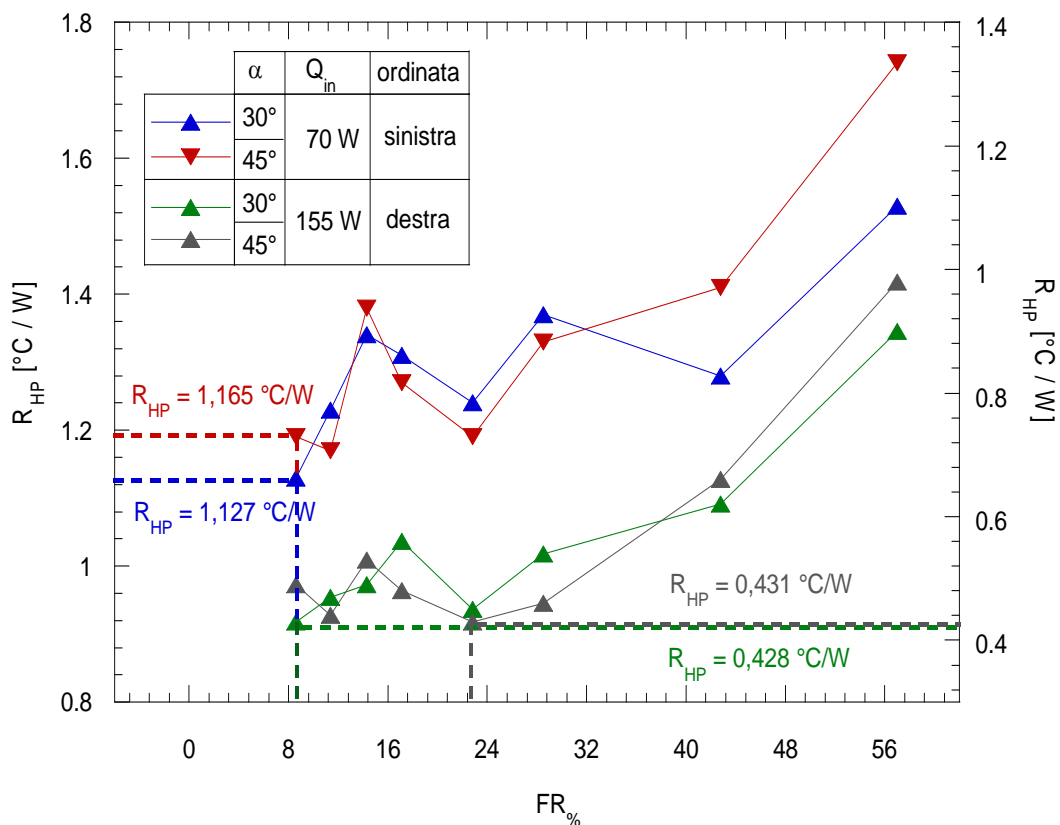


Figura 42 andamento di R_{HP} in funzione del grado di riempimento

Tabella 4 R_{tot} dell'heat-pipe per ciascuna inclinazione e potenza in ingresso

Potenza in ingresso [W]	Inclinazione [°]	Riempimento [%]	R_{tot} [%]
70 W	45°	11,4	1,165
	30°	8,6	1,127
155 W	45°	8,6	0,431
	30°	8,6	0,428

Come già accennato, la resistenza termica include solo l'efficienza con la quale viene trasportato il calore attraverso il tubo di calore cercando di offrire un parametro che si svincoli da ciò che succede nel collettore.

Viene utilizzato il calore Q_m definito come la media aritmetica del calore in ingresso all'evaporatore e del calore misurato nel circuito secondario per via delle perdite che si hanno nel passaggio di energia tra evaporatore e condensatore.

L'andamento delle grandezze utilizzate per calcolare la resistenza totale del tubo è riportato in figura 43 e 44 per ciascuna inclinazione e per ciascun livello di potenza termica in ingresso.

Notiamo che per alti gradi di riempimento la resistenza aumenta con FR sia perché il calore scambiato con il circuito secondario diminuisce sia perché la differenza tra le temperature dell'evaporatore e del condensatore aumenta.

Invece in corrispondenza del grado di riempimento di 8,6 % si misurano basse resistenze poiché si registra un incremento del calore trasferito in corrispondenza di una riduzione della differenza tra la temperatura dell'evaporatore e quella del condensatore.

È inoltre evidente come la resistenza aumenti al diminuire del calore in ingresso. Infatti l'incremento del calore Q_m si manifesta senza un aumento importante della differenza tra le due temperature.

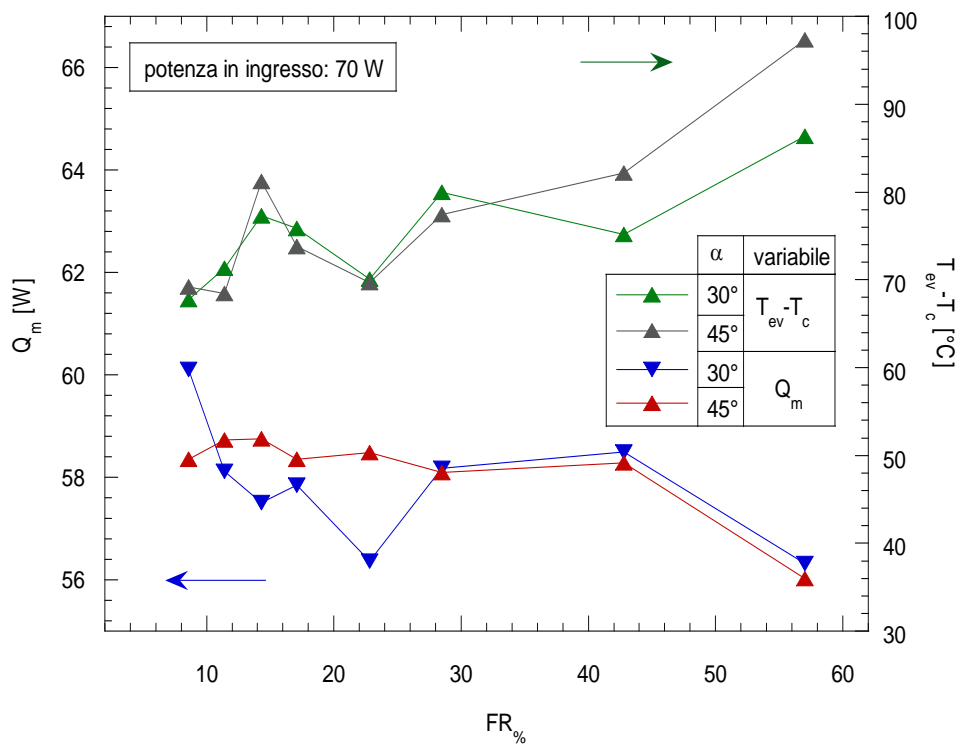


Figura 43 andamento di Q_m e di $T_{ev} - T_c$ in funzione di FR

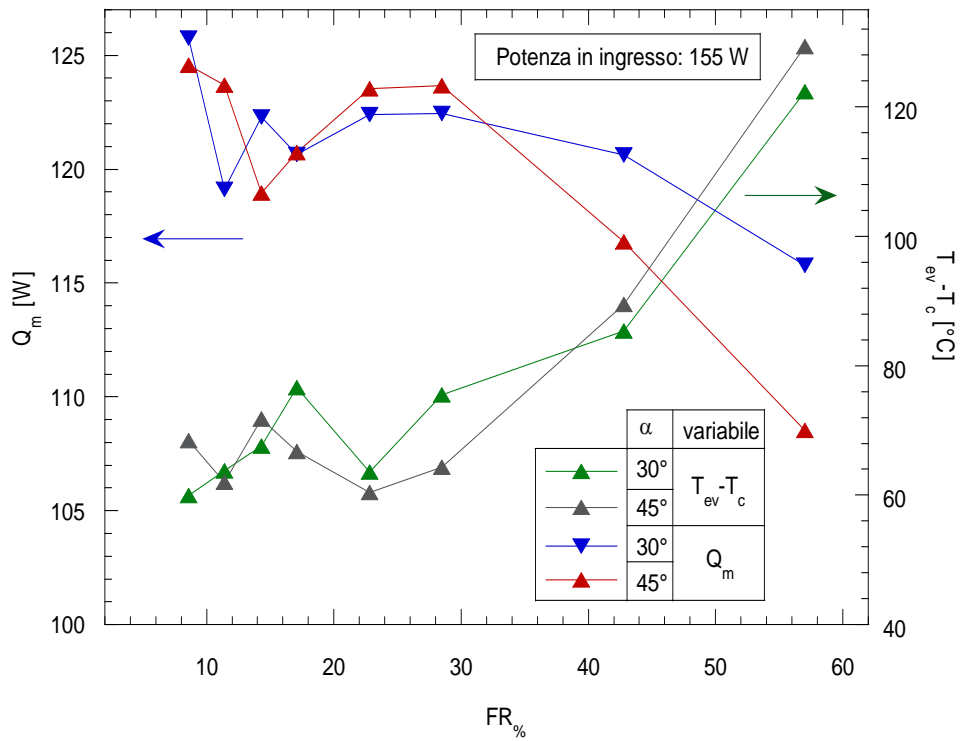


Figura 44 andamento di Q_m e di $T_{ev} - T_c$ in funzione di FR

Paragrafo 4: Influenza del grado di vuoto

Per grado di vuoto si intende la depressione effettuata al momento della realizzazione dell'heat-pipe. Ammettendo che i diversi heat-pipe utilizzati siano stati realizzati nelle stesse condizioni di temperatura, e ammettendo la validità dell'equazione di stato, per ciascuno di essi si può calcolare la massa di aria presente:

$$m = \frac{pV}{RT} \quad (1)$$

Dove abbiamo assunto per l'aria una R di $290 \frac{\text{J}}{\text{mol}\cdot\text{K}}$ avendo supposto per semplicità che l'aria sia costituita da un 79% di azoto e 21 % di ossigeno.

In tabella 1, per ciascuna pressione interna possiamo riportare la relativa massa d'aria presente nel tubo.

Tabella 1 massa d'aria in corrispondenza di ciascuna pressione interna

p [mbar]	m_{aria} [kg]
10^{-3}	$4,9 \times 10^{-11}$
10^{-2}	$4,9 \times 10^{-10}$
1	$4,9 \times 10^{-8}$

Un fenomeno ben noto nella trasmissione del calore è il decadimento di prestazioni subito da una miscela bifase qualora l'area di scambio sia occupata da un incondensabile. Infatti in tali casi il coefficiente di scambio termico diminuisce localmente di diversi ordini di grandezza inficiando anche in modo pesante il meccanismo di scambio.

Nel nostro caso ciò si verificherà nella sezione del condensatore poiché l'aria, essendo più leggera del vapore si porterà nell'estremità del tubo creando un vero e proprio effetto tappo (K. Hijikata, 1983).

I test sono stati condotti ancora una volta per una portata massica di 7,4 kg/h, per una pressione del circuito secondario di 3 bar e per 70 W e 155 W di potenza termica in ingresso. Tali prove sono state ripetute per due distinte serie di tubi di calore che nel seguito indicheremo come serie I e II.

Come fatto in precedenza è interessante valutare le costanti di tempo per ciascun tubo. Per questo motivo si è fatto ricorso alla stessa tecnica grafica adottata per il caso di differente inclinazione.

In particolare, allo stesso modo del capitolo precedente, le valutazioni sono state effettuate a partire dall'andamento della temperatura T_5 poiché più regolare della T_6 .

Da figura 1 a figura 6 sono rappresentati gli andamenti relativi alla prima serie di tubi con due differenti riempimenti pari a 5g e 10 g e per una potenza in ingresso di 70 W.

Da figura 7 a figura 12 invece sono riportati sempre gli andamenti della prima serie per i due differenti riempimenti di 5g e 10g ma per una potenza in ingresso di 155 W.

Da figura 13 a figura 18 invece sono riportati i grafici per riempimenti di 5g e 10g per entrambi i livelli di potenza termica in ingresso come nel caso precedente. Tuttavia questa volta le valutazioni sono state effettuate sulla seconda serie di tubi.

