



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



MINISTERO DELLO SVILUPPO ECONOMICO



Approfondimenti dello studio termofluidodinamico, risultati delle prove sperimentali e valutazioni del prototipo del condensatore asservito all'impianto di raffreddamento dei sistemi di potenza nel settore automotive elettrici

G. Zummo, F. Nardecchia, A. Quintino, F. Bisegna



RdS/PTR(2021)/196

APPROFONDIMENTI DELLO STUDIO TERMOFLUIDODINAMICO, RISULTATI DELLE PROVE SPERIMENTALI E VALUTAZIONI DEL PROTOTIPO DEL CONDENSATORE ASSERVITO ALL'IMPIANTO DI RAFFREDDAMENTO DEI SISTEMI DI POTENZA NEL SETTORE AUTOMOTIVE ELETTRICI

G. Zummo (ENEA), F. Nardecchia (SAPIENZA, DIAEE), A. Quintino (SAPIENZA, DIAEE), F. Bisegna (SAPIENZA, DIAEE)

Dicembre 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero della Transizione Ecologica - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - III annualità

Obiettivo : Tecnologie

Progetto: Tecnologie per la penetrazione efficiente del vettore elettrico negli usi finali

Work package: Mobilità

Linea di attività: 2.8 Test e validazione di un prototipo di un condensatore ad alte performance per il settore automotive

Responsabile del Progetto Claudia Meloni ENEA

Responsabile del Work package: Maria Pia Valentini ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "Test e validazione di un prototipo di condensatore ad alte performance per il settore automotive elettrico".

Responsabile scientifico ENEA: Giuseppe Zummo

Responsabile scientifico: Prof. Fabio Bisegna

Indice

SOMMARIO.....	3
1 INTRODUZIONE.....	4
2 INTRODUZIONE PRIMA PARTE.....	4
3 DIMENSIONAMENTO DELLO SCAMBIATORE.....	4
3.1 VALUTAZIONE COEFFICIENTE DI SCAMBIO ESTERNO.....	5
3.2 VALUTAZIONE COEFFICIENTE DI SCAMBIO INTERNO.....	7
3.3 DIMENSIONAMENTO DELLO SCAMBIATORE.....	8
3.4 DIMENSIONAMENTO DEL CONDENSATORE.....	9
4 INTRODUZIONE SECONDA PARTE.....	10
4.1 VEICOLI ELETTRICI ED IBRIDI.....	10
4.1.1 <i>Electric Vehicle (veicoli elettrici “puri”)</i>	12
4.1.2 <i>HEV –Hybrid Electric Vehicle (veicoli elettrici ibridi)</i>	13
4.2 IGBT.....	15
4.3 METODI DI RAFFREDDAMENTO.....	16
4.4 CLASSIFICAZIONE CANALI.....	18
4.5 FENOMENO FISICO.....	18
4.5.1 <i>Condensazione</i>	21
4.5.2 <i>Condensazione a film</i>	21
4.5.3 <i>Mappe di flusso</i>	24
5 APPARATO SPERIMENTALE DI MISURA.....	26
5.1 EMOTICONS.....	26
5.2 COMPONENTI DEL CIRCUITO.....	27
5.2.1 <i>Pompa volumetrica a ingranaggi</i>	28
5.2.2 <i>Serbatoio</i>	29
5.2.3 <i>Riscaldatore</i>	30
5.2.4 <i>Evaporatore</i>	31
5.2.5 <i>Condensatore</i>	32
5.3 STRUMENTI DI MISURA.....	34
5.3.1 <i>Misuratori di pressione</i>	34
5.3.2 <i>Misuratori di temperature</i>	35
5.3.3 <i>Misuratori di portata</i>	37
6 METODOLOGIA.....	38
6.1 ACQUISIZIONE DATI.....	38
6.2 RISULTATI SPERIMENTALI.....	41
6.2.1 <i>Prove sperimentali monofase</i>	42
6.2.2 <i>Prove sperimentali bifase</i>	46
7 PROVE SPERIMENTALI SU AUTO ELETTRICA.....	52
8 CONCLUSIONI.....	56
9 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	57

Sommario

In questa annualità lo studio effettuato è stato finalizzato all'approfondimento del corretto dimensionamento di uno scambiatore bifase, studiato nell'annualità precedente. È stata inoltre affrontata una campagna di acquisizione dei dati necessari all'analisi del comportamento bifase del condensatore utile per l'installazione in un'auto elettrica. Sono state effettuate prove in monofase e bifase e sono state monitorate le temperature, sia attraverso sensori, sia attraverso acquisizioni in termocamera.

1 Introduzione

Il lavoro del seguente report è diviso in due parti principali: la prima riguardante il dimensionamento di uno scambiatore e la seconda incentrata sulle prove sperimentali in laboratorio dello scambiatore stesso.

Nella prima parte, attraverso la numerica, vengono calcolati i coefficienti convettivi esterni ed interni dello scambiatore. Viene quindi valutata la possibilità di riduzione di ingombro al variare della portata di fluido elaborata in ingresso.

Nella seconda parte viene descritto l'apparato sperimentale utilizzato per effettuare le misure di temperatura sullo scambiatore. Vengono variate le portate di vapore in ingresso e vengono inoltre effettuate misure in termocamera per la verifica e la validazione delle acquisizioni eseguite.

2 Introduzione prima parte

L'attività svolta in questa prima parte si concentra sullo studio termofluidodinamico di uno scambiatore di calore per auto elettrica, in diverse condizioni di funzionamento. In particolare, è stato considerato un modello di scambiatore utilizzato da ENEA per delle prove sperimentali in laboratorio.

Lo studio verrà suddiviso in due parti principali, la prima riguardante la valutazione del coefficiente convettivo esterno, lato aria, e la seconda si concentrerà sulla valutazione del coefficiente convettivo interno dello scambiatore.

Verrà infine fornita una valutazione della dimensione dello scambiatore al variare di alcuni parametri fisici.

3 Dimensionamento dello scambiatore

Il condensatore in esame è stato modellato seguendo un approccio diversificato per il calcolo del coefficiente di scambio sulla superficie alettata esterna, esposta alla corrente d'aria, e per il calcolo del coefficiente di scambio all'interno di canali di dimensione millimetrica, in cui evolve la portata di liquido e vapore proveniente dall'evaporatore. Suddividendo lo scambiatore in una matrice di elementi finiti a cui assegnare i nodi rappresentativi delle proprietà termodinamiche (temperatura, titolo della miscela, velocità, entalpia), l'opportuna valutazione della resistenza termica locale tra i due fluidi consente di simulare lo scambio convettivo nelle varie sezioni del condensatore al fine di calcolare il valore puntuale di tutti i parametri caratteristici del sistema.

La resistenza termica totale tra il vapore del refrigerante e l'aria esterna può essere espressa da:

$$R_{tot} = \frac{1}{\frac{1}{\bar{h} \cdot A} + R_w + \frac{1}{h_f \cdot A_f}} \quad (1)$$

dove \bar{h} e A_a rappresentano, rispettivamente, il coefficiente medio di scambio convettivo esterno e la superficie alettata del condensatore esposta al flusso d'aria, R_w la resistenza termica offerta dal materiale con cui è costruito lo scambiatore e h_f e A_f , rispettivamente, il coefficiente di scambio convettivo interno e la superficie del condotto esposta alla miscela di vapore saturo e liquido del refrigerante. Lo scambiatore è stato modellato, in prima approssimazione, come uno scambiatore in controcorrente suddiviso in un certo numero di elementi discreti a cui è stata assegnata una resistenza termica locale, calcolata utilizzando l'equazione (1), che consente di valutare lo scambio termico tra i due fluidi e la conseguente variazione di entalpia della miscela liquido-vapore.

Per il calcolo delle le superfici interne ed esterne si è proceduto con una misura diretta sullo scambiatore e attraverso i disegni tecnici delle varie sezioni del condensatore utilizzato nelle prove sperimentali. Per la corretta valutazione del coefficiente di scambio termico esterno è stata eseguita una simulazione numerica attraverso l'utilizzo di un codice di calcolo alle differenze finite, ai volumi di controllo, dove la superficie alettata esterna è stata modellata tridimensionalmente ed esposta ad un flusso d'aria a proprietà variabili con la temperatura. Per la valutazione del coefficiente di scambio convettivo sul lato interno dei canali si è fatto ricorso, invece, a correlazioni sperimentali disponibili in letteratura, ricavate per differenti fluidi refrigeranti in presenza di cambiamento di fase.

Dettagli sulla procedura numerica utilizzata nelle simulazioni sono riportati di seguito.

3.1 Valutazione coefficiente di scambio esterno

Tramite il software ANSYS-FLUENT è stata modellata una porzione frontale del condensatore corrispondente a 10 alette verticali, con i rispettivi canali di passaggio dell'aria, come mostrato in Figura 1. Il dominio di calcolo è stato successivamente discretizzato con una mesh strutturata di 300000 elementi, la cui visione di insieme è riportata in Figura 2. L'aria, entrando in condizioni di velocità e temperatura imposte, dopo aver attraversato i canali, esce in regime di flusso completamente sviluppato. Con queste condizioni, sono state condotte diverse simulazioni al variare della velocità dell'aria, V , e della temperatura esterna delle alette, T_s , e di conseguenza del ΔT tra l'aria e la superficie esterna del condensatore, da cui è stato possibile ricavare i valori del flusso specifico scambiato, q , e del coefficiente medio di scambio termico convettivo, h , valutato sulla superficie delle alette. Un insieme dei risultati ottenuti al variare dei parametri è riportato in Tabella 1.

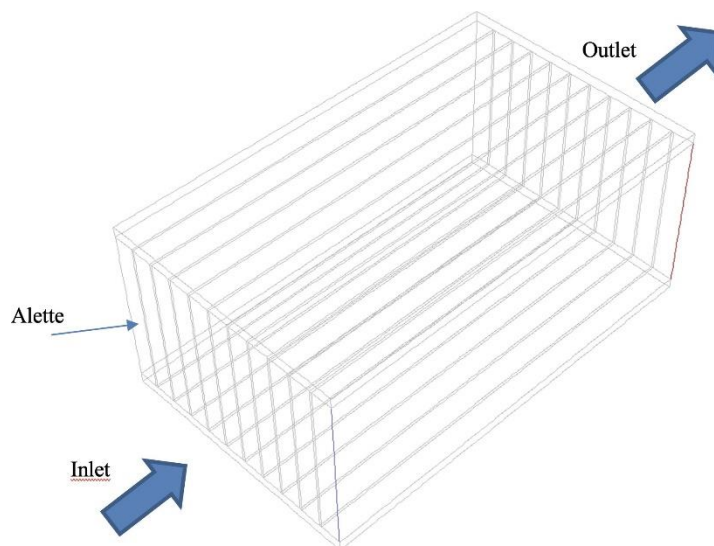


Figura 1. Modello geometrico del condensatore e relative condizioni al contorno

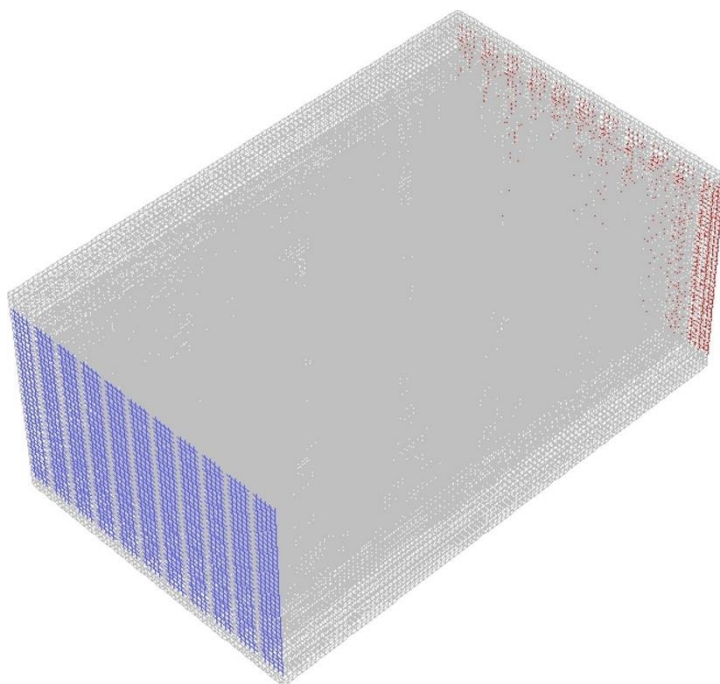


Figura 2. Mesh di calcolo

Tabella 1. Simulazioni effettuate e relativi risultati ottenuti

Prova	$T_s [^{\circ}C]$	$V_{aria} [m/s]$	$\Delta T [^{\circ}C]$	$q [W/m^2]$	$h [W/m^2 \cdot ^{\circ}C]$
R1	25	2	5	1109.33	221.87
R2	30	2	10	2218.69	221.87
R3	40	2	20	4437.43	221.87
R4	25	4	5	1160.59	232.12
R5	25	6	5	1178.87	235.77
R6	30	4	10	2321.27	232.13
R7	30	6	10	2357.88	235.79
R8	40	4	20	4642.63	232.13
R9	40	6	20	4715.90	235.79

Come si può notare, il valore del coefficiente di scambio convettivo h varia poco all'interno del range dei parametri investigato. Come atteso, la variazione più evidente si ha al variare della velocità dell'aria che investe il sistema, mentre l'effetto delle proprietà variabili dell'aria con la temperatura è trascurabile, considerando che il valore di ΔT non supera i 20 °C.

Una volta fissato il valore della temperatura delle alette e della temperatura dell'aria, prendendo in considerazione i valori riportati nelle prove sperimentali, è stata investigata più in dettaglio la dipendenza della velocità dell'aria sullo scambio termico della superficie alettata, da cui si evince che mediamente il valore del coefficiente convettivo è circa 230 W/m²·°C, come riportato nella Tabella 2.

Come si può notare dalla Figura 3, l'andamento è crescente fino ad un valore di soglia oltre il quale un ulteriore aumento di velocità non comporta un aumento significativo del coefficiente convettivo.

Tabella 2. Valori del coefficiente di scambio convettivo h al variare della velocità dell'aria

Prova	V_{aria} [m/s]	q [W/m ²]	h [W/m ² ·°C]
R11	1	4082.10	204.10
R12	2	4437.43	221.87
R13	3	4571.90	228.59
R14	4	4642.63	232.13
R15	5	4686.28	234.31
R16	6	4715.90	235.80
R17	7	4737.32	236.87
R18	8	4753.53	237.68
R19	9	4766.23	238.31
R20	10	4776.43	238.82

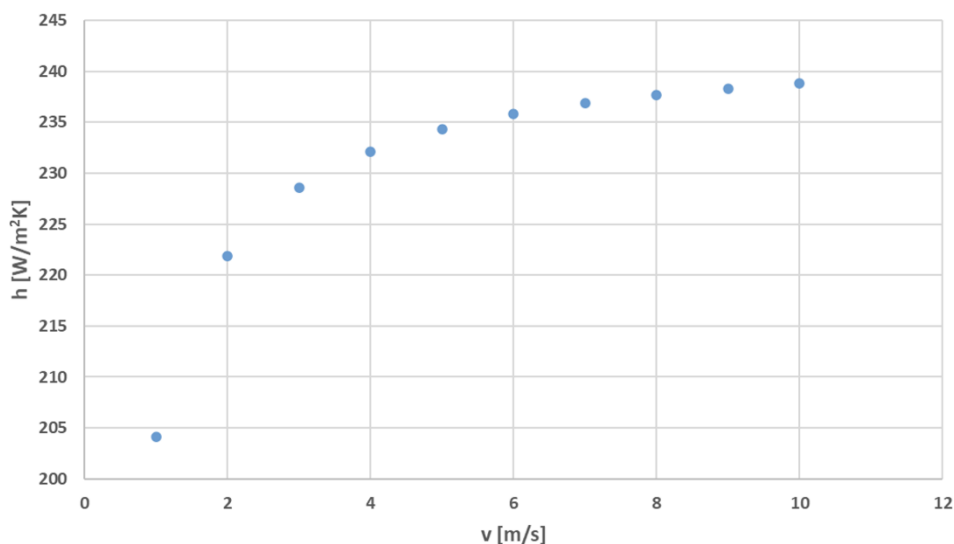


Figura 3. Andamento del coefficiente di scambio convettivo Confronto tra i dati sperimentali e quelli numerici, per diversi valori della portata.

3.2 Valutazione coefficiente di scambio interno

Per la valutazione del coefficiente di scambio interno del condensatore, in presenza di cambiamento di fase, si è fatto riferimento, come prassi comune, alle numerose correlazioni di natura sperimentale, in funzione delle caratteristiche geometriche dei canali e della tipologia del vapore che evolve al loro interno [1], [2], [3], [4], [5]. La maggior parte di queste correlazioni sono state ricavate modificando opportunamente i coefficienti della ben nota correlazione Dittus- Boelter. Ne è un esempio la correlazione sviluppata da Akers [1], basata su un ampio numero di dati sperimentali ottenuti per differenti fluidi refrigeranti, tra cui R-245fa, per il calcolo del coefficiente locale di scambio convettivo $h_f(x)$ in funzione del titolo della miscela:

$$\frac{h_f(x) \cdot D}{k_f} = C \cdot Re_e^n Pr_f^{1/3} \quad (2)$$

dove il numero di Reynolds equivalente Re_e è calcolato tramite la portata in massa equivalente per la fase liquido-vapore:

$$G_e = G \left[(1 - x) + x \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{1/2} \right] \quad (3)$$

in cui G è la portata totale di fluido. I valori dei coefficienti dell'equazione (2) sono dati da:

$C = 0.0265$ e $n = 0.8$ per $Re_e > 50000$

$C = 5.03$ e $n = 1/3$ per $Re_e < 50000$

Le proprietà termofisiche del pentafluoropropano (R-245fa) in funzione della temperatura di saturazione e della pressione di esercizio sono state ricavate interpolando i dati del NIST.

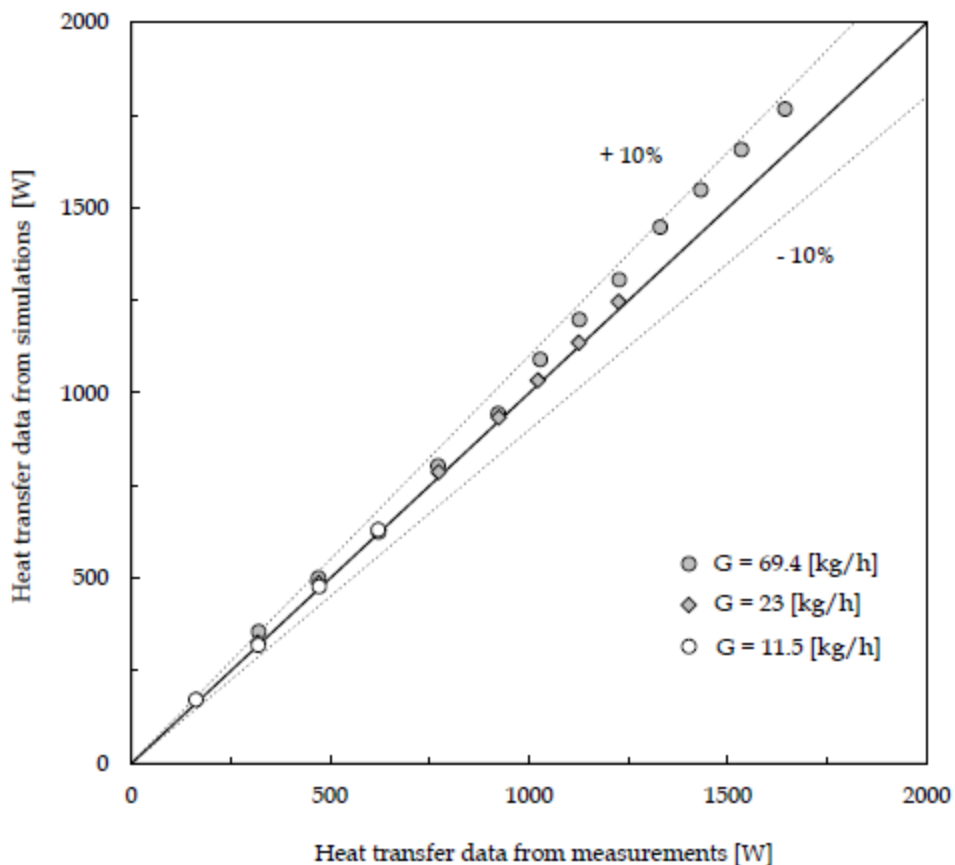


Figura 4. Confronto tra i dati sperimentali e quelli numerici, per diversi valori della portata.

3.3 Dimensionamento dello scambiatore

La validazione del modello è stata eseguita con riferimento ai dati sperimentali misurati su una sezione di prova allestita presso il Centro Ricerche ENEA Casaccia, in cui sono stati monitorati e registrati i valori della

temperatura e della velocità dell'aria, rispettivamente T_{aria} e V_{aria} , la temperatura media sulla sezione di ingresso e di uscita dal condensatore, il titolo della miscela di vapore in ingresso e uscita dal condensatore, la pressione operativa e la portata di fluido all'interno del circuito, oltre alla potenza asportata dall'evaporatore e caduta dal condensatore all'aria esterna.