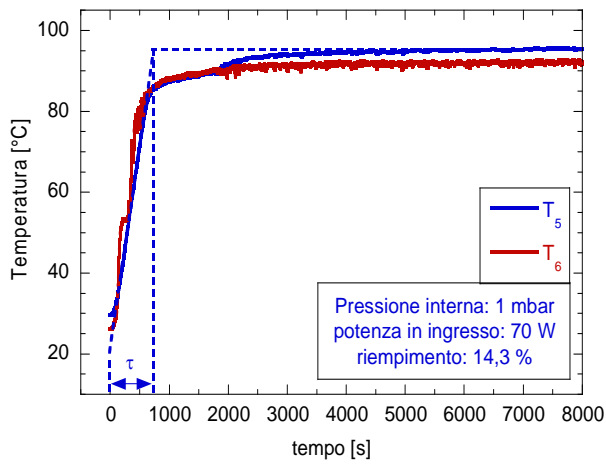


Figura 1-andamento di T per FR=14,3 %

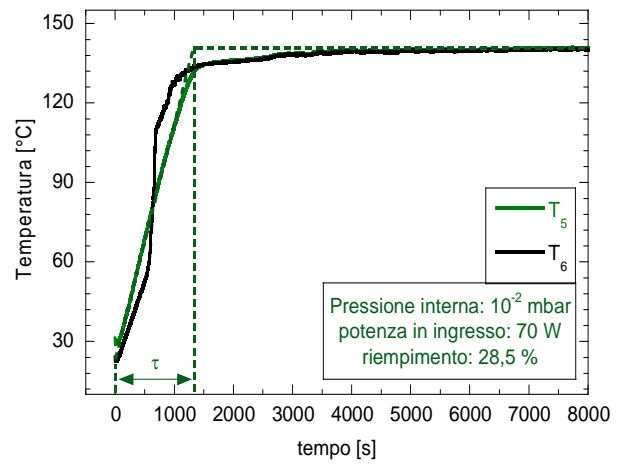


Figura 4-andamento di T per FR=28,5 %

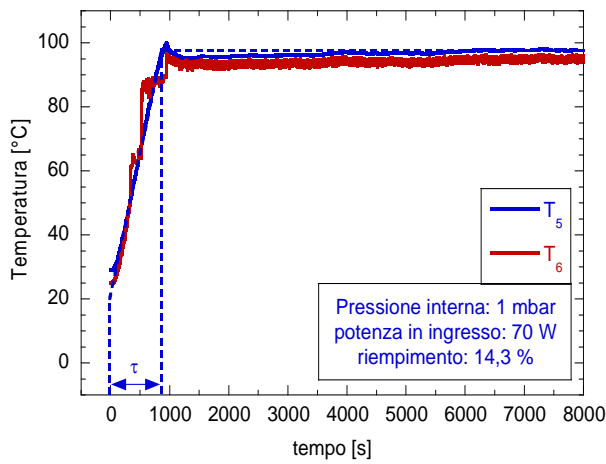


Figura 2-andamento di T per FR=28,5 %

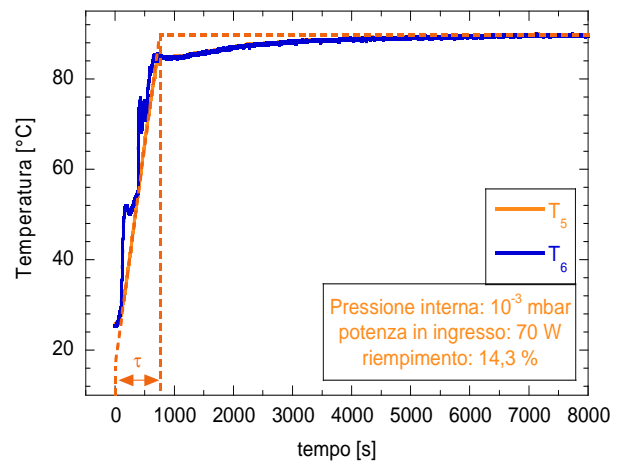


Figura 5-andamento di T per FR=14,3 %

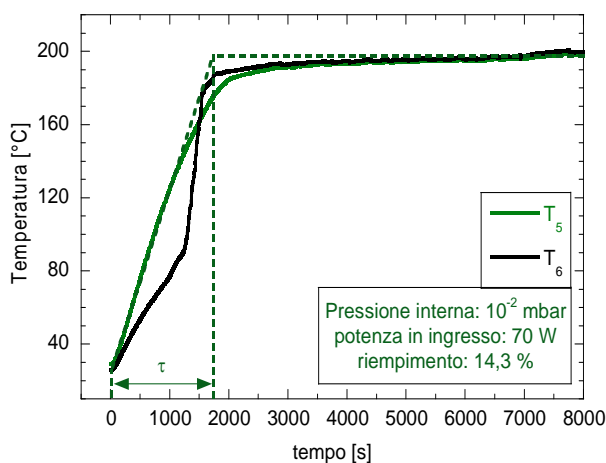


Figura 3-andamento di T per FR=14,3 %

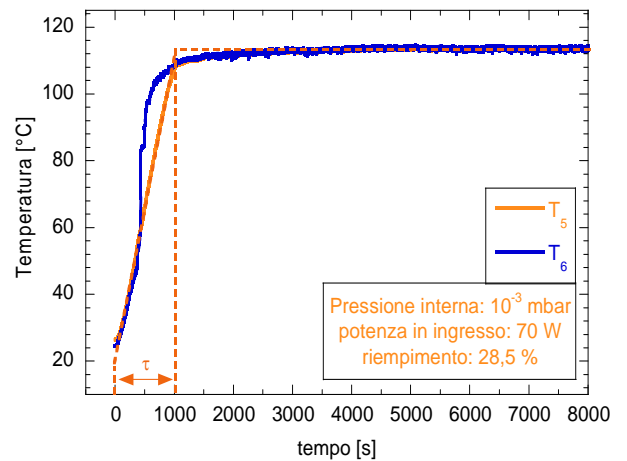


Figura 6-andamento di T per FR=28,5 %

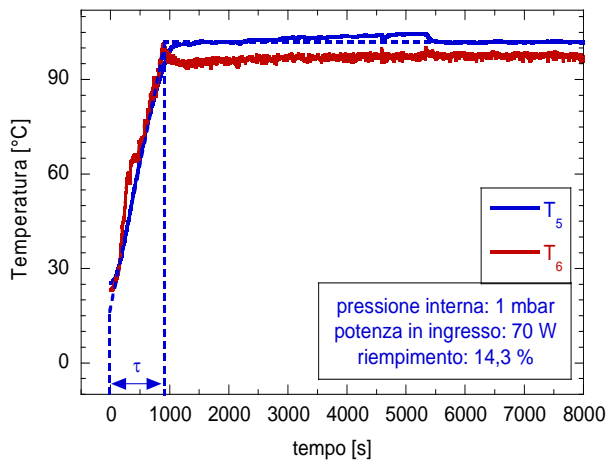


Figura 7-andamento di T per FR=14,3%

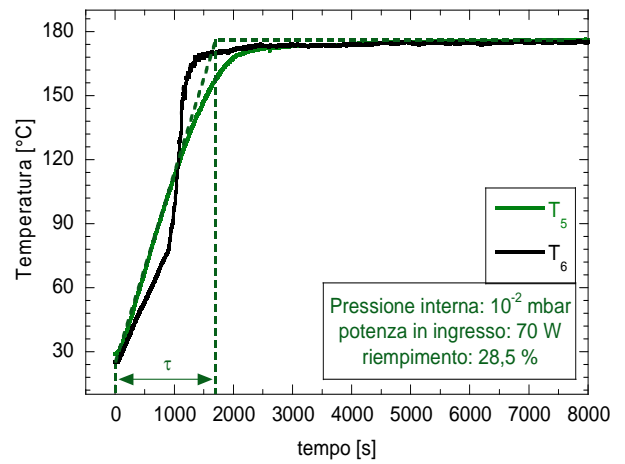


Figura 10-andamento di T per FR=28,5%

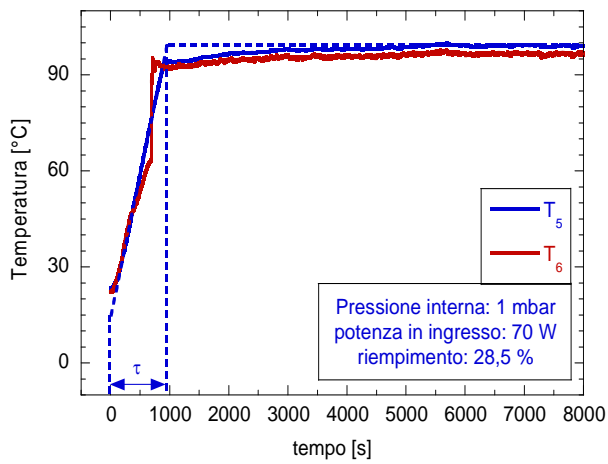


Figura 8-andamento di T per FR=28,5%

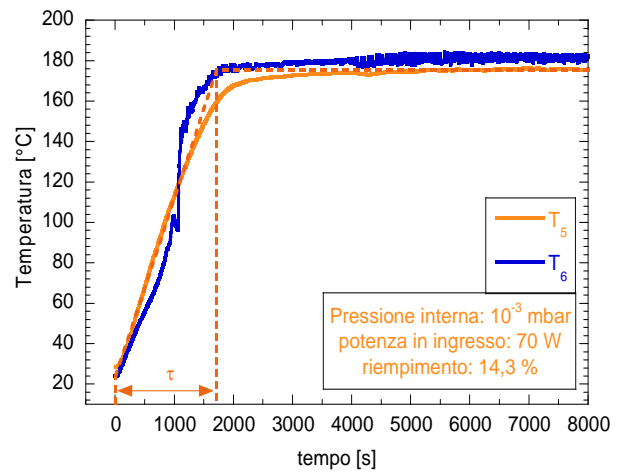


Figura 11-andamento di T per FR=14,3%

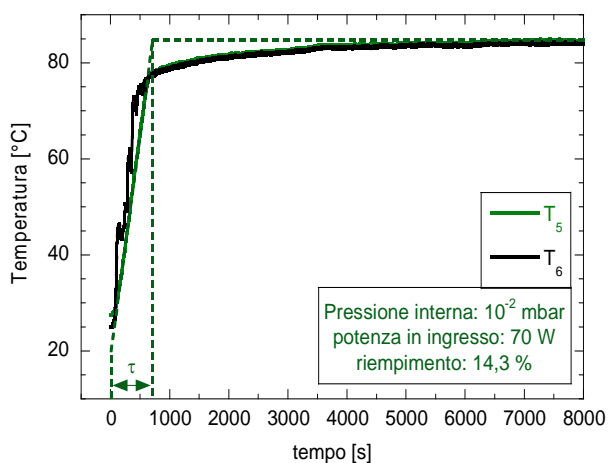


Figura 9-andamento di T per FR=14,3%

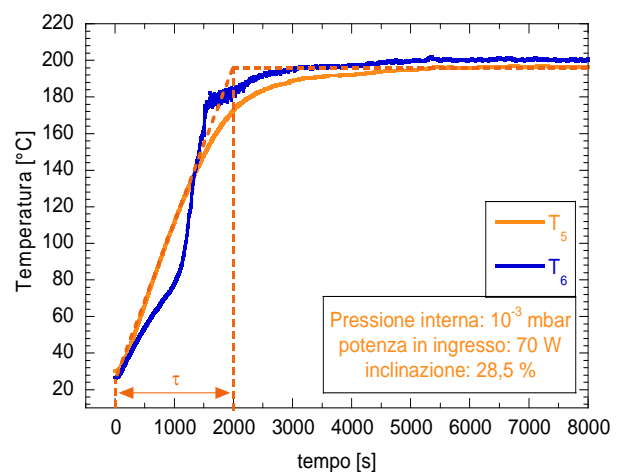


Figura 12-andamento di T per FR=28,5%

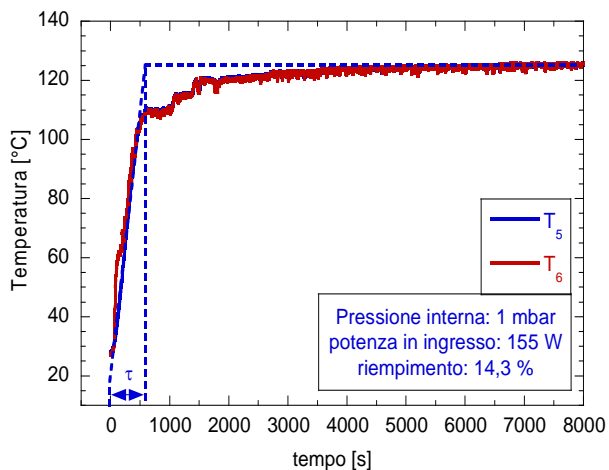


Figura 13-andamento di T per FR=14,3%

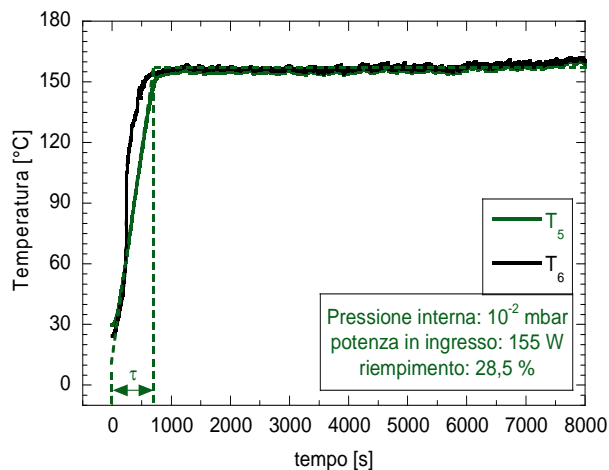


Figura 16-andamento di T per FR=28,5%

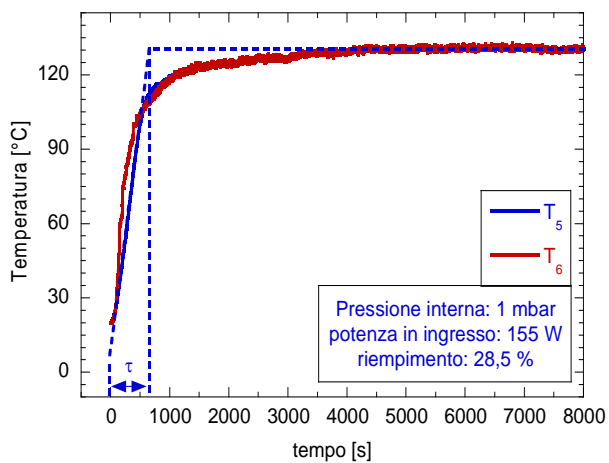


Figura 14-andamento di T per FR=28,5%

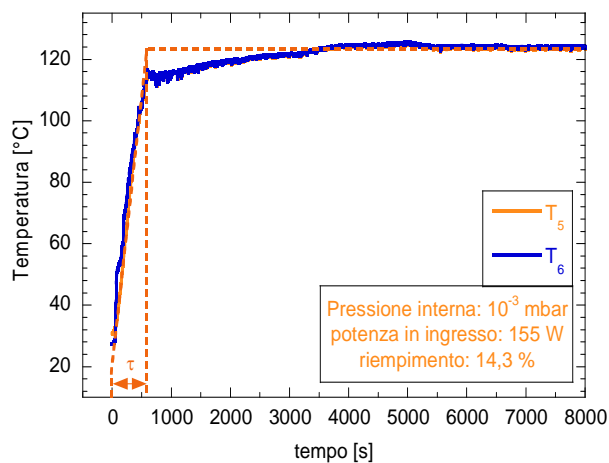


Figura 17-andamento di T per FR=14,3%

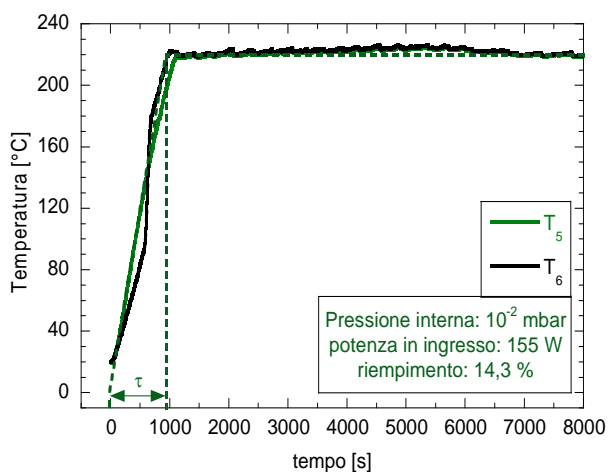


Figura 15-andamento di T per FR=14,3%

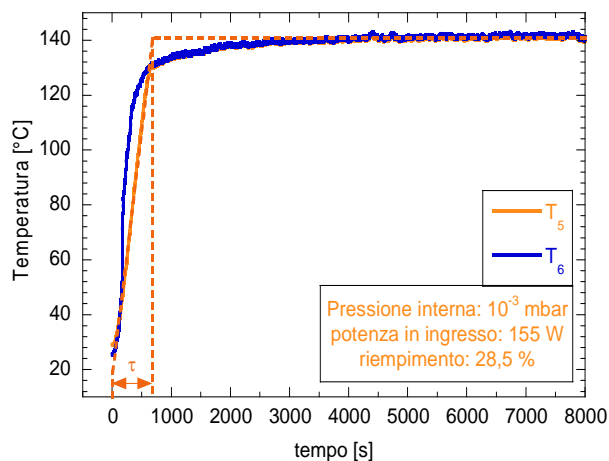


Figura 18-andamento di T per FR=28,5 %

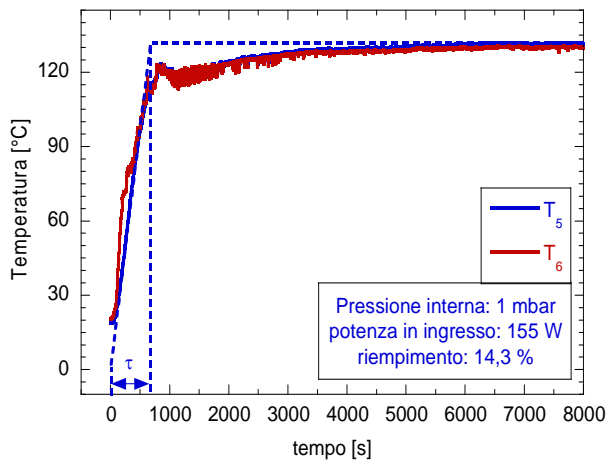


Figura 19-andamento di T per FR=14,3%

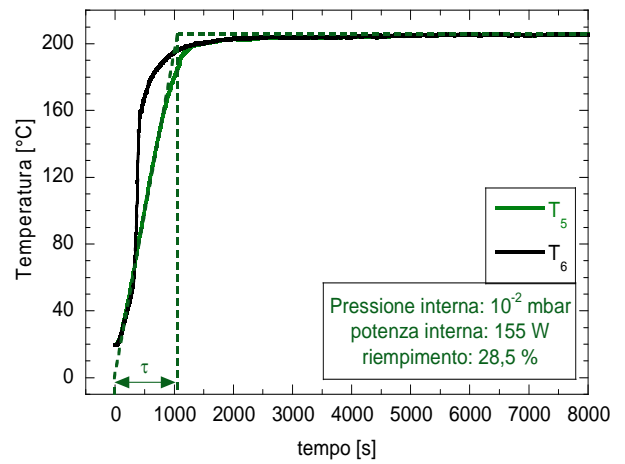


Figura 22-andamento di T per FR=28,5%

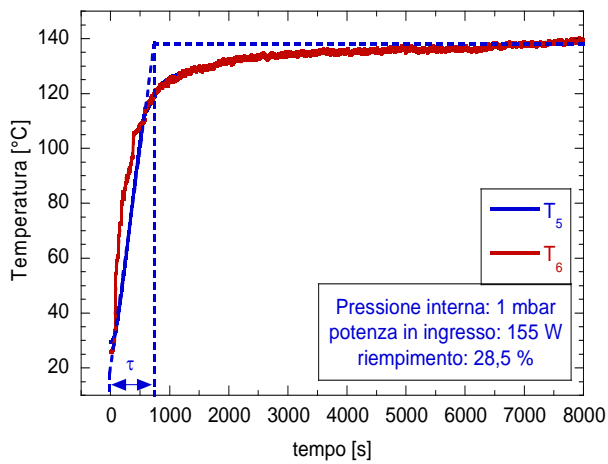


Figura 20-andamento di T per FR=28,5%

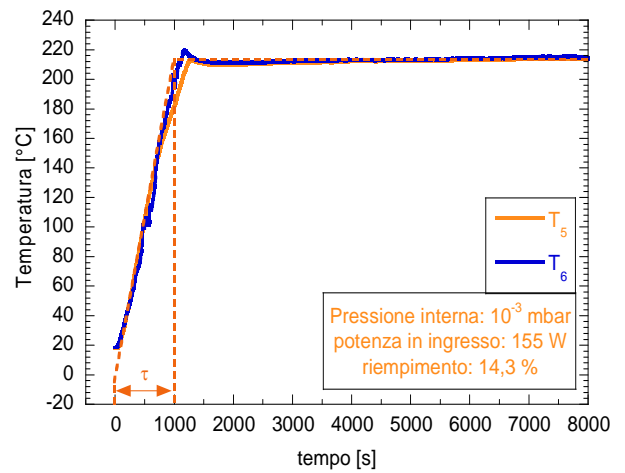


Figura 23-andamento di T per FR=14,3%

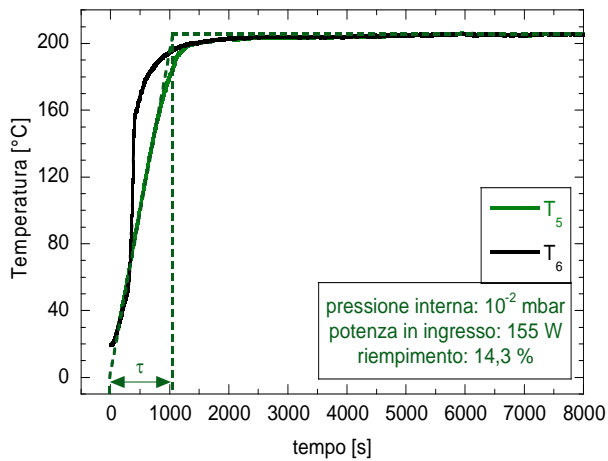


Figura 21-andamento di T per FR=14,3%

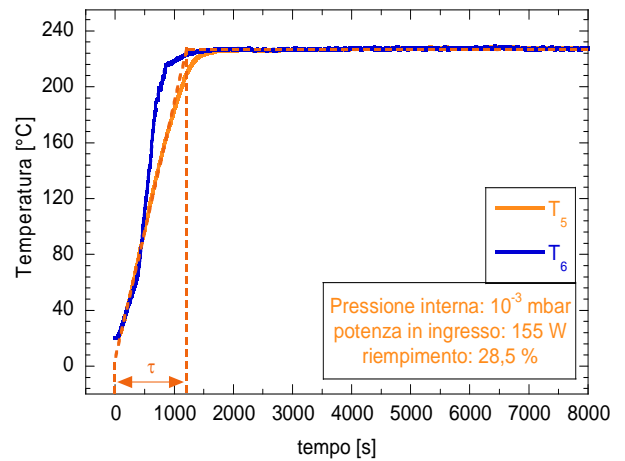


Figura 24-andamento di T per FR=28,5%

In tabella 2 e 3 riportiamo le costanti di tempo relative ai diagrammi mostrati in precedenza:

Potenza in ingresso: 70 W			
FR%	p_{interna} [mbar]	τ [s] - I serie	τ [s] - II serie
14,3	10^{-3}	770	1720
	10^{-2}	1660	720
	1	740	900
28,5	10^{-3}	1000	1980
	10^{-2}	1340	1660
	1	860	920

Tabella 2-valori delle costanti di tempo per una potenza in ingresso di 70 W

Potenza in ingresso: 155 W			
FR%	p_{interna} [mbar]	τ [s] - I serie	τ [s] - II serie
14,3	10^{-3}	540	1020
	10^{-2}	940	1080
	1	600	680
28,5	10^{-3}	660	1200
	10^{-2}	740	1080
	1	680	720

Tabella 3-valori delle costanti di tempo per una potenza in ingresso di 155 W

Dalle tabelle 2 e 3 si osservano dei comportamenti difficilmente spiegabili adducendo cause di tipo termofluidodinamico. Infatti ad un grado di vuoto più spinto dovrebbero corrispondere delle costanti di tempo più basse in linea teorica.