Tutte le prove sperimentali considerate hanno utilizzato come fluido refrigerante R245-fa. L'elenco delle prove sperimentali utilizzate per la verifica del modello sono riportate in Tabella 3.

Tabella 3. Elenco delle prove sperimentali utilizzate per il confronto

Nome prove sperimentali
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G23_P1-8_W150
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G23_P1-8_W300
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G23_P1-8_W450
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G23_P1-8_W600
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G23_P1-8_W750
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G23_P1-8_W900
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G23_P1-8_W1000
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G23_P1-8_W1100
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G23_P1-8_W1200
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G11-5_P1-8_W150
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G11-5_P1-8_W300
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G11-5_P1-8_W450
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G11-5_P1-8_W600
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G69-4_P1-8_W300
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G69-4_P1-8_W450
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G69-4_P1-8_W600
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G69-4_P1-8_W750
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G69-4_P1-8_W900
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G69-4_P1-8_W1000
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G69-4_P1-8_W1100
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G69-4_P1-8_W1200
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G69-4_P1-8_W1300
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G69-4_P1-8_W1400
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G69-4_P1-8_W1500
EMO_A100-2_NG_lon_h_c2_R245_G69-4_P1-8_W1600

Il confronto tra i risultati sperimentali e quelli numerici ottenuti dal presente modello è riportato in Figura 4.

3.4 Dimensionamento del condensatore

Dall'analisi locale della temperatura e del titolo del vapore che fluisce all'interno del condensatore, per le varie portate nominali utilizzate nelle prove sperimentali, è emerso che la superficie bagnata esterna necessaria per la completa condensazione del vapore risulta decisamente minore rispetto a quella effettivamente disponibile nelle prove sperimentali. Una stima della riduzione percentuale ottenibile rispetto

alla superficie attuale, in funzione della portata di fluido e del massimo titolo di vapore in ingresso nel condensatore, è riportata in Tabella 4.

Tabella 4. Stima della superficie esterna necessaria alla completa condensazione, in funzione della portata e del titolo in ingresso

$G[\text{kg/h}]$	X_v	Riduzione superficie [%]
11.6	0.98	-80
22.98	0.96	-70
63.38	0.43	-50

Con i nuovi valori della superficie calcolati rispetto alla Tabella 4 è possibile, ipotizzato lo stesso passo delle alette e la stessa dimensione dei canali interni, ottimizzare l'ingombro frontale del condensatore.

4 Introduzione seconda parte

Gli scambiatori di calore compatti con micro-canali sono attualmente ampiamente utilizzati e studiati nell'ambito di svariate applicazioni. In particolare, per quanto riguarda le applicazioni che richiedono fluidi dannosi dal punto di vista ambientale, come i fluidi refrigeranti, l'impiego di tali canali permette di utilizzare una quantità di fluido ridotta in modo tale da ridurre ampiamente i rischi dovuti all'inquinamento. In più le dimensioni ridotte dei canali permettono di ottenere elevati valori del coefficiente di scambio termico, pesi ridotti e una riduzione nei costi di fabbricazione [6].

In questo studio di ricerca verrà svolto un focus nell'applicazione in campo automotive dove il vantaggio apportato da peso e dimensioni ridotte di questa tipologia di scambiatori è altamente rilevante.

In particolare, obiettivo di questa ricerca è quello di modellizzare e studiare il funzionamento di un condensatore bifase compatto e fornire indicazioni sulla sua ottimizzazione.

Tale condensatore fa parte del circuito di un sistema di raffreddamento di sistemi elettronici (EMOTICONS) per la futura installazione su di un veicolo elettrico sviluppato da ENEA.

Nella sezione seguente verrà esposta una breve panoramica sulla storia dei veicoli elettrici ed ibridi e la loro classificazione a cui seguirà una descrizione dei moduli IGBT.

Nelle sezioni successive verrà introdotto lo scopo del circuito EMOTICONS con un riassunto sugli attuali sistemi di raffreddamento utilizzati e la caratterizzazione degli scambiatori presenti in questo circuito.

Nell'ultima sezione di questo capitolo, infine, si entrerà nel merito dei fenomeni coinvolti nella condensazione.

4.1 Veicoli elettrici ed ibridi

Attualmente nell'intero settore dei trasporti, e in particolare nell'industria automobilistica, è presente un vivo interesse nei veicoli elettrici (EV) per motivi legati principalmente alla riduzione di emissioni e per diminuire la dipendenza dai combustibili fossili (obiettivo raggiungibile totalmente solo se l'elettricità, utilizzata a bordo di tali veicoli, è ottenuta da fonti rinnovabili).

In Figura 5 sono riportati i dati calcolati dall'Agenzia Internazionale dell'Energia (IEA) riguardanti il peso dei vari settori nelle emissioni di CO₂ a livello globale e in particolare si può notare quanto sia rilevante quello dei trasporti [7].

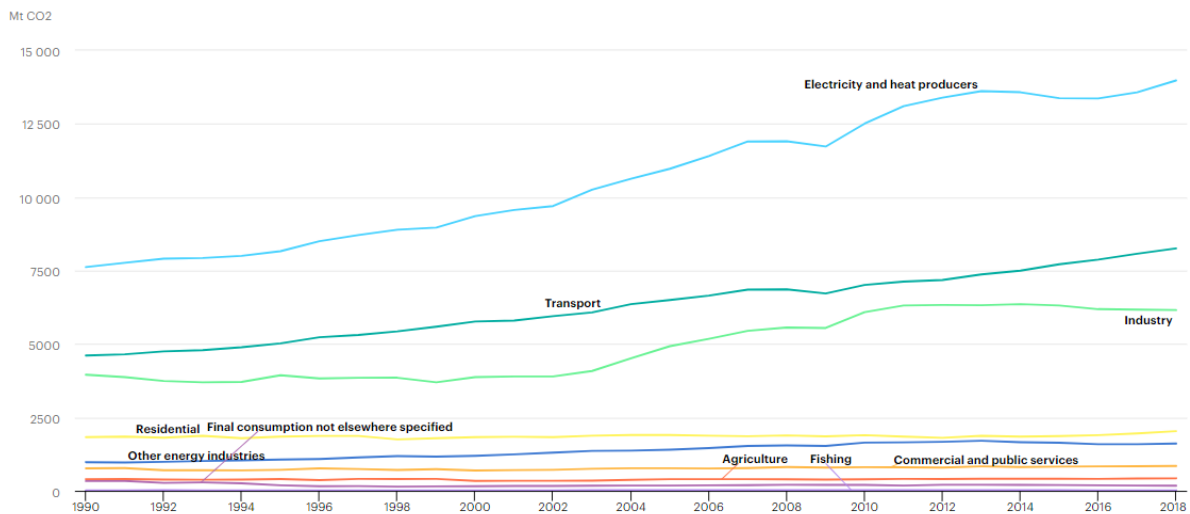


Figura 5. Emissioni globali di CO2 per settore, 1990-2018

Tuttavia, a differenza di quanto creduto popolarmente, i veicoli elettrici hanno avuto uno sviluppo precedente a quelli attualmente più commerciali, dovuto alla loro semplicità costruttiva. Il primo veicolo, alimentato da batterie non ricaricabili, fu costruito nel 1834 ben prima dello sviluppo dei successivamente più comuni motori a combustione interna (un esempio in Figura 6).

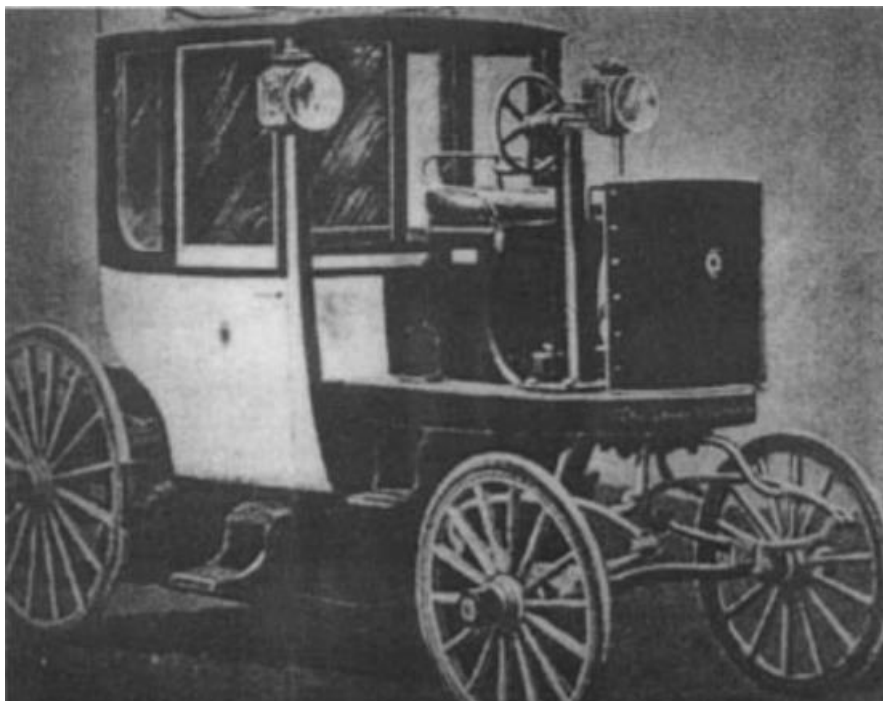


Figura 6. London Electric Cab Company's taxi [8]

Questi ultimi hanno iniziato ad avere una prevalenza sul mercato intorno al 1920, fino ad un totale dominio intorno al 1930, grazie alla disponibilità a prezzo inferiore della benzina, alle velocità raggiungibili e ad una ben superiore abilità nel sostenere viaggi nelle lunghe distanze [9].

Questi limiti, congiuntamente allo sviluppo recente di nuove tecnologie per le batterie e alla necessità di stazioni di ricarica di queste (per i veicoli che necessitano di ricarica esterna), hanno determinato la scarsa competitività sul mercato dei veicoli elettrici e ibridi fino a pochi anni fa quando, come già accennato, non è

stato più possibile non considerare i costi occulti dovuti all'inquinamento ambientale e all'uso dei combustibili fossili.

Nel 2010 infatti le auto elettriche complessivamente presenti sulle strade mondiali ammontavano a circa 17000, mentre alla fine del 2019 la stima è arrivata a 7.2 milioni dopo una crescita esponenziale ottenuta grazie alle politiche governative atte a ridurre le barriere di prezzo presenti.

Nel grafico in Figura 7 si può osservare la crescita nello stock di auto elettriche dal 2010 al 2019 per le principali tipologie di veicoli (che verranno analizzati nelle seguenti sezioni) [10].