Tutto ciò perché a gradi di vuoto maggiori corrispondono pressioni di saturazione minori con conseguenti minori temperature di saturazione. Ciò comporta che nel transitorio, a parità di temperatura raggiunta, si produca più vapore. Tutto questo causerebbe un raggiungimento più veloce delle condizioni di regime, tale andamento invece non si riscontra affatto nella campagna effettuata.

L'ordine di grandezza delle τ viene tuttavia rispettato in funzione del riempimento. Infatti a riempimenti maggiori corrispondono costanti di tempo maggiori con l'eccezione del grado di

vuoto 10^{-2} mbar della prima serie. Ciò può essere evidentemente visualizzato dal seguente grafico di figura 25.

Anche le temperature di regime misurate nei differenti casi presentano una notevole dispersione tra loro. L'unica eccezione è rappresentata dal caso di grado di vuoto interno pari ad 1 mbar.

Visto che questo è il grado di vuoto meno spinto tra i 3, possiamo attribuire con un certo grado di certezza le discrepanze sperimentali al processo produttivo con cui sono realizzati gli heat-pipe. Tale processo è descritto ampiamente nel capitolo relativo all'apparato sperimentale. Nella fattispecie, la difficoltà si presenta nella produzione di due serie di tubi consecutive. Infatti, l'acqua che viene iniettata nei tubi di calore va ad inficiare il funzionamento delle pompe a vuoto utilizzate.

Ciò causa notevoli incertezze circa il grado di vuoto raggiunto dai tubi nonché circa il loro effettivo riempimento soprattutto per i valori più piccoli.

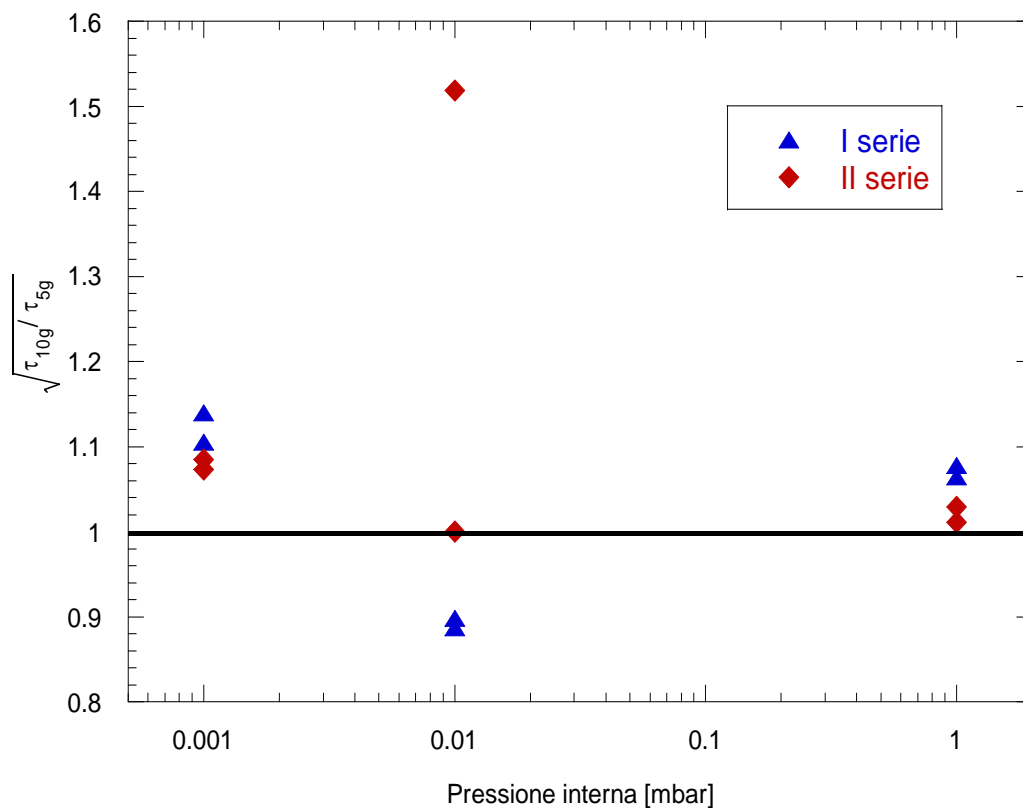


Figura 25-rapporto tra le τ per riempimenti pari a 28,5 % e al 14,3 %

Un altro parametro interessante per caratterizzare il funzionamento degli heat-pipes riguarda l'osservazione delle temperature T_5 e T_6 misurate rispettivamente a monte e a valle della camicia di riscaldamento.

Un quadro riassuntivo delle temperature raggiunte dal dispositivo è riportato nelle tabelle 4 e 5

Tabella 4-Temperature T₅ e T₆ per differenti pressioni interne per entrambi i FR

Potenza in ingresso: 70 W					
		I serie		II serie	
FR _%	ρ _{interna} [mbar]	T ₅ [°C]	T ₆ [°C]	T ₅ [°C]	T ₆ [°C]
14,3	10 ⁻³	89,70	89,61	175,78	180,9943
	10 ⁻²	198,205	199,8206	84,5663	84,09851
	1	95,5033	92,17992	101,95	97,39729
28,5	10 ⁻³	113,079	113,4804	196,46	200,267
	10 ⁻²	140,798	140,2881	176,045	175,0532
	1	97,6879	94,93288	99,0029	96,55763

Tabella 5- Temperature T₅ e T₆ per differenti pressioni interne per entrambi i FR

Potenza in ingresso: 155 W					
		I serie		II serie	
FR _%	ρ _{interna} [mbar]	T ₅ [°C]	T ₆ [°C]	T ₅ [°C]	T ₆ [°C]
14,3	10-3	123,817	124,0615	213,896	215,1258
	10-2	219,346	220,0926	116,652	115,3391
	1	125,112	125,184	131,523	130,1973
28,5	10-3	140,892	141,4322	227,703	227,1794
	10-2	159,313	160,7349	205,48	205,416
	1	130,154	130,0801	138,56	138,8071

Graficando tali tabelle otteniamo le figure da 26 a 29 in cui sono rappresentate le temperature T₅ e T₆ in funzione del grado di vuoto per i due differenti riempimenti di 14,3% e 28,5%. Nei grafici sono stati riportati sia dati relativi alla prima serie che alla seconda serie per entrambe le potenze in ingresso di 70 e 155 W.

La prima serie presenta, per entrambi i livelli di potenza in ingresso un andamento crescente-decrescente, con il massimo di temperatura in corrispondenza del grado di vuoto di 10^{-2} mbar per ciascun riempimento.

Al contrario, la seconda serie mostra un andamento crescente della temperatura con il grado di vuoto in corrispondenza di un riempimento di 14,3 %. Invece mostra un andamento crescente all'aumentare del grado di vuoto in corrispondenza di un riempimento di 28,5 %.

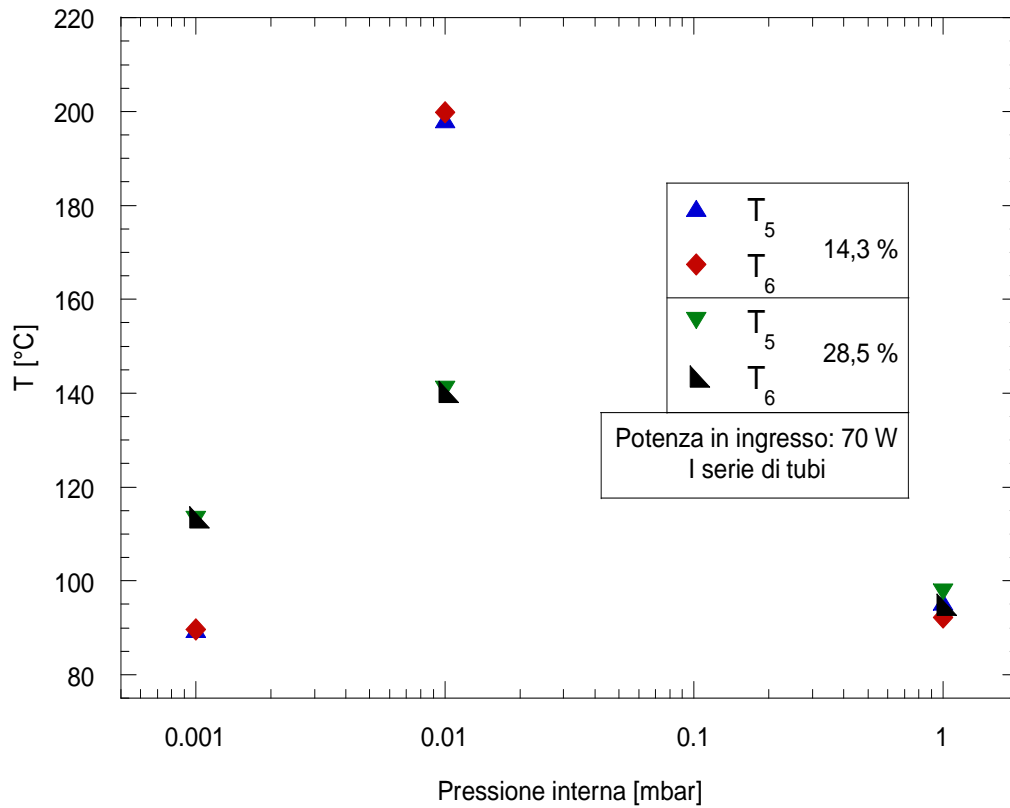


Figura 26-T₅ e T₆ in funzione della pressione interna per entrambi i FR

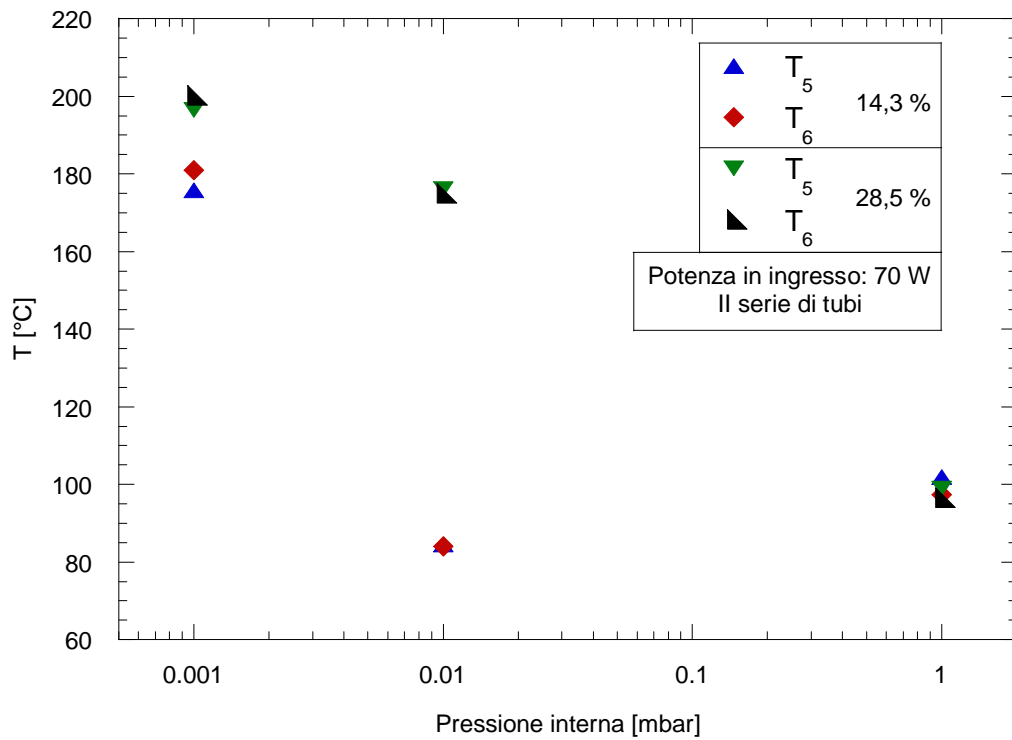


Figura 27- T_5 e T_6 in funzione della pressione interna per entrambi i riempimenti

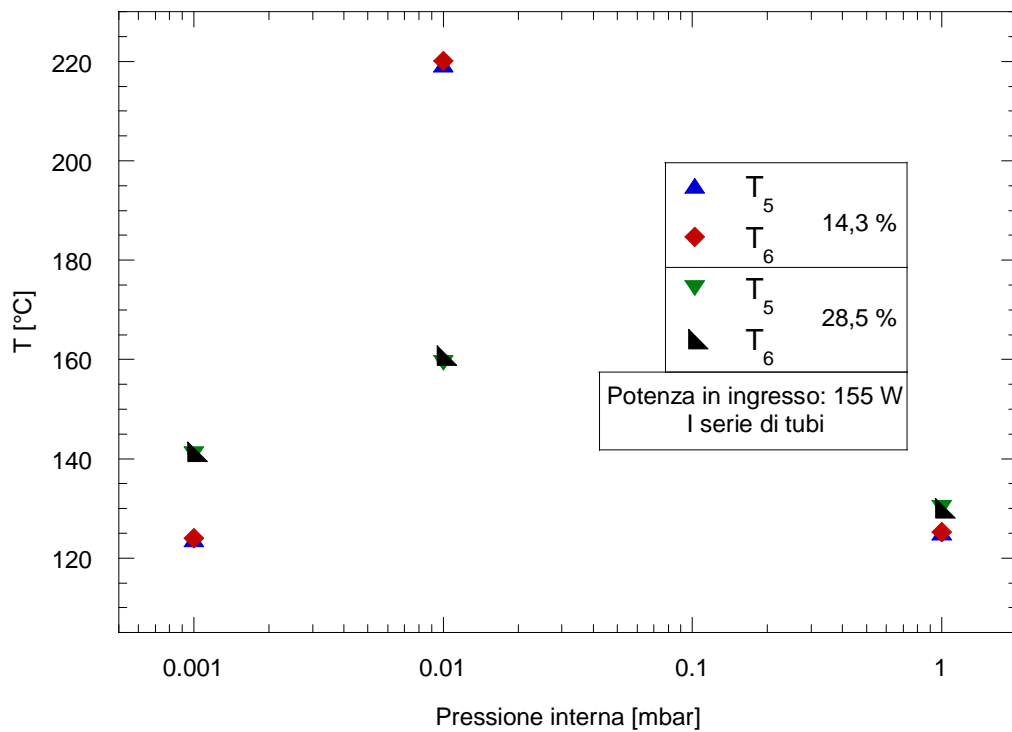


Figura 28- T_5 e T_6 in funzione della pressione interna per entrambi i riempimenti

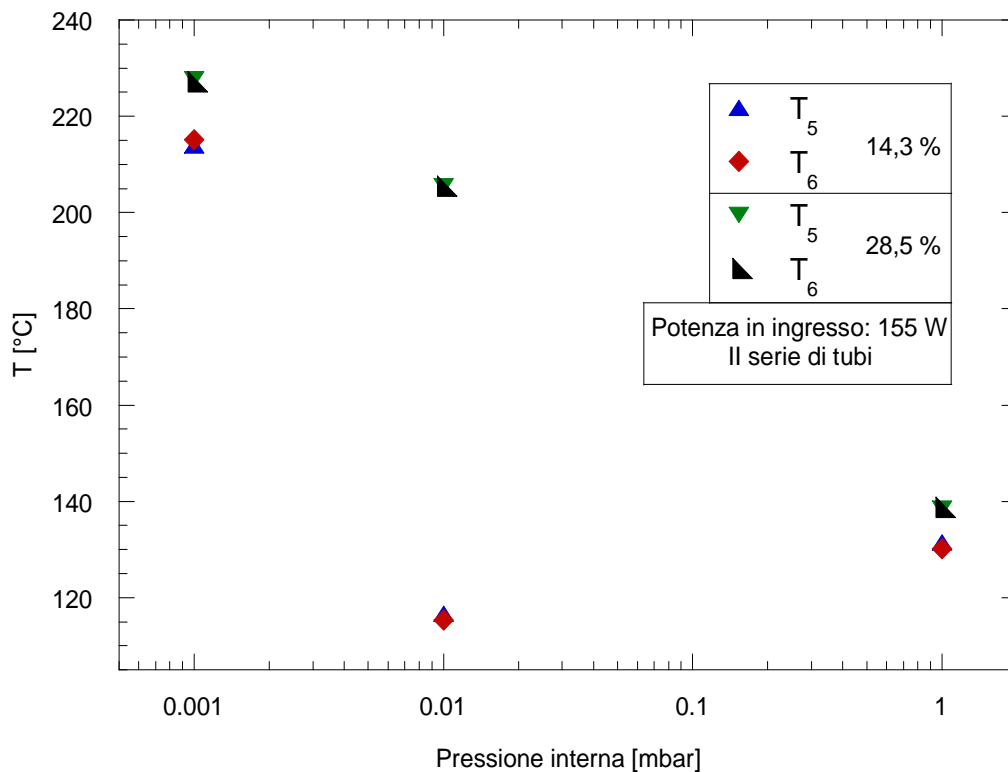


Figura 29- T₅ e T₆ in funzione della pressione interna per entrambi i riempimenti

Un ulteriore parametro di rilevante importanza per valutare le prestazioni di un heat-pipe è sicuramente il calore che esso cede al circuito secondario. Nella figura 30 e 31 è rappresentata tale grandezza in funzione della pressione interna.