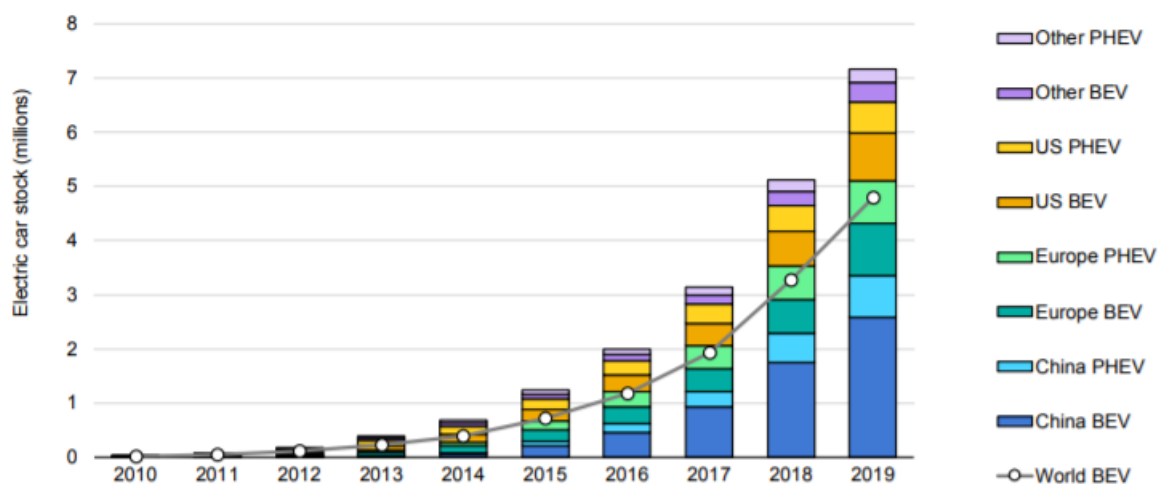


Figura 7. Stoccaggio annuale mondiali dei veicoli elettrici 2010-2019

Va però sottolineato che per ottenere un'effettiva riduzione di CO₂ rispetto ai veicoli con motore a combustione endotermici, bisogna considerare anche le emissioni durante la fase di produzione dell'energia elettrica. Questo tipo di approccio prende il nome di conversione dal "pozzo alle ruote" (Wheel-to-Wheel). Bisogna considerare anche l'efficienza di conversione dell'energia dal "serbatoio alle ruote" (Tank-to-Wheel) che tuttavia risulta già di gran lunga superiore rispetto ai veicoli tradizionali. Infatti, questi ultimi hanno efficienze energetiche basse, intorno al 15-20%, dovute alle perdite meccaniche nella trasmissione e alle dissipazioni di calore. I motori elettrici, invece, sono caratterizzati da rendimenti molto elevati, fino al 90%, che garantiscono valori dell'efficienza Tank-to-Wheel compresi tra il 60-80% considerando anche il rendimento di scarica delle batterie (intorno al 90%), il rendimento dei sistemi elettronici di conversione (intorno al 95%) e le perdite meccaniche [11].

4.1.1 Electric Vehicle (veicoli elettrici "puri")

I veicoli elettrici (EV) sono quei veicoli che utilizzano per la trazione un motore elettrico, invece di uno a combustione interna, e come fonte energetica dei sistemi di accumulo di energia elettrica.

Le principali tipologie sono a batterie chimiche (BEV – Battery Electric Vehicle) e a celle a combustibile (FCEV – Fuel Cell Electric vehicle) ma in questo report ci si concentrerà, anche per i veicoli ibridi, sulle sole tipologie BEV.

I componenti principali sono:

- Sistema di accumulo del veicolo: batterie;
- Power-train: composto da

- Electric Power Converter (EPC) ovvero il convertitore;
- Motore elettrico di trazione;
- Trasmissione;
- Auxiliary System: comprendente tutti i componenti aggiuntivi di un veicolo (aria condizionata, tergicristalli...).

Questa tipologia di veicoli, oltre ai vantaggi legati alle elevate efficienze, presenta anche la possibilità di recuperare energia cinetica, in frenata, e potenziale, in discesa. In questo modo si ha il duplice vantaggio di ridurre le perdite per dissipazione sotto forma di calore dovute all'attrito nei freni e al possibile stoccaggio e riutilizzo di questa. Il recupero è limitato dallo stato di carica delle batterie (SoC – State of Charge), e presenta un limite massimo di potenza recuperabile, dipendente dalla potenza del generatore, e un minimo sotto al quale non è possibile recuperare potenza (dipendente dai rendimenti del generatore, del trasformatore e di carica della batteria).

Un'altra soluzione interessante è l'ulteriore aumento di efficienza apportabile con l'adozione di motori-ruota. Ovvero con la soluzione di montare i motori elettrici direttamente sulle ruote eliminando le trasmissioni meccaniche con le relative dissipazioni. In questo caso si hanno problemi costruttivi e il peso dei motori apporta problemi di inerzie ad alte velocità.

Attualmente questi veicoli sono indicati per l'utilizzo in città dove le distanze sono brevi e le velocità raggiungibili non elevate [12].

4.1.2 HEV –Hybrid Electric Vehicle (veicoli elettrici ibridi)

Si definisce un veicolo elettrico ibrido (HEV) un veicolo con due o più sistemi di conversione a bordo, di cui almeno uno sia elettrico. Comunemente i veicoli ibridi hanno un motore termico ed uno elettrico.

Gli HEV possono essere classificati in base al peso della potenza elettrica rispetto alla potenza totale richiesta. A tale scopo è stato definito il "Fattore di Ibridizzazione" (HF – Hybridization Factor) come:

$$HF = \frac{\text{somma delle potenze fornite dai motori elettrici}}{\text{somma delle potenze fornite dai motori elettrici e dai motori termici}} \quad (4)$$

Sulla base del grado di ibridazione i veicoli ibridi si possono suddividere in:

- Micro Hybrid (μ HV): presentano un fattore di ibridazione tra il 5% e il 10% con un risparmio di energia, nei tratti urbani, del 3%-10%. Nei μ HV il motore elettrico non contribuisce alla propulsione ma generalmente viene utilizzato per fornire potenza ai sistemi ausiliari presenti nel veicolo;
- Mild Hybrid (MHV): presentano un fattore di ibridazione tra il 10% e il 30% con un risparmio di energia, nei tratti urbani, del 20%-30%. Anche in questo caso il motore termico è sempre in funzione, a meno dei casi in cui il veicolo è fermo. Il motore elettrico non può provvedere da solo alla trazione del veicolo ma può supportare l'accensione del motore termico, ricaricare le batterie recuperando energia durante le frenate e fornire ulteriore coppia durante i picchi di potenza richiesti nell'accelerazione;

- Full Hybrid (FHV): in quest’ultimo caso il motore elettrico è in grado di garantire da solo la trazione del veicolo con risparmi di energia tra il 30%-50% [12].

Altra classificazione importante è quella legata al tipo di collegamento tra i motori (Figura 8):

- Veicoli ibridi in serie: dove la potenza alle ruote è fornita unicamente dal motore elettrico mentre il motore termico ha la sola funzione di azionare un generatore. Questo generatore ha lo scopo di generare energia elettrica per alimentare il motore elettrico o per lo stoccaggio negli accumulatori a seconda della richiesta di potenza e dello stato di carica delle batterie;
- Veicoli ibridi in parallelo: in questa tipologia è presente collegamento meccanico con le ruote di entrambi i motori ma non tra di essi. Il motore a combustione interna può quindi sia incrementare la coppia motrice per la trazione lavorando da solo o in parallelo a quello elettrico;
- Veicoli ibridi serie-parallelo: è una combinazione delle due tipologie: i due motori oltre a fornire entrambi potenza meccanica alle ruote sono meccanicamente legati tra di loro. Questo permette al veicolo di poter funzionare a zero-emissioni per lunghi tragitti.
- Veicoli ibridi complessi: sono simili alla tipologia precedente ma con collegamenti più complessi dipendenti dal numero di motori/generatori presenti.

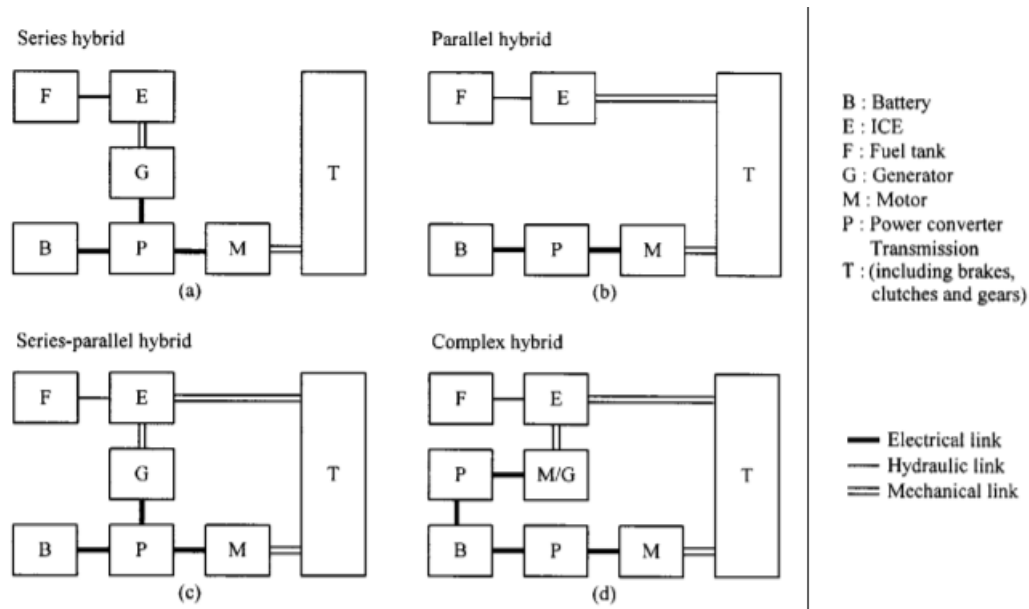


Figura 8. Possibili configurazioni dei veicoli elettrici ibridi

Una categoria che sta assumendo sempre più rilevanza negli ultimi anni è quella dei Plug-in Hybrid Vehicle (PHEV). La differenza principale rispetto ai veicoli ibridi standard risiede nella possibilità di ricaricare le batterie tramite una fonte di energia esterna e quindi di poter utilizzare motori termici più piccoli. In questo modo si hanno efficienze migliori rispetto ai veicoli ibridi standard, percorrenze più lunghe rispetto ai veicoli elettrici a batteria e costi legati al combustibile, sia monetizzabili che occulti, minori rispetto ai veicoli

convenzionali. I principali svantaggi sono i costi ancora elevati e la non disponibilità di stazioni di ricarica veloce [13].