A conferma della incertezza derivante dal procedimento produttivo dei tubi di calore, in tali figure si nota un aumento della dispersione dei dati al crescere del grado di vuoto interno nel tubo.

La situazione ottimale in ogni caso è rappresentata dal caso di pressione interna di 1 mbar sia in termini di valore della potenza trasferita, sia in termini di ripetibilità delle prove. Quest'ultimo punto è molto importante nell'esercizio dell'impianto per poter prevedere con facilità le prestazioni del tubo di calore.

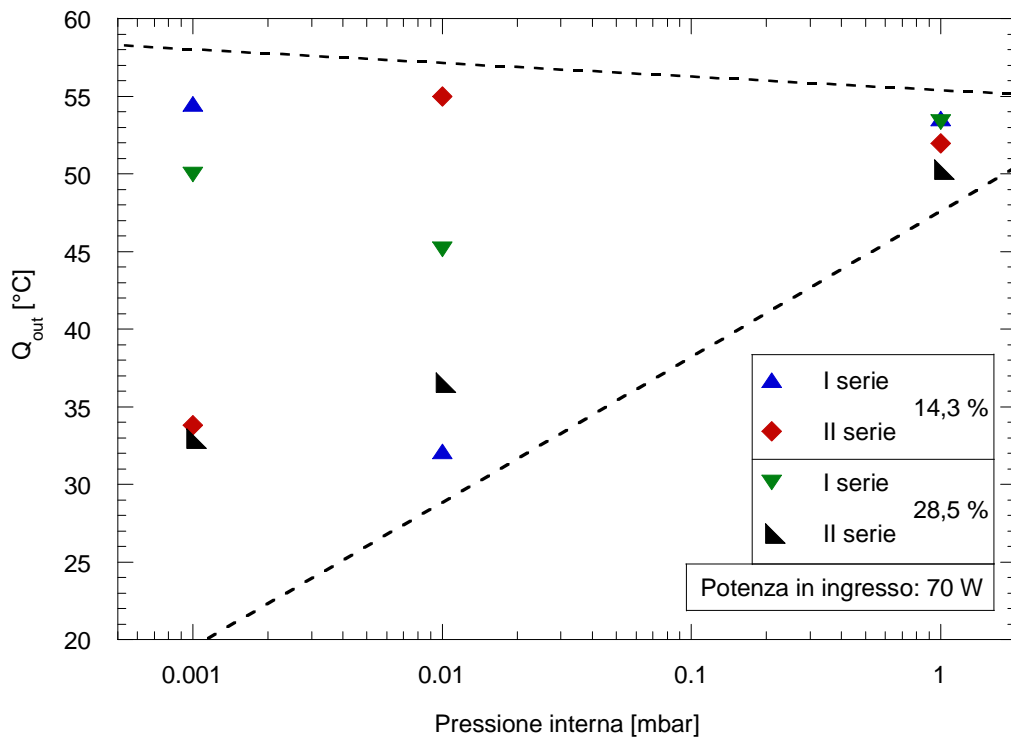


Figura 30-calore dissipato dal tubo in funzione della pressione interna

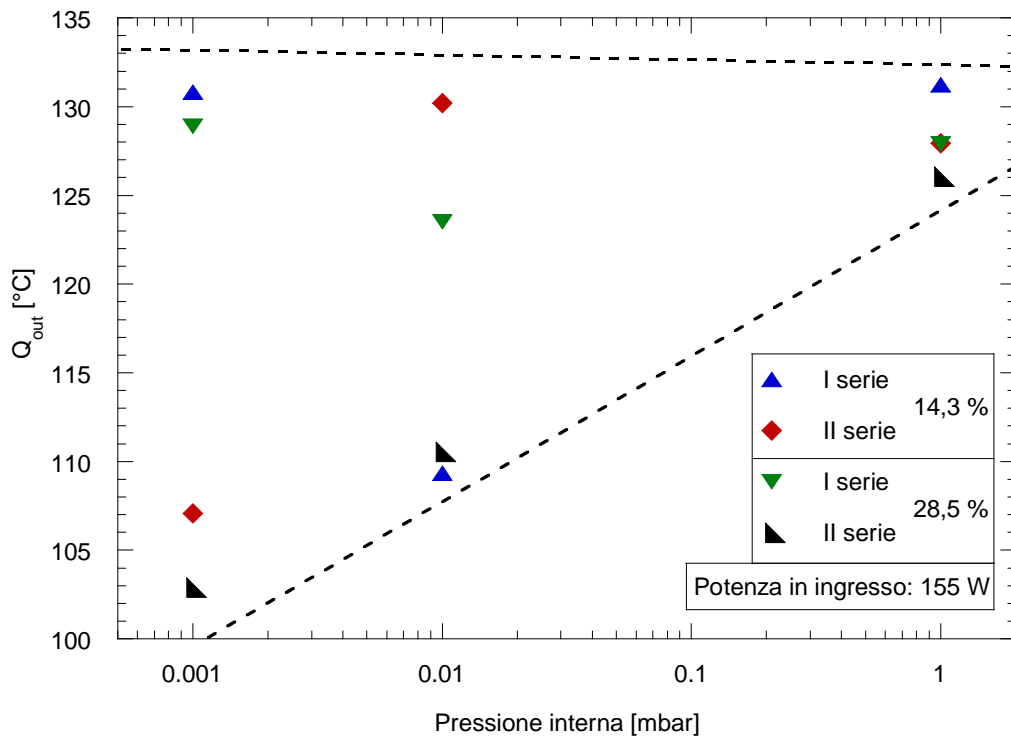


Figura 31-calore dissipato dal tubo in funzione della pressione interna

La dispersione dei dati inferiore che si osserva in corrispondenza di una pressione di 1 mbar è dovuta alla grande ripetibilità ottenuta nella misura delle temperature. Tali valori infatti si mantengono relativamente modesti e concentrati e non si osservano eccessive variazioni al passaggio dalla prima alla seconda serie.

Paragrafo 5: Influenza della temperatura lato secondario

Un'altra serie di prove sperimentali ha riguardato l'analisi del comportamento del tubo al variare della temperatura dell'acqua che lambisce il condensatore. Questa misura infatti viene effettuata nel tratto iniziale del collettore ed è stata chiamata T_1 .

Le prove sono state condotte mantenendo fissa la portata massica a 7,5 kg/h e la pressione a monte e a valle del collettore a 3 bar. Inoltre esse sono state ripetute sia per il caso 70 W che per il caso 155 W.

Il tubo è stato testato da 30°C a 110°C con incremento di 10°C per un totale di 9 differenti prove. I dati acquisiti sono stati mediati sugli ultimi 100 secondi. Le condizioni di regime sono state ritenute raggiunte con un sufficiente grado di sicurezza dopo circa 3600 secondi di acquisizione. Tutto ciò perché le costanti di tempo relative ad una variazione della temperatura T_1 di 10°C sono molto basse rispetto a quelle che caratterizzano lo start-up dell'impianto. Queste ultime infatti, come abbiamo già visto sono dell'ordine di grandezza di 1000 secondi.

L'analisi questa volta si è avvalsa anche di un ulteriore dato rappresentato dalla misura della temperatura del condensatore T_c .

Essa è stata ricavata da una termocoppia posizionata in una cava realizzata sul tubo di calore. Il procedimento mediante cui è stato possibile realizzare questo punto di misura è riportato in dettaglio nella sezione dell'apparato sperimentale.

In figura 1 e 2 è riportato l'andamento del calore ceduto al circuito secondario in funzione di T_1 .

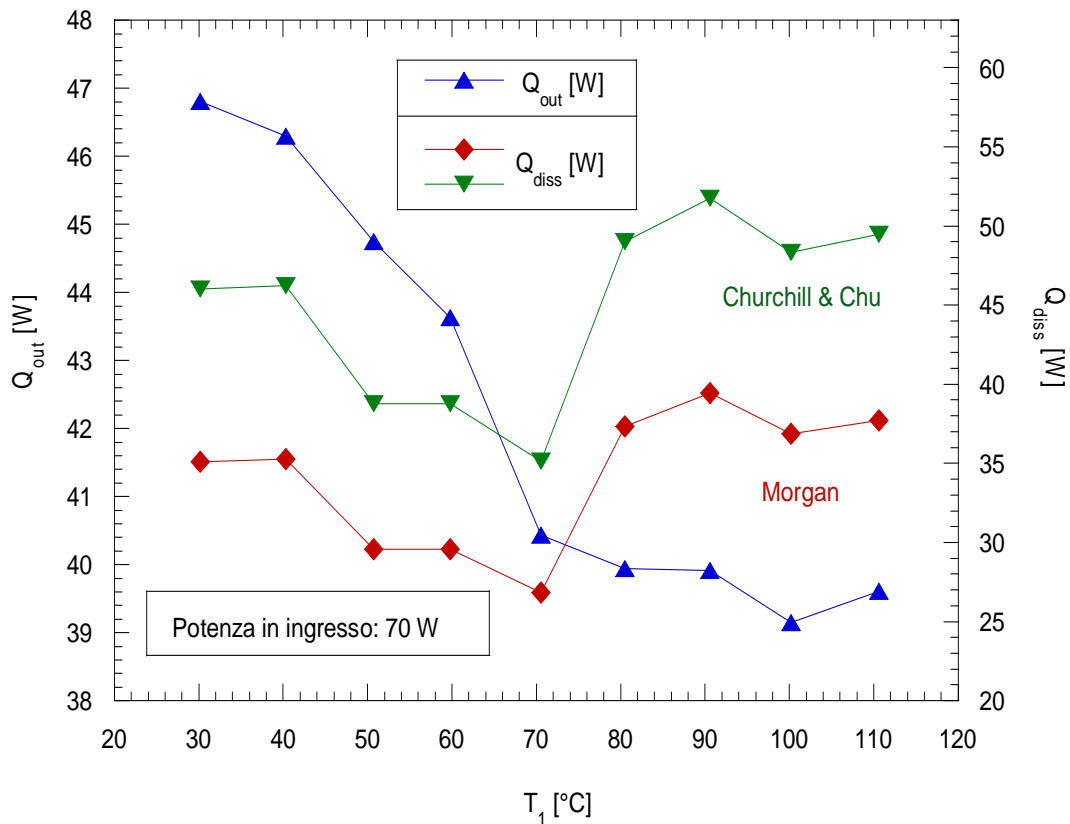


Figura 1-andamento della potenza trasferita al circuito di prova al variare della T_1

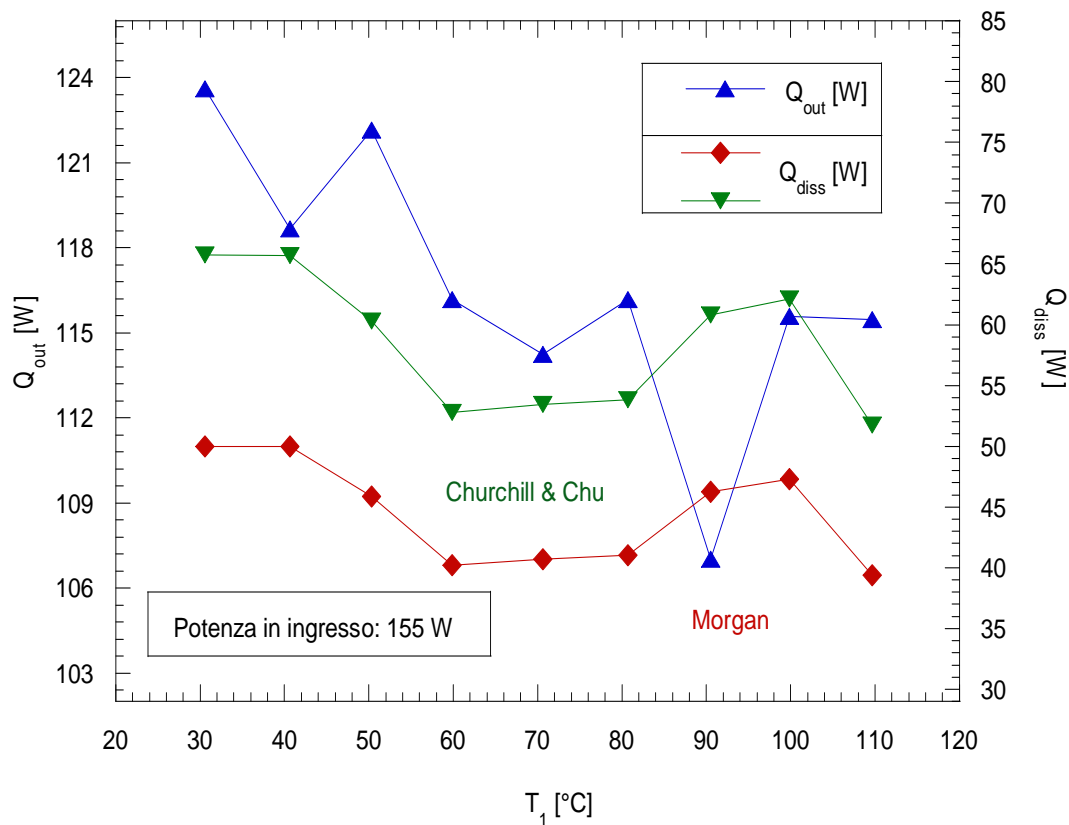


Figura 2- andamento della potenza trasferita al circuito di prova al variare della T_1

Questa potenza termica, come già trattato nella sezione dell'apparato sperimentale è valutata come

$$Q_{out} = G_{2:2} \cdot (i_2 - i_1)$$

Scrivendo un bilancio di prima legge nella sezione del collettore si ricava che:

$$G_{2:2} \cdot (i_2 - i_1) = Q_{in} - Q_{diss}$$

Ovvero la potenza ceduta al circuito secondario è esprimibile come differenza tra la potenza in ingresso al tubo di calore meno la potenza dissipata da quest'ultimo.

La valutazione della potenza dissipata è piuttosto difficoltosa. In realtà possiamo dire che essa è principalmente dovuta al contributo convettivo offerto dalla superficie esterna del tubo e dalla superficie esterna del collettore secondo la ben nota relazione di Newton:

$$Q_{diss} = h(T_{ext} - T_{amb})$$

Dove con T_{ext} si è indicata la T_7 misurata sullo strato più esterno della coibentazione del tubo di calore e T_{amb} è la temperatura della hall impianti.

Ci aspettiamo che la T_{ext} aumenti all'aumentare delle temperature nel collettore. Ciò perché avvengono una serie di fenomeni consequenziali.

Se infatti la T_1 diventa più elevata, di conseguenza la sezione del tubo che cede calore al fluido, deve portarsi ad una temperatura di esercizio maggiore per non violare il secondo principio della termodinamica.

Ciò implica che tutto il tubo dovrà, in condizioni stazionarie, portarsi ad un livello termico più alto con un conseguente incremento della potenza dissipata verso l'ambiente circostante.

Da tutto ciò discende che i tubi che vengono lambiti per ultimi in un collettore solare sono quelli che daranno meno contributo in termini di scambio termico poiché cederanno calore in corrispondenza di temperature medie maggiori.

Nelle figure 1 e 2 è riportato il calore dissipato dal tubo in funzione della temperatura del collettore T_1 . Tale potenza termica è stata calcolata con l'ausilio di due correlazioni riportate nella apposita sezione. L'adozione di queste ultime due discende dalla supposizione di poter ritenere la sezione dell'evaporatore e la sezione del condensatore dell'heat-pipe assimilabili ad un cilindro orizzontale dal punto di vista dei meccanismi di scambio termico.

Le correlazioni adottate sono state ricavate rispettivamente da Churchill & Chu e da Morgan. Utilizzando la prima si stima un coefficiente di trasferimento termico più alto di quello ricavato utilizzando la seconda espressione.

Come già accennato ci aspettiamo che il calore disperso aumenti nel verso delle temperature crescenti compensando la diminuzione di potenza ceduta al circuito secondario. Il modello di approssimazione dell'intero sistema ad un tubo orizzontale va in crisi a basse T_1 poiché per tali temperature evidentemente crolla l'ipotesi di isotermità alla base di queste correlazioni. Infatti per tali regimi di funzionamento il collettore presenta temperature dell'ordine di grandezza di 30-40 °C invece l'heat-pipe arriva a temperature di esercizio già superiori ai 100 °C.

Un utile indice della bontà dei meccanismi di trasferimento termico che stanno avvenendo nel condensatore e nell'evaporatore è il coefficiente di scambio termico definito nel punto 1 e 2 del capitolo 5.

A tale proposito possiamo osservare l'andamento di questi ultimi nelle figure da 3 a 6. Sono riportati in ordine i coefficienti di scambio termico all'evaporatore e al condensatore rispettivamente per potenze di 70 e 155 Watt.

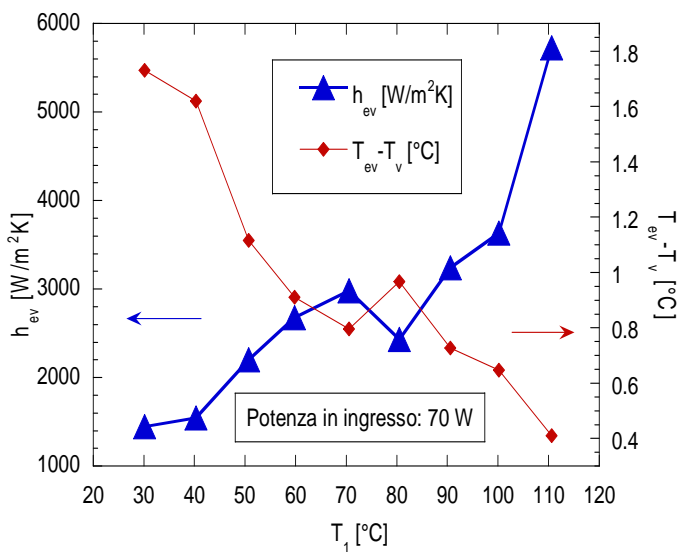


Figura 3-coefficiente di scambio termico dell'evaporatore in funzione della temperatura T_1

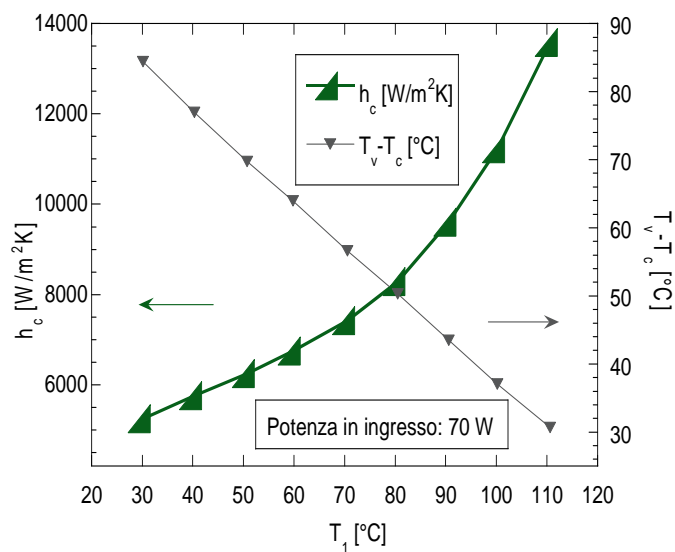


Figura 5-coefficiente di scambio termico al condensatore in funzione della temperatura T_1

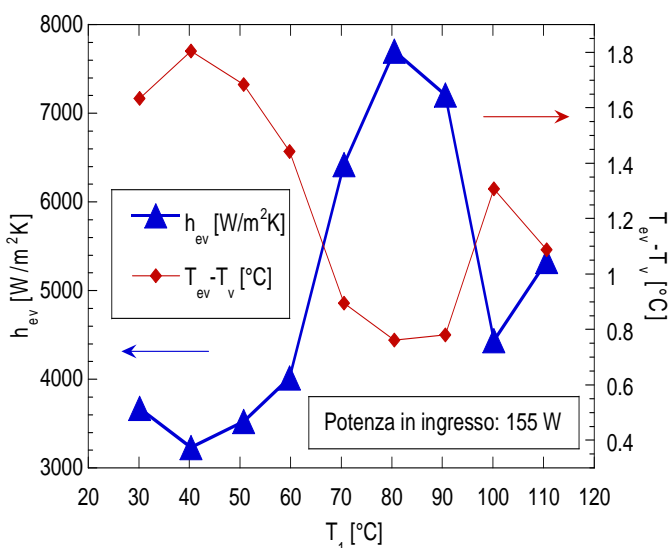


Figura 4-coefficiente di scambio termico all'evaporatore in funzione della temperatura T_1

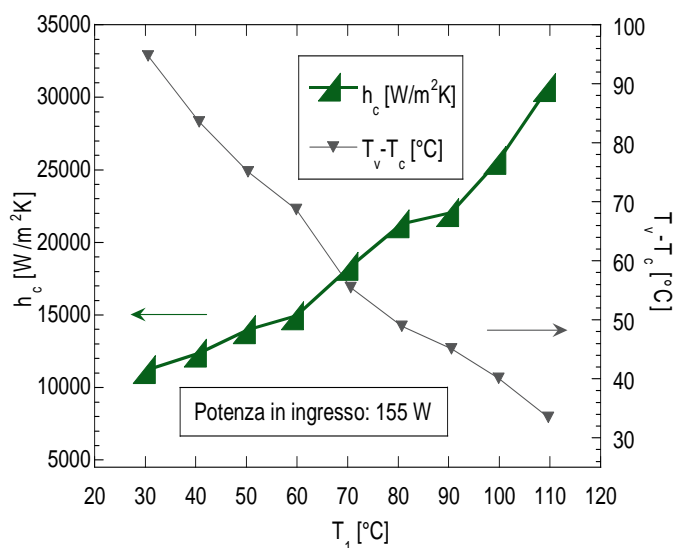


Figura 6-coefficiente di scambio termico all'evaporatore in funzione della temperatura T_1

In figura 3, all'andamento dell' h_{ev} è sovrapposto l'andamento della differenza $T_{\text{ev}} - T_v$. L'andamento crescente del coefficiente di scambio termico infatti è dovuto alla riduzione di quest'ultima differenza all'aumentare della temperatura T_1 .

Infatti la velocità di decrescita della differenza $T_{\text{ev}} - T_v$ è maggiore della velocità di decrescita del calore ceduto al circuito secondario. L'andamento di quest'ultima grandezza è già stato mostrato in figura 3.

Invece in corrispondenza del condensatore si osserva una curva monotona crescente con la temperatura. Il motivo, ancora una volta è che, anche se l'andamento della potenza in funzione della T_1 è decrescente come è evidente dalla figura 5, la differenza tra le temperature $T_u - T_c$ decresce più velocemente.

Nel caso di potenza in ingresso pari a 155 W invece, l'andamento altalenante del coefficiente di scambio termico è funzione sia del comportamento del calore dissipato sia della differenza $T_{\text{ev}} - T_v$.

In corrispondenza di una temperatura T_1 di 80°C infatti si evince un minimo coefficiente di scambio dovuto alla presenza di un distacco tra le temperature T_{ev} e T_v . È evidente che l'andamento dell' h_{ev} è più legato alla differenza $T_{\text{ev}} - T_v$ che al comportamento del calore ceduto all'acqua refrigerante. In effetti quest'ultimo presenta un andamento del tutto dissimile come si può osservare in figura 4.

Il coefficiente di scambio termico al condensatore a 155 W non si comporta in maniera differente rispetto al caso di potenza in ingresso pari a 70 W. In figura 6 infatti si può vedere come esso decresca senza singolarità in corrispondenza di una differenza di temperatura $T_u - T_c$ crescente.

In definitiva, per quanto riguarda la sezione dell'evaporatore, si può concludere che essa scambia meglio in corrispondenza di temperature del collettore più basse. Tuttavia nel caso di potenza in ingresso di 70 W, si osserva un netto crollo all'aumentare di T_1 . Nel caso invece di potenza in ingresso pari a 155 W non si evince un andamento preferenziale a causa della presenza di una risalita successiva.

Nel condensatore invece l'andamento risulta invertito e lo scambio termico si rivela migliore in corrispondenza della presenza di temperature più alte nel collettore.

In definitiva quindi occorre una grandezza che ci dia la misura di quanto efficientemente stia scambiando l'heat-pipe considerato nella sua interezza.

Questa grandezza è la resistenza termica ed è calcolata secondo l'espressione 4 come già discusso nel capitolo introduttivo alla sezione relativa ai risultati sperimentali.

L'andamento della resistenza in funzione della temperatura del collettore è presentato in figura 7. Il numeratore della precedente espressione è decrescente con la temperatura T_1 come confermato dalla figura 8. Questo perché all'aumentare della temperatura nel collettore, la sezione del condensatore mostra una temperatura crescente per i motivi già discussi.

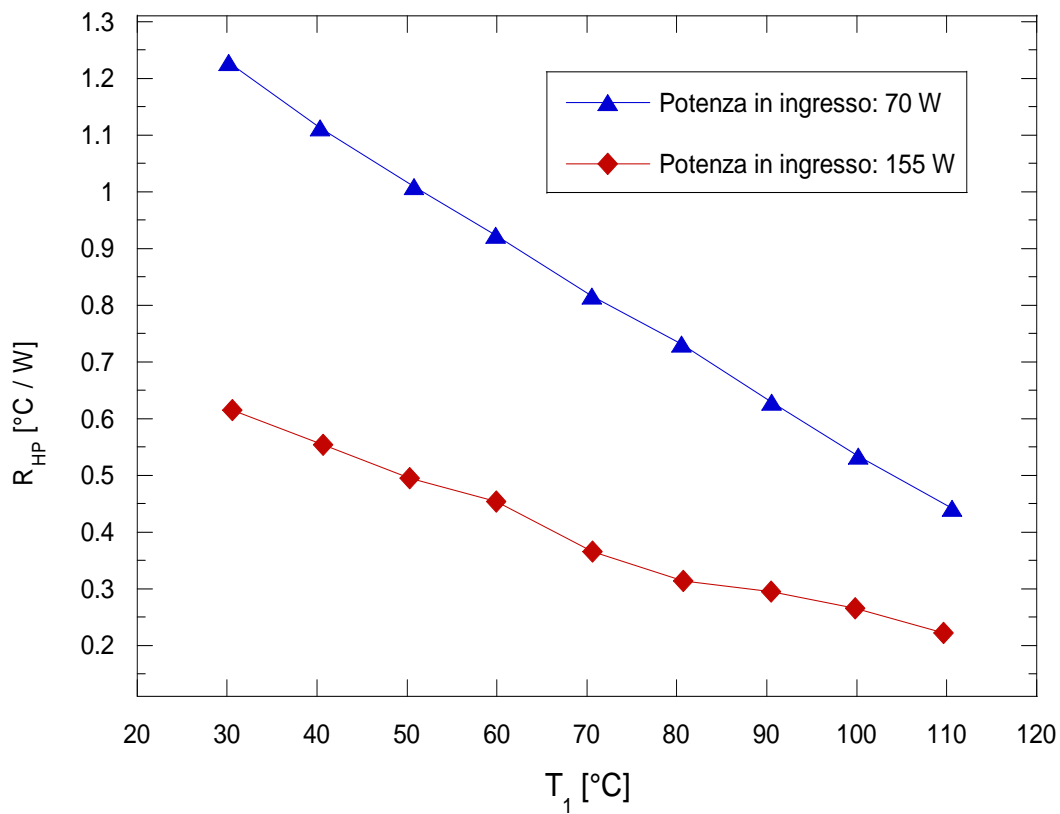


Figura 7-resistenza totale del tubo di calore al variare della T_1

Il risultato è, ancora una volta, che la temperatura dell'evaporatore aumenta anch'essa poiché tutto il dispositivo funzionerà in corrispondenza di un livello termico più elevato. Tuttavia tale incremento non giustificherà una dilatazione della forbice $T_{ev}-T_c$ che invece andrà via via diminuendo come evidente ancora una volta da figura 8.

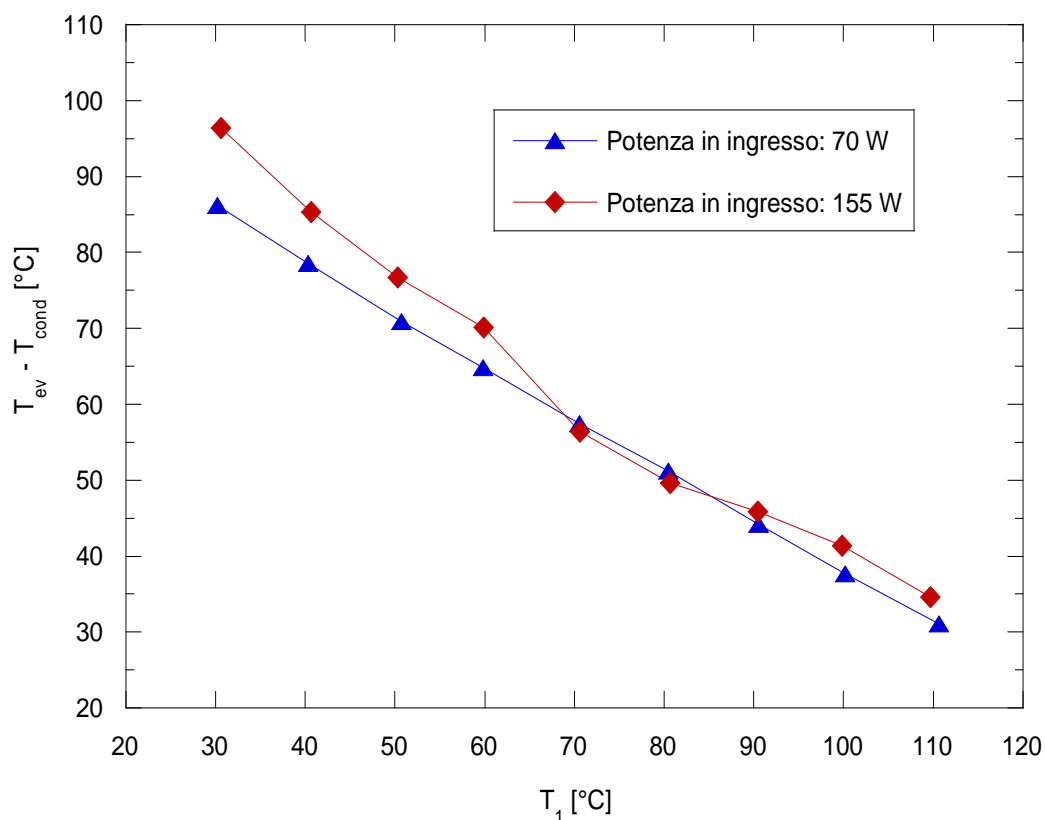


Figura 8- andamento della differenza $T_{ev}-T_c$ in funzione della T_1

Inoltre il calore Q_m al denominatore, presenterà in termini qualitativi lo stesso andamento decrescente del calore dissipato poiché è calcolato come media aritmetica tra il calore in ingresso e calore in uscita.

Questa definizione è stata introdotta per tenere conto del fatto che la potenza termica che transita nel tubo di calore non si mantiene costante lungo tutta la lunghezza del tubo, bensì diminuisce progressivamente a causa delle perdite verso l'ambiente circostante.

In definitiva possiamo osservare che il tubo che opera in corrispondenza di una potenza in ingresso di 70 W oppone una resistenza al passaggio del flusso di calore maggiore rispetto al tubo che opera a 155 W.

Inoltre la sensibilità alla variazione di T_1 è maggiore nel tubo alimentato a minore potenza. Ciò a causa della maggiore pendenza che si evince dall'andamento delle temperature riportato in figura 8. In altre parole se il tubo di calore viene alimentato con una potenza in ingresso di 70 W mostra un crollo di prestazioni maggiore rispetto al caso di 155 W.

Risposta al gradino

Sono state effettuate più di una prova per valutare l'effetto dell'assenza di circolazione di fluido all'interno del circuito secondario. Tutto ciò potrebbe risultare interessante nell'esercizio dell'impianto.

Come già accennato nello schema di interfacciamento del campo solare con la macchina ad assorbimento, la circolazione del liquido nel circuito secondario può essere veicolata da una pompa: in tal caso si parla di circolazione forzata. Nella figura 9 è riportato un particolare del progetto realizzato per la struttura F-92 del centro di ricerche ENEA in Casaccia.

Qualora vengano a crearsi momentanee interruzioni della fornitura del servizio elettrico, le pompe non circoleranno più il fluido di lavoro e l'acqua all'interno del collettore si porterà in stagnazione.

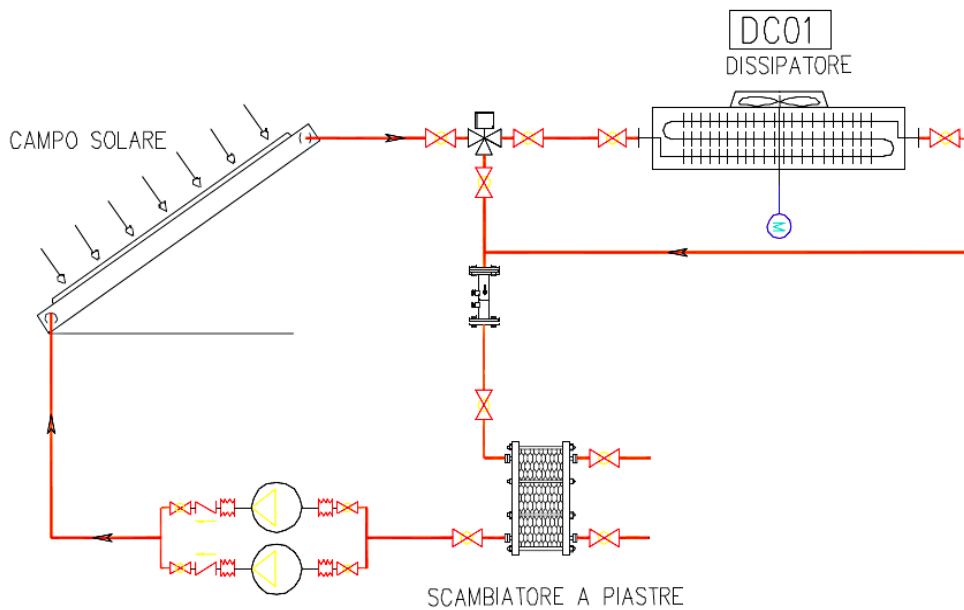


Figura 9-schema circuito primario dei collettori solari

Questa situazione è simulata annullando la portata di acqua nel circuito. La temperatura nel collettore quindi inizia a salire sotto la forzante della potenza in ingresso. In corrispondenza di differenti tempi è stata poi attivata la pompa di circolazione fornendo un gradino di portata massica.