4.2 IGBT

Il circuito analizzato in questo lavoro è necessario per il raffreddamento di un inverter, convertitore bidirezionale, che dovrà essere montato su di un veicolo elettrico sviluppato in ENEA.

L'inverter è un componente fondamentale del veicolo, le cui funzioni principali sono quelle di trasformare l'energia dalla batteria al motore, nelle fasi di accelerazione, e dal motore alla batteria, nelle fasi di ricarica di quest'ultima. Come switch dell'inverter vengono utilizzati degli IGBT di cui seguirà una breve panoramica. In Figura 9 è presentato lo schema di un inverter a ponte con IGBT come interruttori:

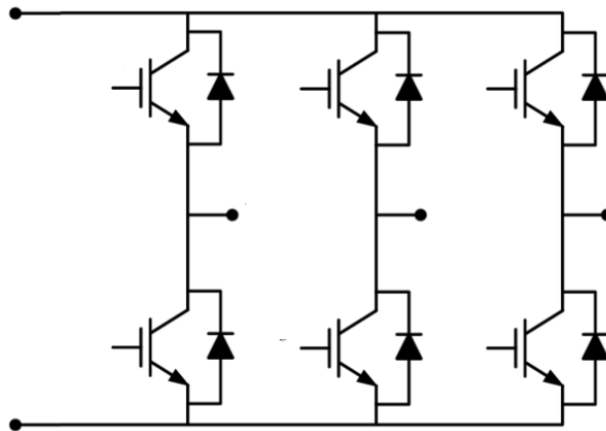


Figura 9. Schema circuitale di un inverter trifase a ponte

I transistori bipolari con gate isolato (IGBT - Insulated Gate Bipolar Transistor) fanno parte degli interruttori controllati, dispositivi di potenza a semiconduttore a tre terminali (2 di potenza e 1 di controllo). Attualmente presentano tempi di commutazione di 1 μ s, tensioni di blocco fino a 2-3 kV e limiti di impiego di 1700 V e 1200 A.

Negli ultimi anni questi componenti hanno ricoperto un ruolo fondamentale nei sistemi di commutazione delle auto elettriche ed ibride grazie alle loro dimensioni ridotte, ai tempi brevissimi di commutazione e alla resistenza ad alte tensioni e correnti. Alle elevate velocità di modulazione però conseguono anche perdite elevate per le quali serve un sistema di raffreddamento ottimale.

Il simbolo circuitale e le caratteristiche vengono riportati in Figura 10 [14].

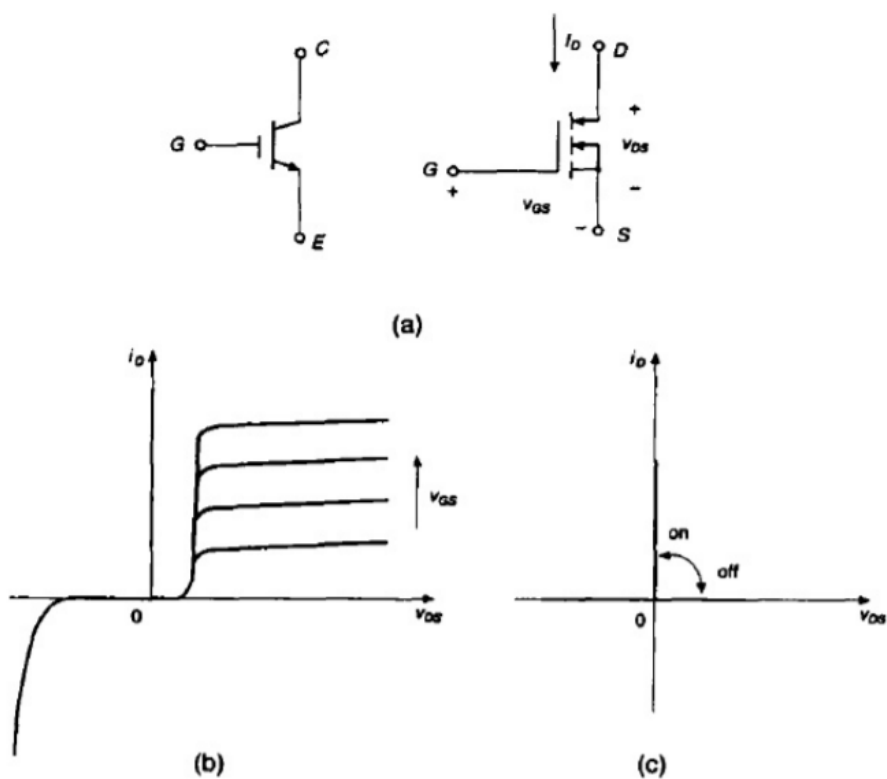


Figura 10. IGBT (a) simbolo, (b) caratteristiche i-v, (c) caratteristiche ideali

4.3 Metodi di raffreddamento

I principali metodi di raffreddamento attualmente utilizzati possono essere classificati come ad aria e a liquido.

Il raffreddamento ad aria può avvenire tramite convezione naturale o forzata.

Il primo metodo apporta come vantaggio principale quello di non necessitare di sistemi di pompaggio esterni, basandosi solo sui moti convettivi naturali dovuti dai gradienti termici presenti, e quindi un conseguente risparmio energetico ed economico. Ovviamente non sempre la convezione naturale è sufficiente a rimuovere la quantità di calore necessaria o potrebbe necessitare di superfici troppo estese per assolvere alla sua funzione.

La convezione forzata invece avviene tramite sistemi esterni che indirizzano il flusso d'aria sullo scambiatore permettendo in questo modo di avere superfici di scambio minori a parità di flusso termico rimosso.

Attualmente, anche a causa delle dimensioni in gioco, queste tipologie non sono in grado di rimuovere il calore sviluppato dai dispositivi elettronici di potenza necessari nei veicoli elettrici ed ibridi [15].

La seconda categoria nominata è quella del raffreddamento tramite liquido che può garantire dimensioni minori grazie alla ben superiore efficienza nella rimozione del calore.

La scelta del fluido da utilizzare ha grandissima importanza sia per le proprietà legate allo scambio termico (quali densità, calore specifico, conducibilità termica, viscosità) che a quelle dielettriche, proprietà che assumono un ruolo fondamentale nel raffreddamento di componenti elettronici.

Si possono distinguere anche in questo caso due sottocategorie:

- Raffreddamento con liquido monofase;
- Raffreddamento con flusso bifase.

Il coinvolgimento di flussi bifase permette di avere coefficienti di scambio termico elevati rispetto a flussi monofase grazie allo sfruttamento del calore latente. Per pari flusso termico coinvolto quindi nel caso bifase si possono utilizzare portate di fluido molto inferiori rispetto al caso monofase che, nel caso di fluidi refrigeranti, apporta vantaggi notevoli sia per quanto riguarda costi e spazi di stoccaggio sia per quanto riguarda i rischi ambientali. In più, altra conseguenza di fondamentale importanza, è quella legata alla possibilità di avere dimensioni e pesi ridotti degli scambiatori e quindi adeguati allo scopo richiesto.

In particolare, nel circuito analizzato in questa tesi è utilizzato come metodo di raffreddamento il "Flow Boiling". Questa tipologia sfrutta la convezione forzata di un fluido che subisce un cambiamento di fase, da liquido a vapore, nel passaggio attraverso lo scambiatore. In Figura 11 si possono visualizzare i vari regimi di flusso sintetizzati in un singolo condotto verticale riscaldato con l'ingresso di un fluido nello stato di liquido sottoraffreddato con moto ascendente.

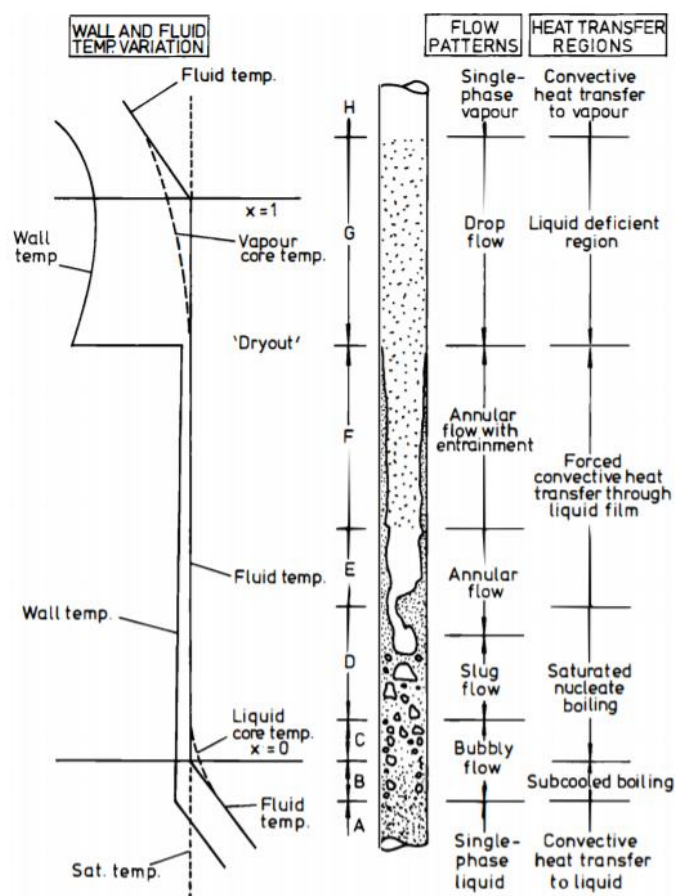


Figura 11. Regimi di flusso durante il flow boiling

Nella zona A lo scambio termico avviene per convezione essendo coinvolta la sola fase liquida: si è ancora in regime monofase.

Salendo il fluido entra nella zona B in cui la temperatura delle pareti consente la formazione di bolle di vapore all'interno della fase liquida ancora sottoraffreddata.

Da questo punto in poi la temperatura di parete rimane pressoché costante, qualche grado al di sopra della temperatura di saturazione, mentre quella del fluido continua a crescere fino a raggiungere tale valore in corrispondenza di $x=0$ (Figura 11). Qui avviene il passaggio dalla zona di ebollizione nucleata sottoraffreddata a quella saturata in cui può ancora esserci presenza di liquido sottoraffreddato ma la miscela si trova in condizioni di saturazione.

Nelle zone E ed F si ha flusso anulare in cui il processo di ebollizione viene sostituito da quello di evaporazione. Dalla zona C alla zona G il meccanismo di scambio termico è influenzato dal titolo nella miscela fino al valore di $x=1$ oltre il quale si ha dry-out condizione indesiderata poiché inizia la zona in cui si ha cambio termico monofase con solo vapore con un conseguente rapido aumento della temperatura di parete. Quest'ultima condizione è da evitare per non incorrere in problemi strutturali [16].

4.4 Classificazione canali

Attualmente non esiste una classificazione unica per gli scambiatori di calore e le dimensioni dei loro canali. Nel seguito verranno considerate le seguenti indicazioni che utilizzano il diametro idraulico per la classificazione:

- La prima riguarda la classificazione degli scambiatori di calore, proposta da Mehendale et. al. [17]:
 - Scambiatori a micro-canali: $1 \mu m \leq d_h \leq 100 \mu m$
 - Scambiatori a meso-canali: $100 \mu m \leq d_h \leq 1 mm$
 - Scambiatori compatti: $1 mm \leq d_h \leq 6 mm$
 - Scambiatori convenzionali: $d_h \geq 6 mm$
- Mentre la seconda, proposta da Kandlikar, riguarda nello specifico la classificazione dei canali ed è valida sia per flussi monofase che per flussi bifase [18]:
 - Microcanali: $10 \mu m < d_h < 200 \mu m$
 - Minicanali: $200 \mu m < d_h < 3 mm$
 - Canali convenzionali: $d_h > 3 mm$

Le classificazioni puramente geometriche, tuttavia, non tengono conto del tipo di moto o fluido coinvolti. Per questo si potrebbe considerare la più generale definizione proposta da Palm che definiva come “microcanali” qualsiasi canale coinvolto nello scambio termico al quale non è possibile applicare le relazioni classiche dello scambio termico [19].

In base a queste considerazioni, nel seguito il condensatore analizzato verrà considerato come uno scambiatore compatto a micro-canali.

4.5 Fenomeno fisico

Di seguito verranno presentati i principali numeri adimensionali utilizzati per la descrizione dei fenomeni che seguirà nei prossimi paragrafi. Infatti, il raggruppamento di grandezze fisiche, termodinamiche e geometriche in gruppi adimensionali è usato largamente in modo da poter confrontare fenomeni analoghi che però coinvolgono geometrie, sostanze o situazioni applicative diverse.

Numero di Reynolds: è pari al rapporto tra forze d'inerzia e forze viscosive. Viene utilizzato in caso convezione forzata per definire se il moto di un fluido è in regime laminare, turbolento o in un regime di transizione tra i due.

La sua formulazione per un flusso in un canale è la seguente:

$$Re = \frac{\rho u d}{\mu} \quad (5)$$

dove:

ρ indica la densità del fluido [kg/m^3];

u la sua velocità [m/s];

d il diametro idraulico del canale è definito come quel valore corrispondente ad un cerchio con superficie equivalente a quella effettiva del condotto in esame [m];

μ indica la viscosità dinamica del fluido (pari al rapporto tra quella cinematica ν e la densità) [$\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$];

Il valore per il quale si ha passaggio tra i regimi, dipendente dalla geometria e dalle condizioni del moto, è denominato “numero di Reynold critico”.

Numero di Nusselt: si ottiene dall’adimensionalizzazione del coefficiente di convezione h e può essere interpretato come il rapporto tra il trasferimento di calore che avviene per convezione e quello che avverrebbe per conduzione attraverso un fluido in quiete di spessore L :

$$Nu = \frac{hL}{K} \quad (6)$$

dove:

h è il coefficiente di scambio termico [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$];

L la lunghezza caratteristica (che nel caso di moto in un tubo corrisponde al suo diametro) [m];

k è la conducibilità termica del fluido [$\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$];

Un valore unitario del numero di Nusselt è quindi caratteristico di una trasmissione per conduzione pura, mentre all’aumentare del suo valore corrisponde un aumento di rilievo del fenomeno di convezione.

Questo numero adimensionale è particolarmente importante poiché permette di ricavare il coefficiente di scambio termico convettivo tra fluido e parete.

In condizioni di circolazione forzata:

In regime laminare assume un valore costante dipendente dal tipo di condizioni a contorno:

$$\begin{cases} Nu = 4.364 & \text{per flusso termico imposto alla parete} \\ Nu = 3.66 & \text{per Temperatura alla parete imposta} \end{cases}$$

In regime turbolento nella maggior parte dei casi si applica la correlazione di Dittus-Boelter [20]:

$$Nu = C \cdot Re^a \cdot Pr^n \quad (7)$$

dove C , a e n sono dei coefficienti definiti sperimentalmente:

$$C = 0.023$$

$$a = 0.8$$

$$n = \begin{cases} 0.4 & \text{per pareti del tubo a temperatura maggiore del fluido (riscaldamento)} \\ 0.3 & \text{per pareti del tubo a temperatura minore del fluido (raffreddamento)} \end{cases}$$

Il campo di validità della correlazione (7) è:

$$\begin{cases} 0.6 \leq Pr \leq 160 \\ Re \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{cases}$$

Altra correlazione importante per la convezione forzata all'interno di tubi è quella di Gnielinski [21]:

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (8)$$

Con f coefficiente d'attrito e campo di validità:

$$\begin{cases} 0.5 \leq Pr \leq 2000 \\ 3000 \leq Re_D \leq 5 \cdot 10^6 \end{cases}$$

Numero di Prandtl: è una misura dell'accrescimento reciproco degli strati limite di velocità e temperatura. È dato dal rapporto tra diffusività cinematica e diffusività termica:

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (9)$$

dove:

μ indica la viscosità dinamica [Pa·s];

c_p indica il calore specifico a pressione costante [J/kg·K];

k indica la conducibilità termica [W/m·K].

Per fluidi con $Pr \approx 1$, come i gas, i due strati limite coincidono.

Per fluidi con $Pr \gg 1$, come gli oli, lo strato limite di velocità supera quello di temperatura; viceversa, per fluidi con $Pr \ll 1$, come i metalli liquidi, si avrà effetto opposto.

Numero di Weber: è un numero adimensionale riducibile che mette in relazione le forze di inerzia e di tensione superficiale:

$$We = \frac{v^2 \rho A}{\sigma L} = \frac{v^2 \rho L}{\sigma} \quad (10)$$

dove:

ρ indica la densità [kg/m³];

L indica il parametro di lunghezza [m];

v indica la velocità [m/s];
 σ indica la tensione superficiale.

4.5.1 Condensazione

La condensazione è definita come quel fenomeno secondo il quale si ha passaggio di stato dalla fase di vapore a quella liquida in un sistema sottoposto a rimozione di calore. Ciò potrebbe accadere quando il vapore viene raffreddato al di sotto della sua temperatura di saturazione, dando inizio al fenomeno di nucleazione di numerose goccioline, ovvero quando l'entalpia del vapore raggiunge il valore relativo allo stato di liquido saturo [22].

Tale nucleazione può avvenire in maniera omogenea o eterogenea: nel primo caso si hanno le goccioline disperse all'interno della fase gassosa; nel secondo caso si possono ulteriormente distinguere condensazione eterogenea diretta, se il vapore è in contatto diretto con la sua fase liquida; condensazione eterogenea indiretta se il vapore è in contatto con una superficie.

In quest'ultimo caso, che è quello che interessa maggiormente in questo report, si possono distinguere principalmente due meccanismi:

- Condensazione a film: il vapore, a contatto con la superficie a temperatura inferiore rispetto a quella di saturazione, condensa creando uno strato continuo di liquido crescente su tale superficie;
- Condensazione a gocce: in questa tipologia lo strato di liquido che va a formarsi sulla superficie non è continuo ma in forma di gocce di varie dimensioni [16].

Nelle applicazioni pratiche ha più rilevanza lo studio della condensazione a film. Infatti, potrebbe risultare tecnicamente difficile far perdurare lo stato di condensazione a gocce per tempi significativi, a meno di particolari applicazioni in cui il maggior coefficiente di scambio termico, che si ha in questa situazione, lo renda necessario [23].

Il vapore condensando cede il suo calore latente e si ha trasporto di massa all'interfaccia liquido-vapore con conseguenti coefficienti di scambio termico di gran lunga superiori rispetto allo scambio termico che comprende un fluido monofase. Rispetto al caso monofase, tuttavia, vi sono delle difficoltà aggiuntive dovute alla gravità, a sforzi di taglio, alla differenza di temperature all'interfaccia a causa di condizioni di non equilibrio e alle possibili differenze di regimi di turbolenza nelle due fasi. Altro fattore potrebbe essere dovuto alla presenza di gas incondensabili o altre sostanze che allontanano la fase vapore dalle condizioni di purezza e potrebbero quindi comportare differenze aggiuntive di temperatura [24].

4.5.2 Condensazione a film

Il primo approccio per l'analisi della condensazione a film è stato proposto da Nusselt nel 1916 che basò la sua teoria sulle seguenti ipotesi [16]:

1. Il flusso di condensato all'interno del film è laminare;
2. Le proprietà del fluido sono costanti;
3. Si può trascurare il sottoraffreddamento del condensato;
4. All'interno del film possono essere trascurate le forze d'inerzia;

5. Il vapore è stazionario e non esercita forze di trascinamento sullo strato di film liquido;
6. Il trasferimento di calore avviene solo per conduzione;
7. Le superfici sono isoterme.

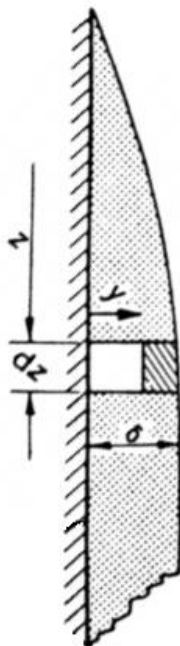


Figura 12. Condensazione a film lungo una parete verticale

Considerando la superficie verticale con le caratteristiche in Figura 12, si può ricavare lo spessore del film e il coefficiente di scambio termico a partire dalle seguenti relazioni. Il primo passo è quello di calcolare la distribuzione di velocità nel film liquido considerando il seguente bilancio di forze sull'elemento dz :

$$(\delta - y)dz(\rho_f - \rho_g)g = \mu_f \left(\frac{du_y}{dy}\right) dz \quad (11)$$

Dove δ è lo spessore di film liquido alla distanza z dalla parte superiore della superficie, ρ_f e ρ_g sono le densità rispettivamente del liquido e della fase gassosa, g è l'accelerazione di gravità e μ_f la viscosità del liquido.