Nel seguito ci riferiremo alla situazione che prevede l'utilizzo continuo della pompa di circolazione come "caso tradizionale". Essa ci servirà come metro di paragone per le nostre considerazioni.

L'effetto del gradino è evidente dalla figura 10 e dalla figura 11 in corrispondenza delle rette tratteggiate. In figura 10 è riportato l'effetto sulla T_5 e T_6 , invece in figura 11 è riportato l'effetto sulla T_{cond} .

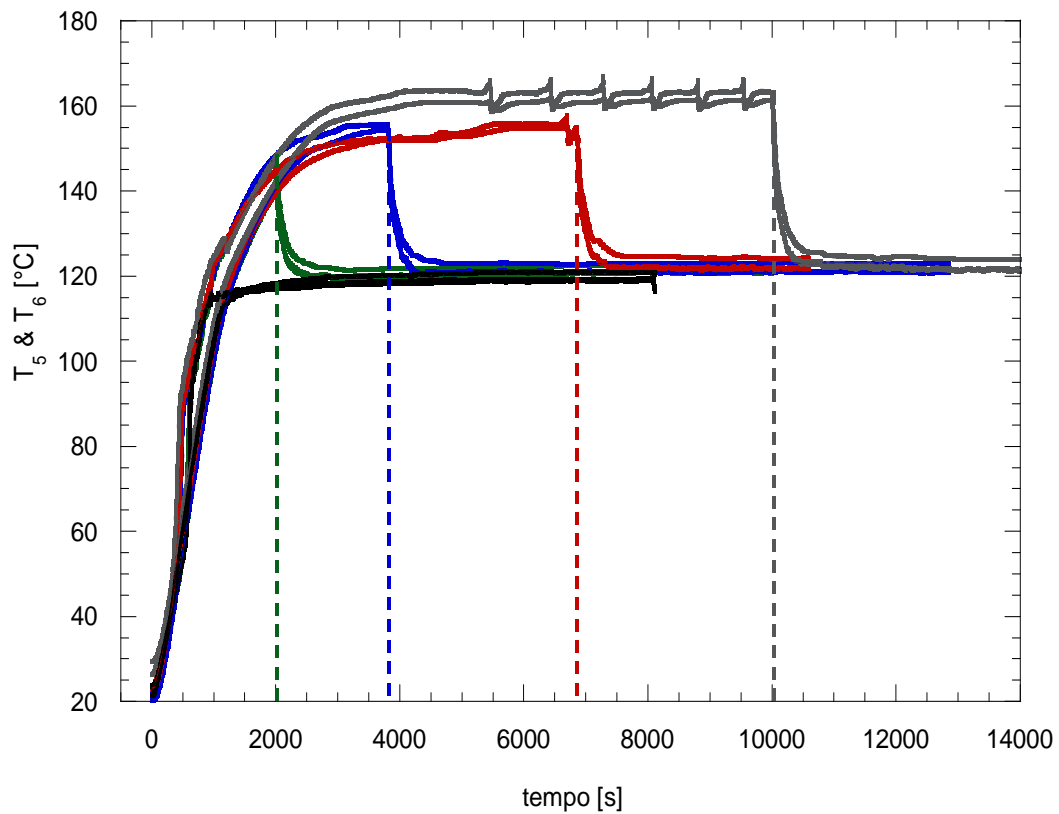


Figura 10-andamento delle temperature T_5 e T_6 per diverse durate della stagnazione

Quest'ultima temperatura è misurata in prossimità dell'estremità dell'heat-pipe, ed è immersa nell'acqua del circuito secondario. I dettagli relativi al fissaggio della termocoppia sono riportati nel capitolo relativo alla sezione sperimentale.

È evidente come le temperature di regime siano facilmente ripristinate rispetto al caso tradizionale qualora venga riattivata la pompa di circolazione.

Nel transitorio iniziale inoltre si osserva una totale sovrapposizione degli andamenti delle temperature rispetto al caso tradizionale.

Ciò significa che nella fase iniziale, cioè nei primi 1000-1500 secondi il tubo di calore risente solo dell'effetto di conduzione dovuto alla presenza della camicia scaldante. Al contrario, sembra che le differenti condizioni di scambio termico nel circuito secondario non alterino affatto la prontezza del dispositivo.

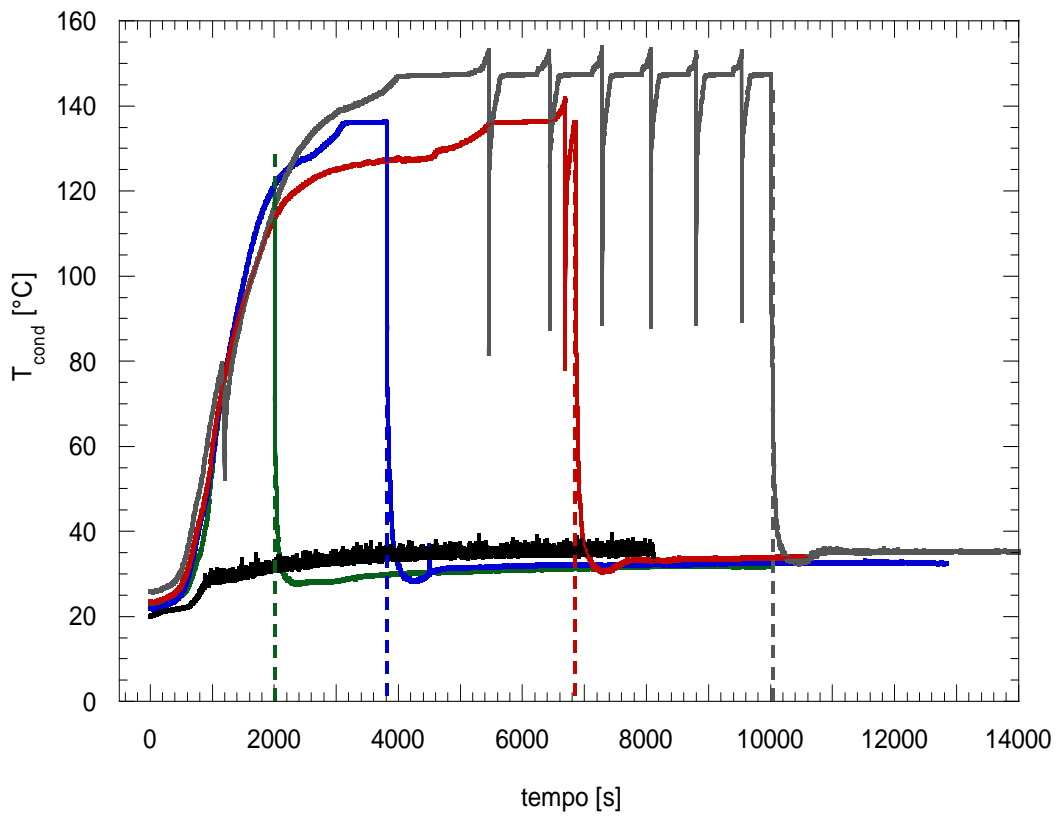


Figura 11-andamento della temperatura T_c per diverse durate della stagnazione

Paragrafo 6: Uso di un nuovo tipo di collettore

È stato testato l'effetto di un collettore di diverso tipo sull'heat-pipe. Questo componente è stato già ampiamente presentato nella sezione dell'apparato sperimentale.

Le prove sono state condotte variando la temperatura in ingresso al collettore da 50°C a 110°C grazie al preriscaldatore del circuito secondario. La prima grandezza che può essere analizzata è la costante di tempo.

Nelle figure da 1 a 4 è riportato, come fatto in precedenza, il procedimento di individuazione grafico della costante di tempo per ciascuna temperatura del range suddetto in corrispondenza di una potenza in ingresso all'evaporatore di 70 W.

Ancora una volta le prove sono state condotte fissando la portata e la pressione rispettivamente a 7,5 kg/h e 3 bar.

Con la lettera A indichiamo una delle due disposizioni possibili del collettore. Nella fattispecie questa lettera denota la configurazione in cui l'ingresso del collettore sia disposto nella parte inferiore dello stesso e l'uscita nella parte superiore. La lettera B, come discuteremo in seguito, descriverà la situazione diametralmente opposta.

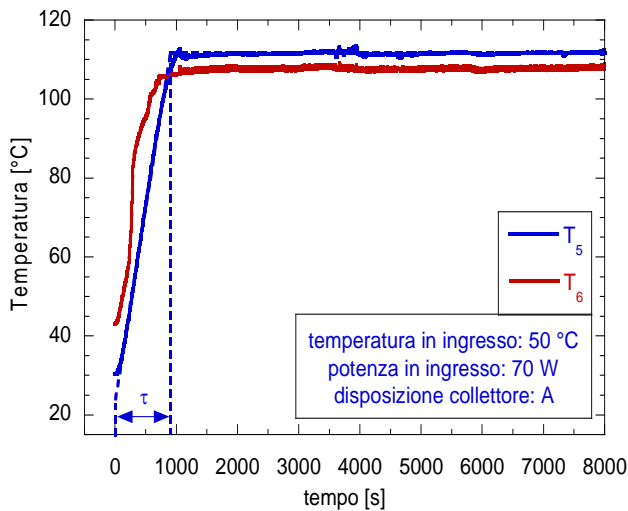


Figura 1 - T₅ e T₆ per T₁ = 50°C

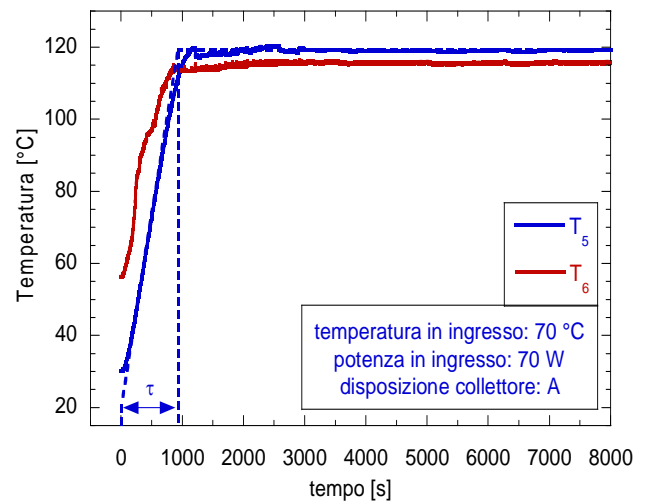


Figura 2 - T₅ e T₆ per T₁ = 70°C

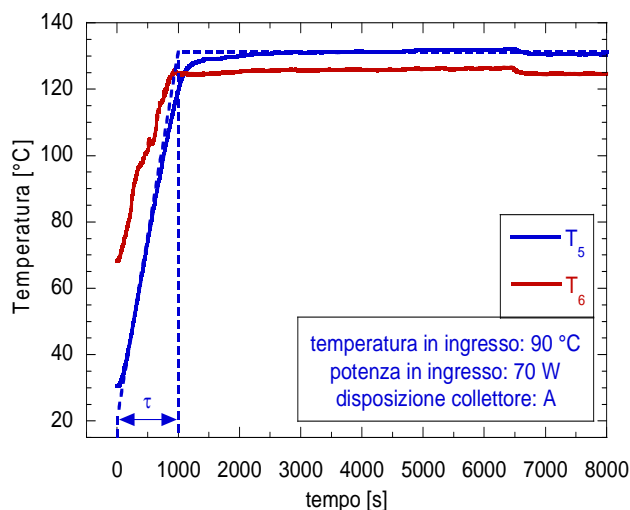


Figura 3 - T_5 e T_6 per $T_1 = 90^\circ\text{C}$

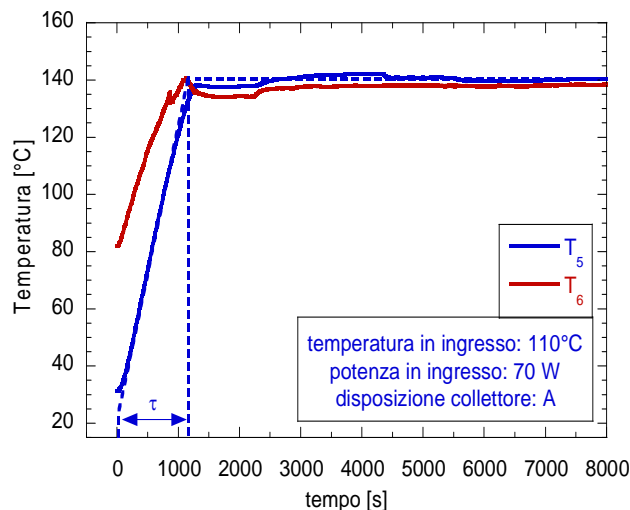


Figura 4 - T_5 e T_6 per $T_1 = 110^\circ\text{C}$

Possiamo spiegare l'aumento della costante di tempo in funzione della T_1 rifacendoci ancora una volta alla formula ricavata nel punto 3 che ora riportiamo per chiarezza espositiva:

$$\tau = \frac{m c_p}{(VI) - hA(T_i - T_{\infty}) - G_{aerua}(h_2 - h_1)} \quad (18)$$

All'aumentare della temperatura di ingresso dell'acqua nel collettore, accade che il tubo di calore si porta ad una temperatura maggiore poiché deve scambiare calore col circuito secondario.

Tutto ciò, per ovvi motivi fa salire la temperatura superficiale del tubo, indicata in altri capitoli con il simbolo T_7 . L'effetto finale è un allungamento della costante di tempo dovuto ad un incremento del calore disperso verso l'esterno $hA(T_i - T_{\infty})$.

Un grafico comparativo delle costanti di tempo in funzione del calore disperso dal tubo di calore verso l'ambiente esterno è riportato in figura 5. Ancora una volta per la valutazione del coefficiente di scambio termico convettivo sono state utilizzate le correlazioni di Churchill e Morgan riportate in appendice

In realtà avviene anche un altro fenomeno. Infatti l'ultimo termine nel denominatore dell'espressione 1 diminuisce poiché all'aumentare della T_1 la differenza $(h_2 - h_1)$ si riduce. Tuttavia l'effetto di diminuzione del termine $(h_2 - h_1)$ è evidentemente meno pesante di quello dovuto alle perdite verso l'esterno quindi complessivamente si misura un incremento della costante di tempo. Le stesse valutazioni possono essere ripetute per una potenza in ingresso di 155 W come mostrato nelle figure da 6 a 9.

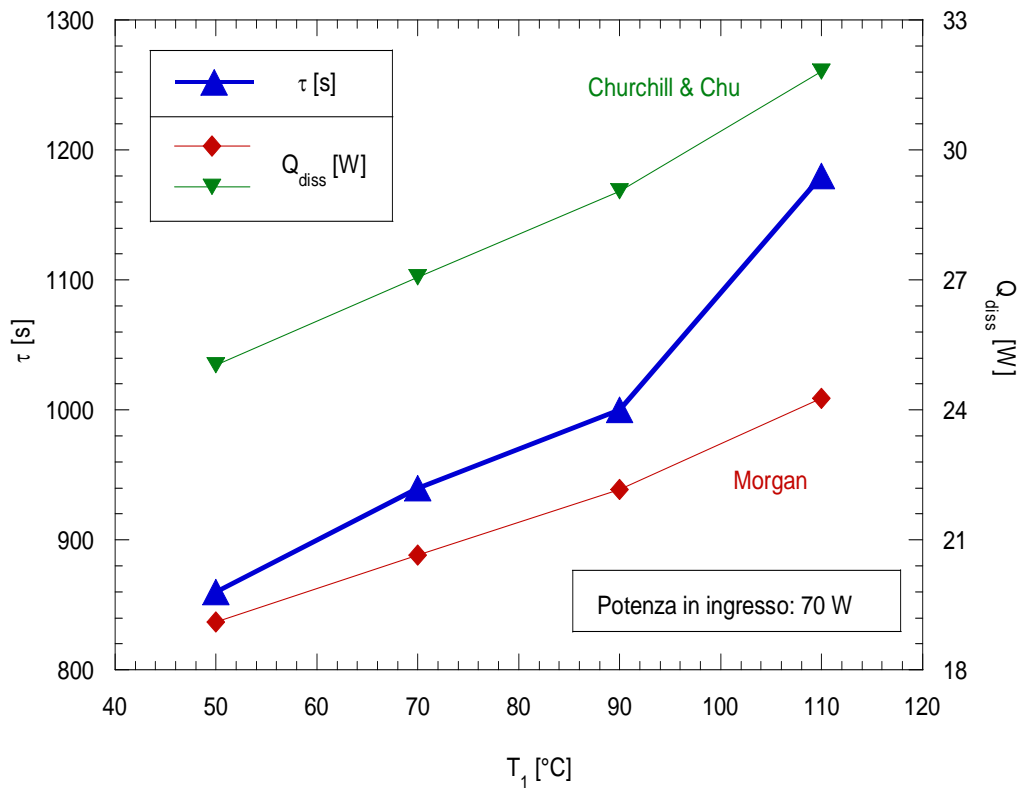


Figura 5 – τ in funzione della temperatura in ingresso al collettore

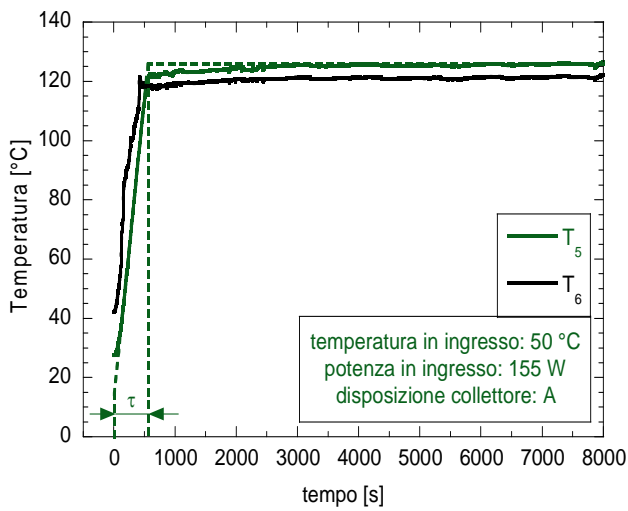


Figura 6 - T_5 e T_6 per $T_1 = 50^\circ\text{C}$

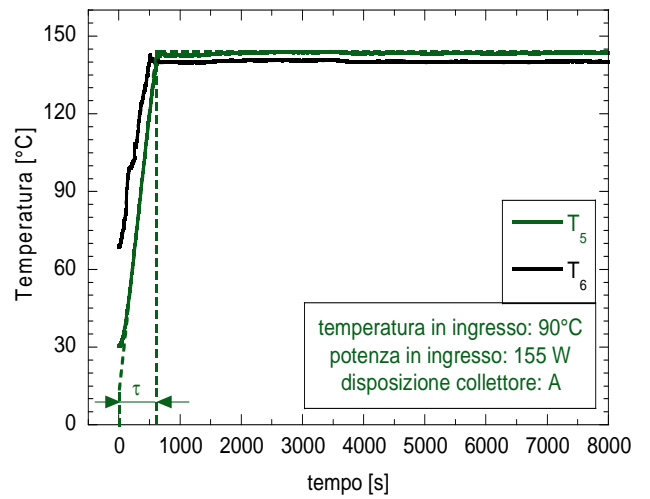


Figura 7 - T_5 e T_6 per $T_1 = 90^\circ\text{C}$

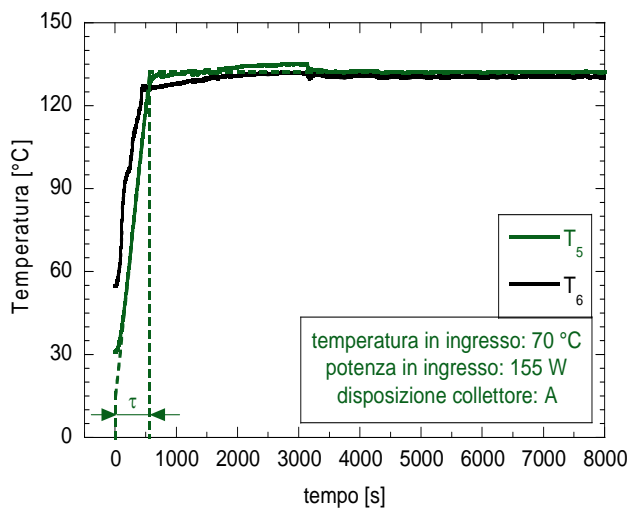


Figura 8 - T_5 e T_6 per $T_1 = 70^\circ\text{C}$

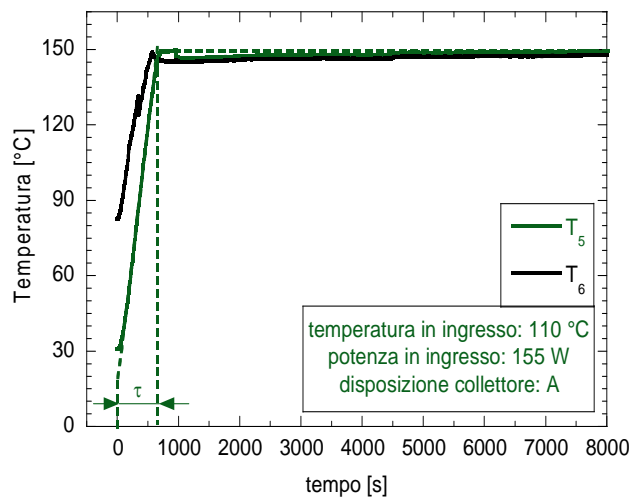


Figura 9 - T_5 e T_6 per $T_1 = 110^\circ\text{C}$

Anche per una potenza di 155 W si nota un incremento della costante di tempo in funzione della temperatura T_1 come evidente dalle figure da 6 a 9. Inoltre si nota un decremento di τ passando dalla potenza di 70 W a quella di 155 W le cui motivazioni sono già state discusse in precedenza.

In seguito riportiamo l'andamento del calore dissipato e delle costanti di tempo in funzione della temperatura in ingresso per una potenza in ingresso di 155 W.

Nella figura 10 si nota una diminuzione della potenza dissipata a cui comunque corrisponde un incremento della costante di tempo. Ciò è dovuto all'incremento del numeratore dell'espressione 1 a causa del noto legame funzionale tra calore specifico e temperatura.

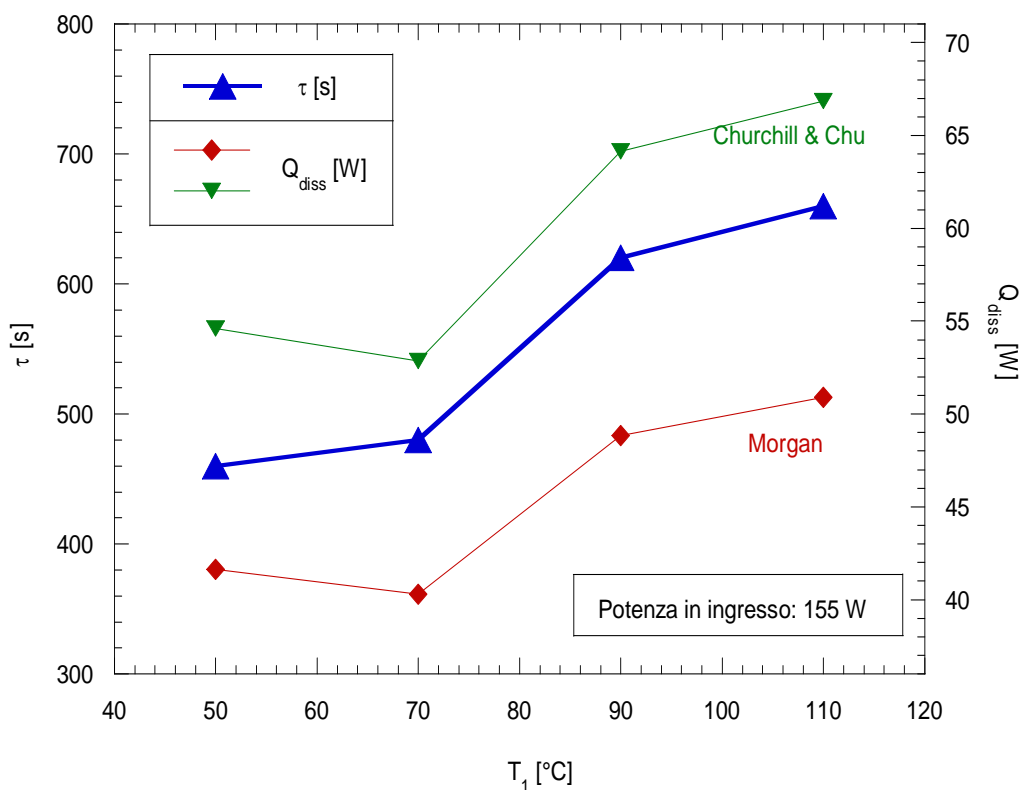


Figura 10 – τ in funzione della temperatura in ingresso al collettore

Per comprendere gli effetti della presenza del nuovo collettore possiamo diagrammare l'andamento del rendimento η_{HP} definito secondo l'espressione 3.

Il massimo rendimento si ottiene ancora una volta in corrispondenza delle temperature minori. Ciò poiché le dispersioni verso l'esterno diminuiscono come già evidenziato nelle figure 5 e 10. Di conseguenza una maggiore percentuale del calore in ingresso verrà trasferita nel circuito secondario.

È chiaro come si riveli vantaggiosa la presenza del nuovo collettore che permette il trasferimento di una maggiore quantità di calore. Ciò avviene poiché le temperature di funzionamento del tubo diminuiscono passando dal collettore precedente a quello attuale. Le temperature minori sono in effetti un indice della bontà del trasferimento termico tra il condensatore e l'acqua del circuito secondario.

Infatti visto che la superficie di scambio termico è aumentata, per dissipare la stessa quantità di calore basta una differenza di temperatura inferiore.

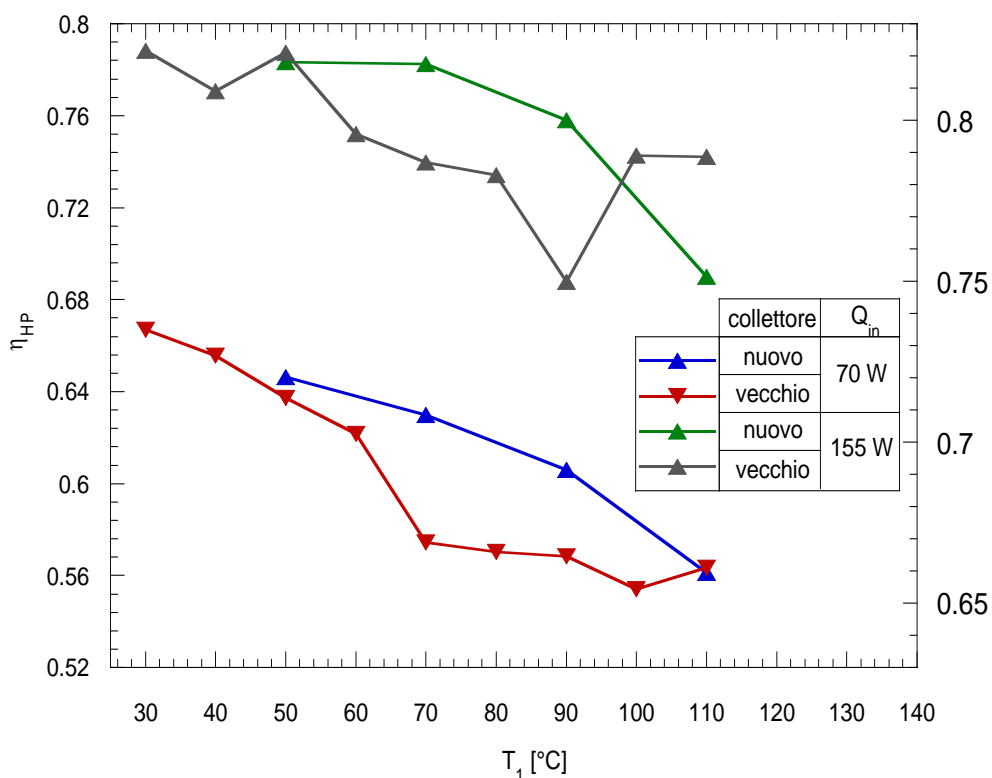


Figura 11 – andamento del η_{HP} in funzione della temperatura nel collettore

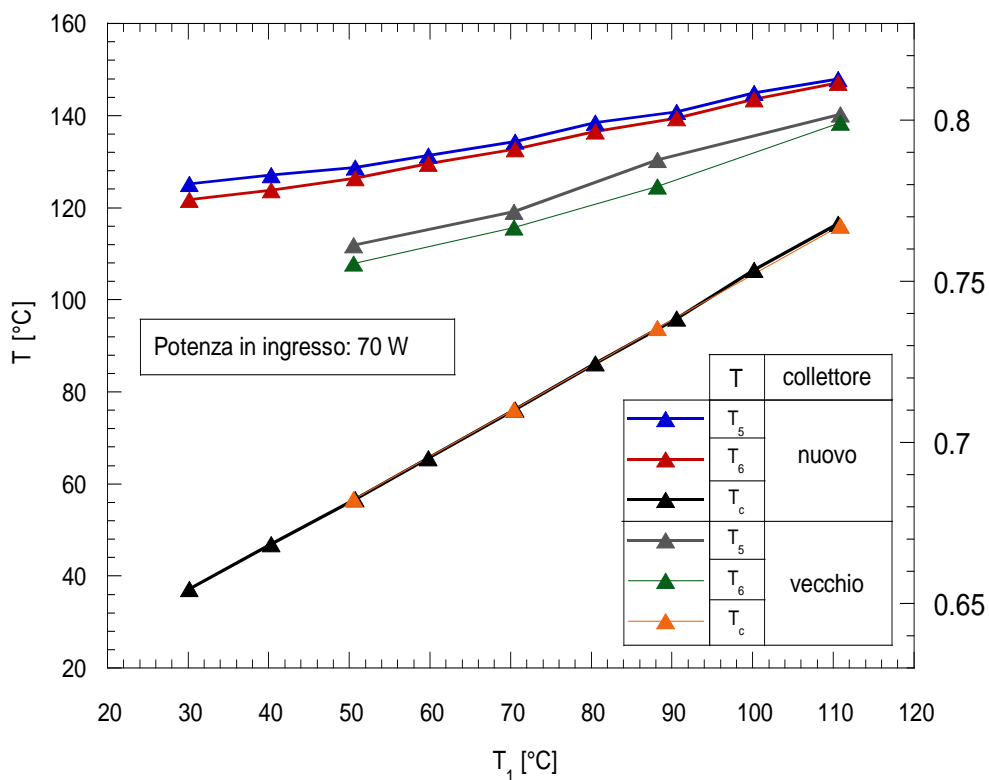


Figura 12 – andamento di T_5 e T_6 in funzione di T_1 per entrambi i collettori

In figura 12 e 13 è evidente l'andamento delle temperature misurate sull'heat-pipe in funzione della temperatura T_1 . Le temperature diminuiscono al passaggio tra vecchio e nuovo collettore.

La T_c sembra coincidere nei due casi. Tuttavia lungo tutta la superficie di scambio la temperatura non si manterrà a T_c ma avrà un valore intermedio tra T_c e T_6 . Quindi ciò che abbiamo detto in precedenza circa l'ordine di grandezza delle temperature in un caso e nell'altro, vale ancora.

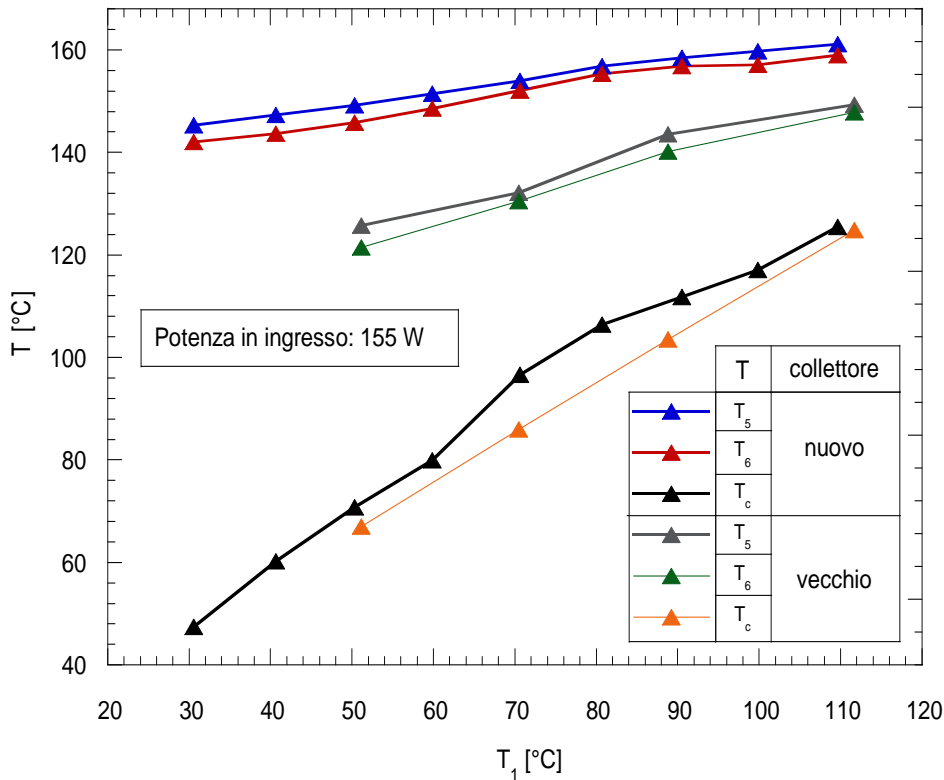


Figura 13 – andamento di T_5 e T_6 in funzione di T_1 per entrambi i collettori

Tuttavia in corrispondenza di alte temperature del collettore notiamo nel grafico di figura 11 che si verifica una inversione di tendenza per quanto riguarda l'andamento di η_{HP} . Infatti il massimo rendimento si raggiunge utilizzando il vecchio collettore piuttosto che il nuovo, qualora la temperatura T_1 sia superiore a 110 °C per una Q_{in} pari a 70 W e per una T_1 superiore a 100 °C per una Q_{in} pari a 155 W. Alla luce di tutto ciò, in un pannello solare potrebbe risultare conveniente utilizzare il nuovo collettore per i primi tubi della schiera e il secondo per gli ultimi.

Tuttavia tale dato dovrebbe essere meglio contestualizzato in termini di temperatura ambiente. Infatti il nuovo collettore mantiene un rendimento migliore del vecchio anche se l'aliquota di potenza dispersa verso l'ambiente è minore a causa di una diminuzione di temperatura di circa 6 °C. Ciò fa sorgere dubbi circa l'ultimo tratto del grafico in cui l'inversione di tendenza potrebbe nascondere motivazioni legate a questo delta di temperatura ambiente.

Un'altra grandezza importante da indagare è sicuramente la resistenza termica del dispositivo. La resistenza termica del dispositivo si calcola come indicato al punto 4 del capitolo 5.