Integrando l'equazione (11) ed imponendo la condizione a contorno $u_y(y = 0) = 0$ si ottiene:

$$u_y = \frac{(\rho_f - \rho_g)g}{\mu_f} \left[y\delta - \frac{y^2}{2} \right] \quad (12)$$

La portata in massa per unità di lunghezza è data da:

$$\Gamma = \rho_f \cdot \delta \cdot \bar{u} \quad (13)$$

Con \bar{u} velocità media nel film:

$$\bar{u} = \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} u_y dy = \frac{(\rho_f - \rho_g)g\delta^2}{3\mu_f} \quad (14)$$

Sostituendo l'equazione (11) in (12) si ricava:

$$\Gamma = \frac{\rho_f(\rho_f - \rho_g)g\delta^3}{3\mu_f} \quad (15)$$

Si può quindi calcolare il tasso d'incremento della portata in massa attraverso il film:

$$\frac{d\Gamma}{d\delta} = \frac{\rho_f(\rho_f - \rho_g)g\delta^2}{\mu_f} \quad (16)$$

Considerando il calore trasferito per conduzione all'elemento dz:

$$d\dot{q} = \frac{k_f}{\delta} (T_{gi} - T_w) dz \quad (17)$$

con T_{gi} temperatura del liquido nel film e T_w temperatura di parete.

Dalla (16) segue che:

$$d\Gamma = \frac{d\dot{q}}{\lambda} = \frac{k_f}{\delta\lambda} (T_{gi} - T_w) dz \quad (18)$$

con k_f conduttività termica della fase liquida e λ calore latente di vaporizzazione.

Sostituendo quindi l'equazione (18) nell'equazione (16) ed integrando considerando la condizione a contorno per cui $\delta(z=0) = 0$ si ottiene:

$$\mu_f k_f (T_{gi} - T_w) z = \rho_f (\rho_f - \rho_g) g \lambda \left(\frac{\delta^4}{4} \right) \quad (19)$$

Lo spessore di film si può quindi ottenere dalla (18) ed è:

$$\delta = \left[\frac{4\mu_f k_f (T_{gi} - T_w) z}{\rho_f (\rho_f - \rho_g) g \lambda} \right]^{1/4} \quad (20)$$

Quindi il coefficiente di scambio termico locale in qualsiasi punto z è dato da:

$$h(z) = \frac{k_f}{\delta} = \left[\frac{\rho_f (\rho_f - \rho_g) g \lambda k_f^3}{4\mu_f (T_{gi} - T_w) z} \right]^{1/4} \quad (21)$$

e il numero di Nusselt è dato da:

$$\text{Nu}(z) = \left[\frac{h(z) z}{k_f} \right] = \left[\frac{\rho_f (\rho_f - \rho_g) g \lambda z^3}{4\mu_f k_f (T_{gi} - T_w)} \right]^{1/4} \quad (22)$$

I rispettivi valori medi si ottengono integrando le equazioni (20) e (21) su z:

$$\bar{h} = \frac{1}{z} \int_0^z h(z) dz = 0.943 \cdot \left[\frac{\rho_f(\rho_f - \rho_g) g \lambda k_f^3}{\mu_f (T_{gi} - T_w) z} \right]^{1/4} \quad (23)$$

Il valore medio del coefficiente di scambio termico mediato sulla superficie può anche essere espresso come:

$$\bar{h}_f = \frac{\Gamma_z \lambda}{z(T_{gi} - T_w)} \quad (24)$$

Con Γ_z la portata in massa di condensato alla distanza z.

Combinando le equazioni (23) e (16) si ottiene una formulazione alternativa per il calcolo dello spessore di film liquido:

$$\delta = \frac{k_f \Gamma_z dz}{\bar{h} z d\Gamma} \quad (25)$$

Sostituendo l'equazione (25) nella (24) si ottiene:

$$\bar{h}_f = 0.925 \left[\frac{\rho_f(\rho_f - \rho_g) \cdot g \cdot k_f^3}{\mu_f \Gamma_z} \right]^{1/3} \quad (26)$$

E considerando il numero di Reynolds alla distanza z come:

$$Re_\Gamma = \frac{4\Gamma_z}{\mu_f} \quad (27)$$

Si arriva all'espressione finale per il coefficiente di scambio termico:

$$\bar{h}_f = 1.47 \left[\frac{\rho_f(\rho_f - \rho_g) \cdot g \cdot k_f^3}{Re_\Gamma \cdot \mu_f^2} \right]^{1/3} \quad (28)$$

Il coefficiente così descritto fornisce valori coerenti con le analisi sperimentali, tuttavia in alcuni casi è necessario implementare alcuni fattori correttivi che tengano conto dell'effetto del sottoraffreddamento del condensato [25], l'effetto dovuto ad una distribuzione non lineare della temperatura attraverso il film a causa della convezione [26] e quelli dovuti al trascinamento da parte della fase gassosa [27].

4.5.3 Mappe di flusso

Nello studio di flussi bifase all'interno di condotti assumono importanza rilevante i modelli di flusso della miscela; in seguito, si analizzerà in particolare la condensazione di flussi discendenti all'interno di condotti verticali.

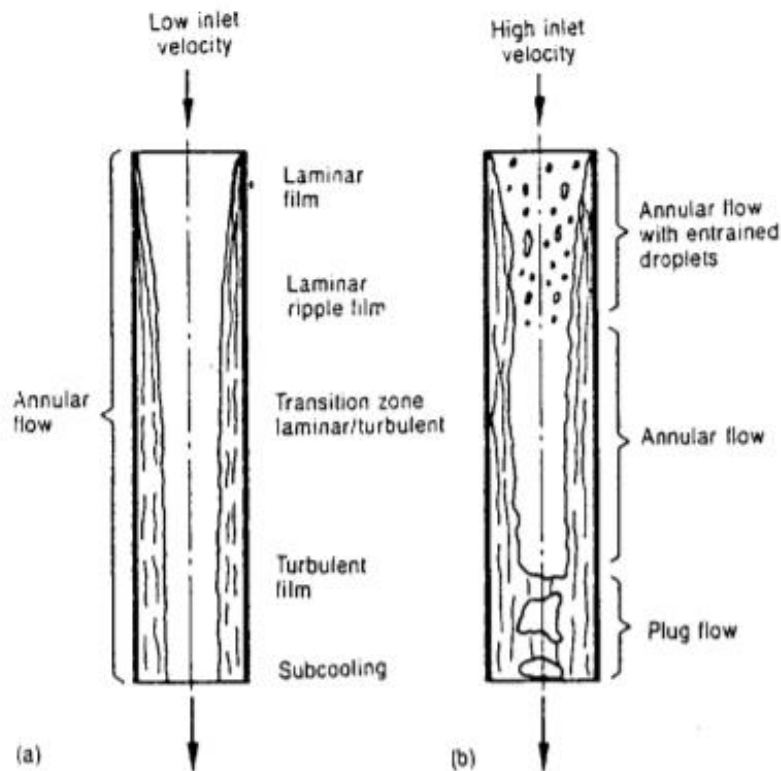


Figura 13. Modelli di flusso durante la condensazione in tubi verticali con flusso discendente: a) flussi separati; b) trascinalimento e allagamento [23]

Analizzando inizialmente la condensazione di vapore puro: il flusso risulta anulare per portate in massa di vapore basse. All'aumentare dello spessore del film aumenta anche la rilevanza dei fenomeni di turbolenza passando dallo stato laminare iniziale, per uno con presenza di fenomeni ondulatori fino ad arrivare alla turbolenza pienamente sviluppata (Figura 13a). Una volta completata la condensazione del vapore, il liquido comincia a raffreddarsi.

Per portate maggiori, invece, nella zona iniziale si possono visualizzare particelle di liquido strappate dalla pellicola anulare (Figura 13b) fino a quando il rapporto tra vapore e liquido non scende al di sotto di un valore critico [28]. Dopo di che si ha una zona puramente anulare prima dell'allagamento definitivo del canale.

Il coefficiente di scambio termico medio si può calcolare nelle zone di flusso anulare e in quella di film sottoraffreddato (Figura 13a) con la seguente formula semplificata introdotta da Carpenter e Colburn (1951) che è applicabile anche per tubi orizzontali e inclinati nelle stesse condizioni di flusso [29][30]:

$$\frac{\bar{h}_c}{c_{pf}\bar{G}_g} Pr_f^{0.5} = 0.046 \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_g}} C_f' \quad (29)$$

Valida per numeri di Prandtl compresi tra 1 e 5 [31].

Dove C_f' è un coefficiente di frizione calcolato alla portata in massa apparente \bar{G}_g data da:

$$\bar{G}_g = \left[\frac{G_i^2 + G_o^2 + G_o^2}{3} \right]^{0.5} \quad (30)$$

Con G_i e G_o portate in massa del vapore in ingresso e uscita della sezione considerata. Quindi se tutto il vapore condensa si avranno valori di $G_o = 0$ e $\bar{G}_g = 0.58G_i$.

In un canale liscio il coefficiente di frizione può essere calcolato come:

$$C_f' = \frac{1}{4} 0.184 \overline{Re}_g^{-0.2} \quad (31)$$

Nelle altre zone di flusso esaminate invece il coefficiente di scambio termico non è calcolabile a priori ma solo in maniera qualitativa. In letteratura sono presenti delle mappe di flusso per l'analisi delle zone di transizione tra "annular flow" e "plug flow" ma in alcuni casi sono in contraddizione tra di loro e per questo, in aggiunta alla complessità del fenomeno, non saranno analizzate in questo contesto.

5 Apparato sperimentale di misura

5.1 EMOTICONS

In questa sezione il circuito sperimentale analizzato – E.MO.T.I.CON.S - e gli strumenti di misura utilizzati per l'acquisizione dei parametri di interesse.

Il nome di questo circuito è E.MO.T.I.CON.S, un acronimo che sta per Electric MObility Thermal Innovative CONtrol System. È un impianto da banco atto a replicare il circuito bifase di raffreddamento di un veicolo elettrico dove l'apporto termico equivalente a quello dato dall'IGBT è fornito da un blocco, posizionato a contatto dell'evaporatore, e riscaldato elettricamente (Figura 14).