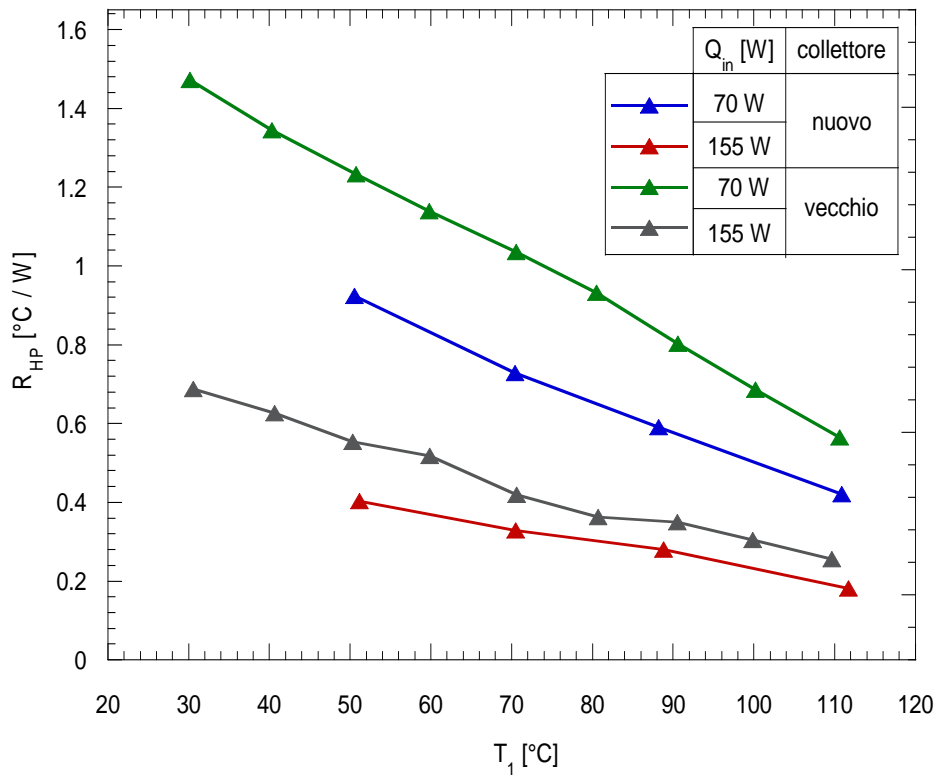


Figura 14- andamento della R_{HP} in funzione della T_1

Vediamo dalla figura 14 come la R_{HP} diminuisca all'aumentare della T_1 . Ancora una volta la situazione privilegiata è rappresentata dalla presenza del nuovo collettore.

Inoltre il caso di potenza in ingresso di 155 W si rivela più favorevole del 70 W sia nel vecchio che nel nuovo collettore.

Per quanto riguarda invece i coefficienti di scambio termico all'evaporatore e al condensatore in entrambi i casi di potenza in ingresso di 70 e 155 W possiamo dire che la situazione preferenziale nella sezione dell'evaporatore è rappresentata dal "vecchio" collettore come si evince da figura 15 e 16. Nel caso di potenza in ingresso di 155 W tuttavia ci sono livelli di temperatura del collettore per i quali si rivela più performante il "nuovo" dispositivo.

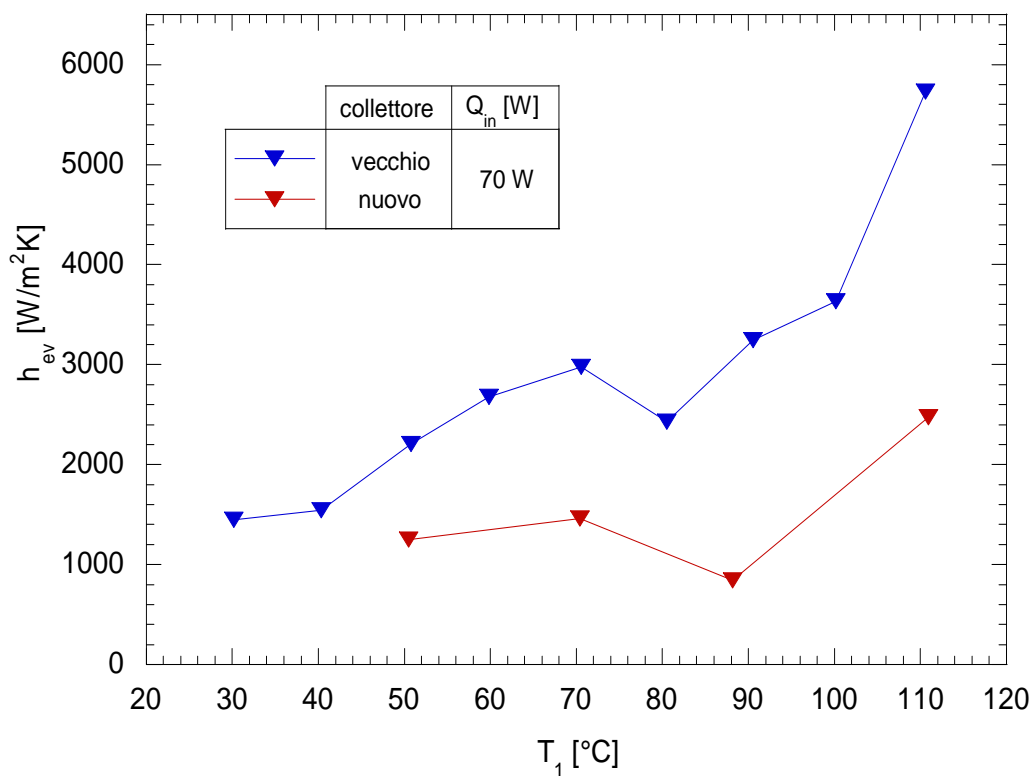


Figura 15 – andamento di h_{ev} in funzione di T_1

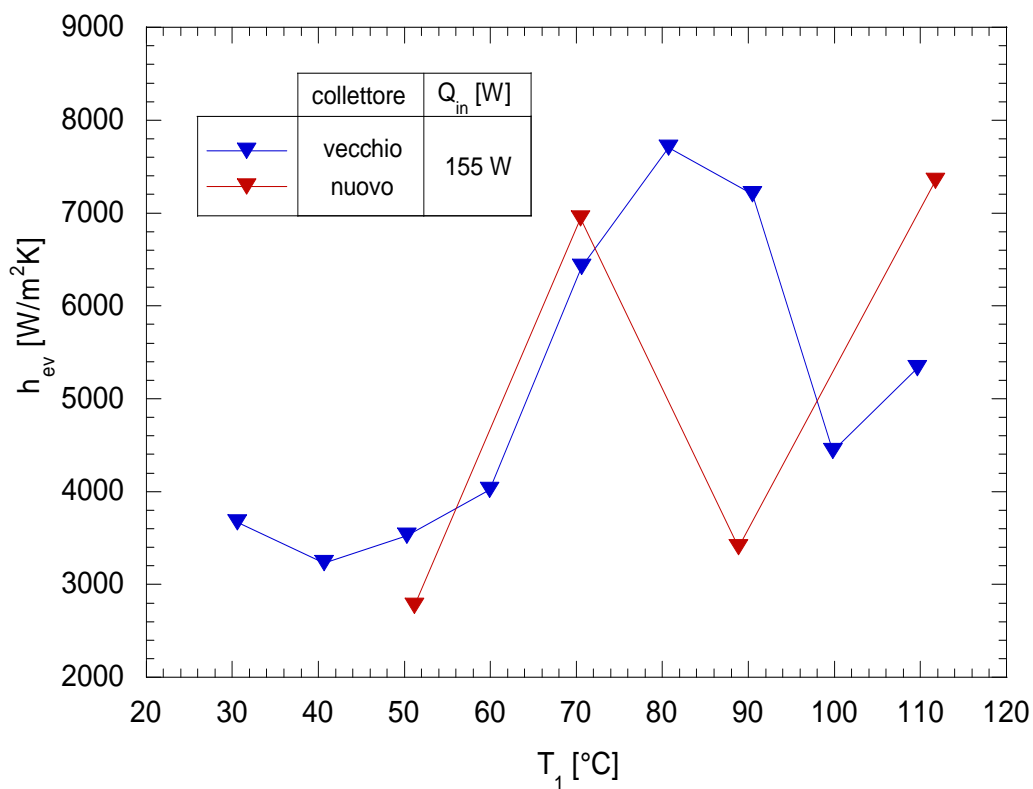


Figura 16 – andamento di h_{ev} in funzione di T_1

Questa situazione è principalmente dovuta al fatto che il tubo di calore entra maggiormente all'interno del collettore e quindi la termocoppia T_6 sarà fisicamente più vicina al collettore. Tutto ciò comporterà un decremento della temperatura T_6 misurata rispetto alla vecchia tipologia di collettore causando un decremento del coefficiente di scambio termico all'evaporatore.

Per quanto riguarda il condensatore invece è chiaramente evidente dagli andamenti rappresentati nelle figure 17 e 18 che la situazione ottimale è quella che prevede la presenza della nuova tipologia di collettore.

Inoltre visto che gli h_c sono circa il doppio degli h_{ev} per entrambe le potenze in ingresso, si può ancora una volta asserire che da un punto di vista globale sia più importante mettersi nelle condizioni che massimizzano il coefficiente di scambio termico al condensatore. Se ne deduce che la configurazione più performante sia rappresentata dal "nuovo" collettore.

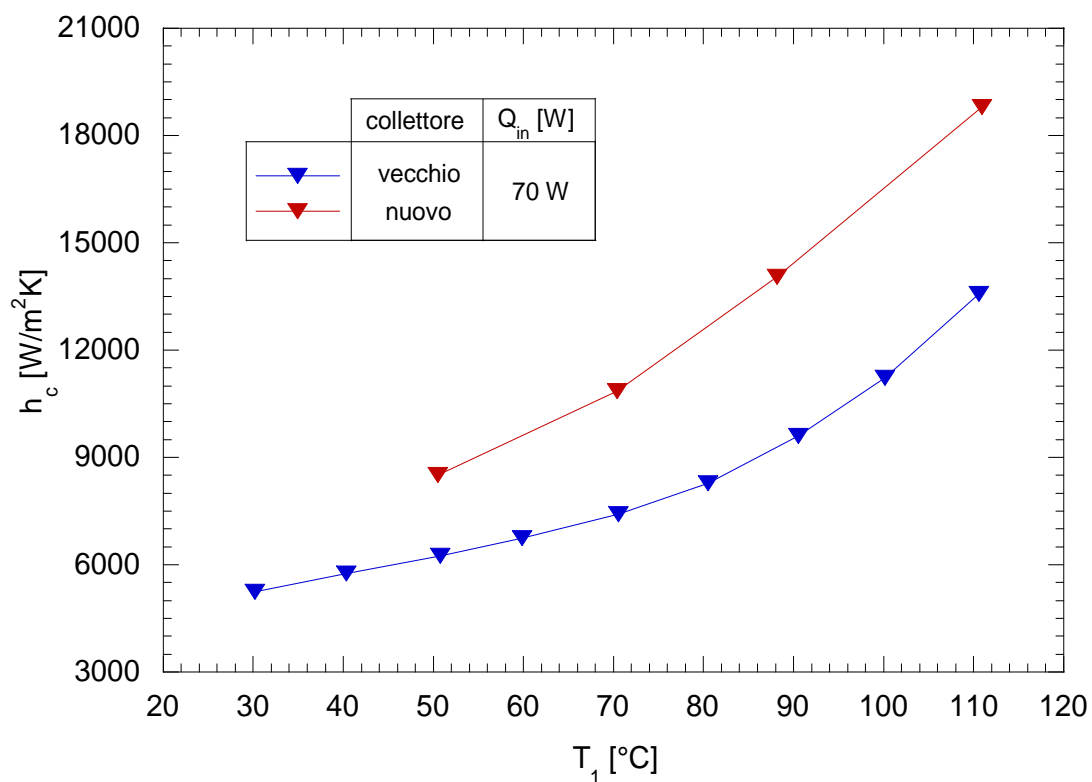


Figura 17 – andamento di h_c in funzione di T_1

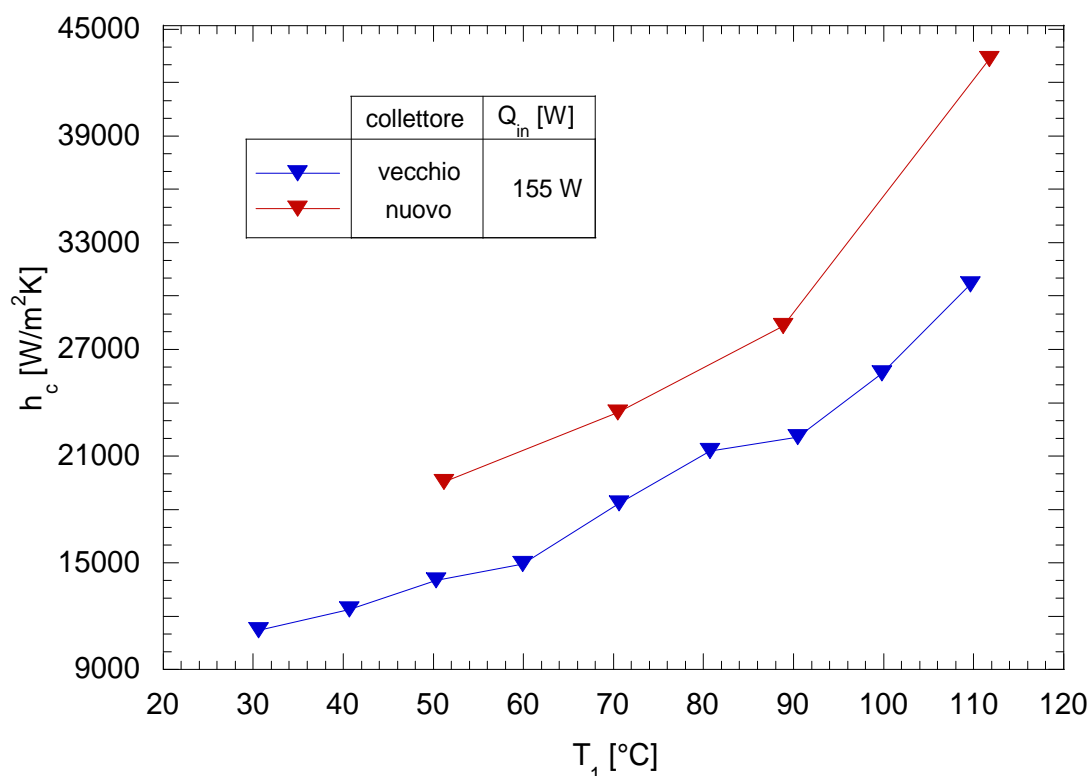


Figura 18 – andamento di h_c in funzione di T_1

Conclusioni

Il lavoro svolto sull'heat-pipe ha permesso di stabilire l'influenza di una serie di parametri operativi sulle condizioni di funzionamento del dispositivo. Per quanto riguarda l'effetto dell'inclinazione, il massimo rendimento viene attinto in corrispondenza di una inclinazione pari a 30° e in corrispondenza di un riempimento di 8,6 %. Di conseguenza, potendo fissare liberamente l'inclinazione, converrebbe optare per $\alpha = 30^\circ$. Tuttavia, bisognerà tenere in conto anche la radiazione solare disponibile, diversa per ciascuna inclinazione e fortemente dipendente dalla latitudine e dal coefficiente di riflessione. A tale proposito converrà compendiare il tutto in un foglio di calcolo. Per quanto riguarda l'influenza del grado di vuoto, non si dispone di dati coerenti confermati dalle dispersioni sperimentali ottenute, quindi non si può concludere nulla circa l'influenza di quest'ultimo sulle prestazioni del collettore. Dalle indagini effettuate variando la temperatura del circuito secondario, si è rilevato che un aumento di questa provoca la riduzione del calore trasferito da parte dell'heat-pipe. Ciò perché, aumentando la temperatura operativa, si verifica un incremento delle dispersioni verso l'esterno. Bisognerà tenere in conto di tutto ciò nella progettazione dell'intero collettore poiché verosimilmente i primi tubi scambieranno elevata potenza termica e gli ultimi tubi, lambiti da fluido molto più caldo, veicoleranno meno calore all'acqua del circuito secondario.

La campagna sperimentale si è concentrata anche sulla valutazione delle prestazioni offerte dal nuovo collettore, descritto ampiamente nella sezione di presentazione dell'impianto. Si è verificato che tale dispositivo garantisce un trasferimento di potenza mediamente maggiore del collettore utilizzato in precedenza. Ciò vale per un ampio range di temperature compreso tra 50 e 110 °C. Tutto ciò è principalmente dovuto al fatto che il tubo è immerso nel collettore per un tratto maggiore, di conseguenza la superficie di scambio effettiva aumenta considerevolmente rispetto al collettore "a T".

La presente attività di ricerca potrà essere proseguita valutando l'influenza di differenti condizioni operative. Nella fattispecie, una serie di prove di indubbia utilità, potrebbe riguardare l'analisi del comportamento del dispositivo al variare della temperatura ambiente. Ciò perché, in esercizio, esse varieranno anche in maniera piuttosto importante influenzando l'entità del calore che potrà essere trasferito. Oltre ciò un maggiore approfondimento dell'effetto derivante dal grado di vuoto presente all'interno del tubo di calore sarebbe auspicabile.

Riferimenti bibliografici

- 1 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*, vol. 30 (2010), pp. 201-211.
- 2 A. G. Lops, N. Calabrese, A. Mariani, F. Anelli e R. Trinchieri, «Experimental analysis of a wickless heat pipe for solar applications» *Proc. of the XXIX Congresso UIT sulla Trasmissione del Calore*, Torino, 20-22 Giugno 2011
- 3 K. Hijikata, S. J. Chen and C. L. Tien, «Non-condensable gas effect on condensation in a two-phase closed thermosyphon,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 27, n. 8 (1983).