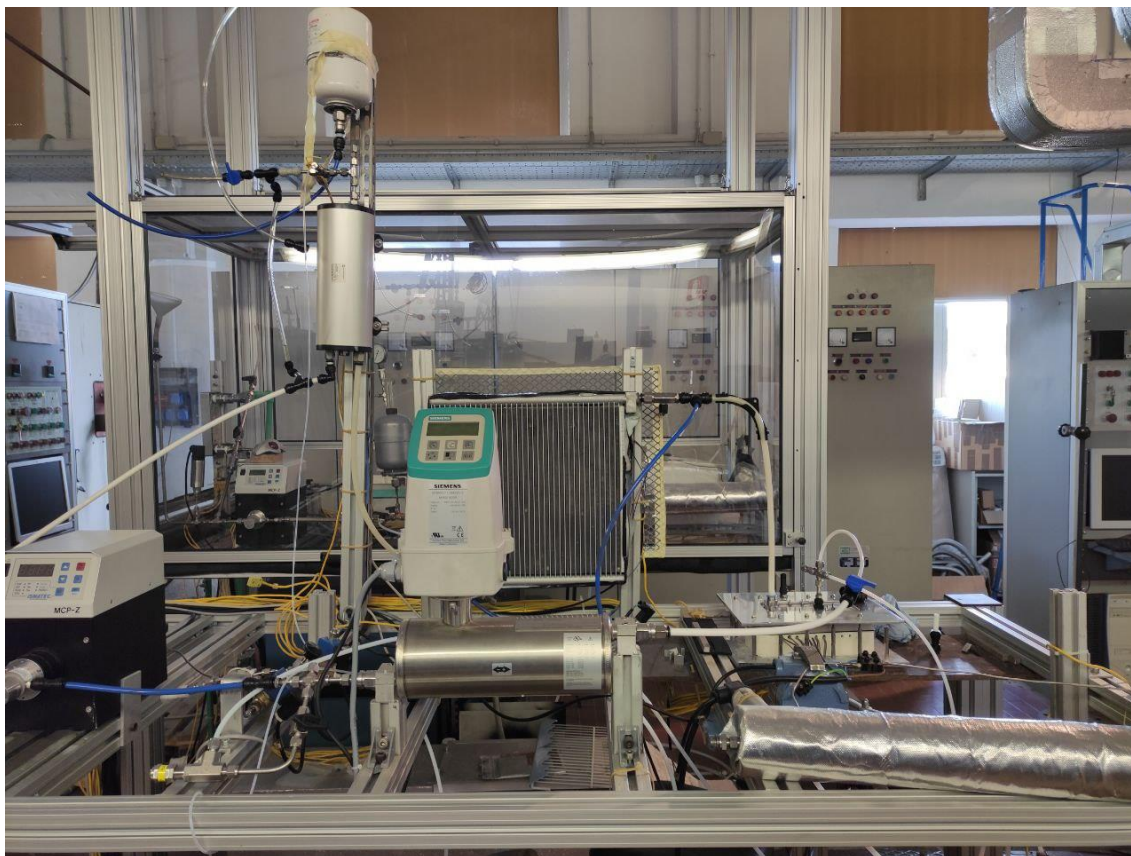


Figura 14. Panoramica del circuito montato nel laboratorio dell'ENEA

I componenti del circuito, che verranno analizzati nello specifico nelle prossime sezioni, sono: una pompa volumetrica, un riscaldatore, un evaporatore, un condensatore ed un serbatoio.

È possibile impostare manualmente la portata circolante nel circuito e la potenza fornita al riscaldatore, inoltre è possibile regolare la pressione, agendo a pressione costante, tramite regolazione automatica con l'utilizzo di valvole, o a pressione variabile.

In Figura 15 sono riportanti i componenti e le posizioni iniziali delle termocoppie e dei misuratori, assoluti e differenziali, di pressione.

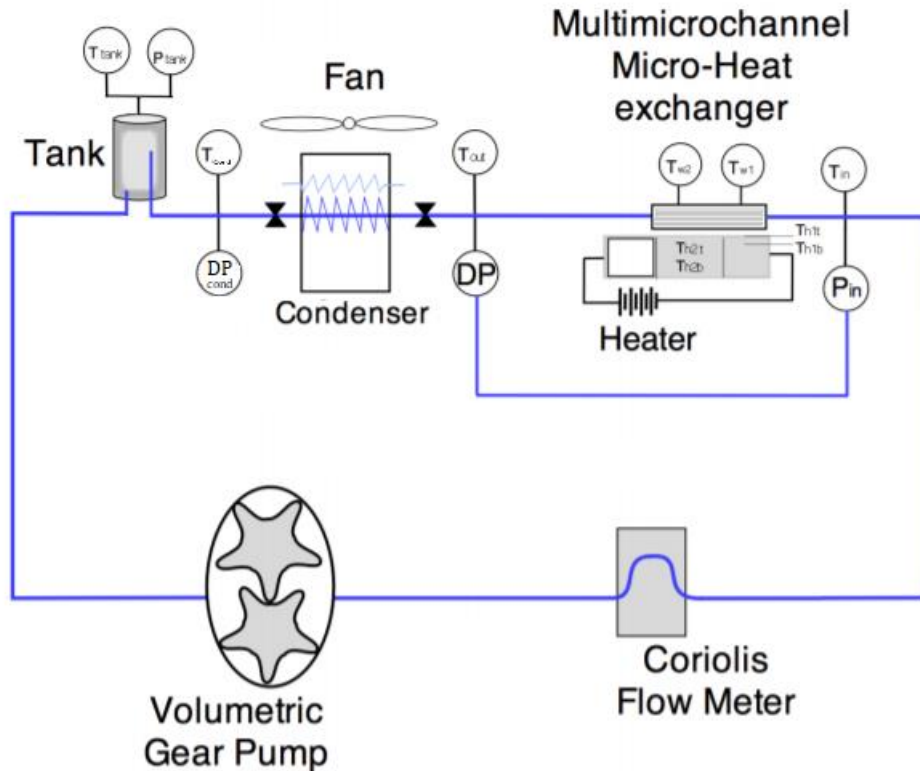


Figura 15. Schematizzazione dei componenti del circuito EMOTICON

5.2 Componenti del circuito

Tutti i componenti sono uniti da tubi trasparenti per una migliore visualizzazione del fluido evolvente e le giunzioni sono in gomma nitrilica (NBR – Nitrile Butadine Rubber). Questa gomma sintetica ottenuta dalla copolimerizzazione dell'acrilonitrile con il butadiene è tra i pochi materiali compatibili con i fluidi utilizzati nell'apparato sperimentale.

In studi precedenti a questo sono stati fatti test con diversi fluidi di lavoro. Il primo è stato il NOVEC 7100 ($C_4F_9OCH_3$) un fluido trasparente, inodore e non tossico caratterizzato da temperatura di ebollizione a pressione atmosferica pari a $T_b = 61$ °C. Questo fluido è stato utilizzato per la pulizia e la calibrazione del circuito [32].

Il secondo fluido utilizzato è stato il NOVEC 7000 ($C_3F_7OCH_3$) un fluido incolore, non tossico e non incendiabile, con punto di ebollizione a pressione atmosferica pari a $T_b=34$ °C. Ha eccellenti proprietà dielettriche, caratteristica fondamentale per l'utilizzo a contatto con componenti elettronici [33].

Sono eseguiti anche dei test con acqua demineralizzata, per ottenere prove in monofase e prove con una miscela di etanolo (CH_3CH_2OH) al 96% e acqua al 4%.

L'ultimo fluido, utilizzato nelle prove di questa sperimentazione, è il R245FA (Pentafluoropropano - $CF_3CH_2CHF_2$). È un liquido trasparente, di facile scorrimento e punto di ebollizione a pressione atmosferica pari a $T_b = 15.14$ °C.

Le principali proprietà dei fluidi sono state ottenute tramite il software REFPROP della Nist e sono riassunte in Tabella 5:

Tabella 5. Proprietà fluidi di lavoro

Fluido	T_b [°C]	ρ [kg/m ³]	c_p [kJ/kgK]	λ [kJ/kg]
NOVEC 7100	61.00	1510	1.18	112.00
NOVEC 7000	34.00	1400	1.30	142.00
Etanolo 96%-Acqua 4%	78.34	740.44	2.98	873.59
R245FA	15.14	1364.9	1.30	196.05

5.2.1 Pompa volumetrica a ingranaggi

Per il pompaggio del fluido all'interno del circuito viene utilizzata una pompa di tipo MCP-Z standard della ISMATEC (Figura 16), che garantisce portate tra 2.4–230 l/h e il controllo remoto tramite software LABVIEW di cui si discuterà più avanti. Gli ingranaggi sono in PTFE (politetrafluoroetilene) e fibra di carbonio, materiali resistenti ai fluidi utilizzati nella sperimentazione, ed ha una temperatura massima per un funzionamento continuo pari a $T_{max} = 121$ °C [34].



Figura 16. Pompa volumetrica a ingranaggi

In Figura 17 è riportata la curva caratteristica della pompa volumetrica.

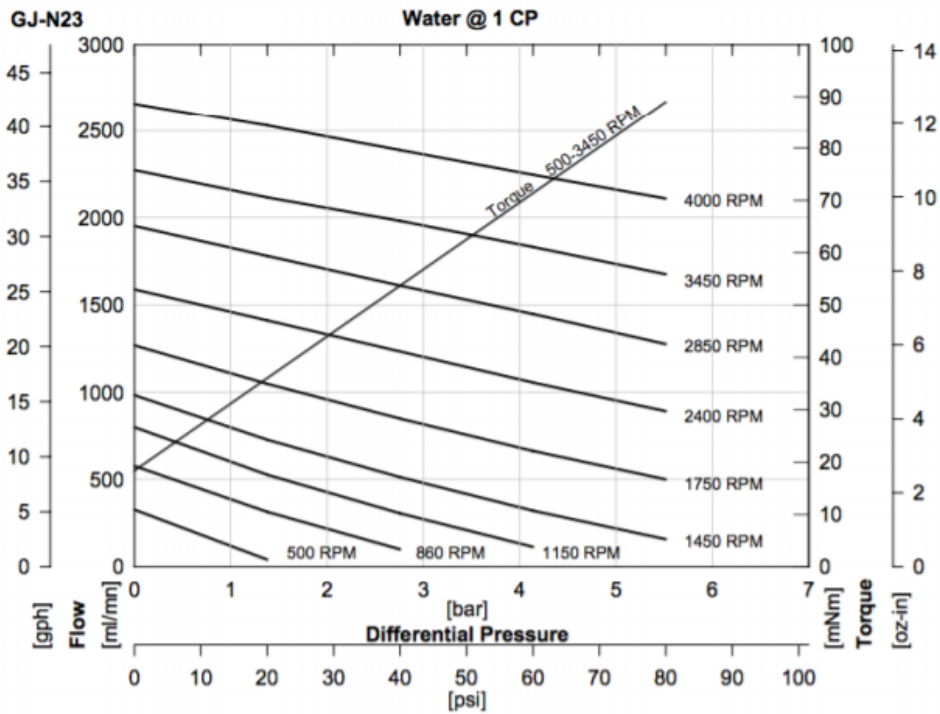


Figura 17. Curva caratteristica della pompa volumetrica

5.2.2 Serbatoio

Il serbatoio (Figura 18) è posizionato tra l'uscita del condensatore e l'ingresso della pompa ed ha due scopi: regolare la pressione all'interno del sistema ed evitare che eventuale fase gassosa, in uscita dal condensatore, possa arrivare all'ingresso della pompa.



Figura 18. Serbatoio

La regolazione della pressione avviene tramite un sistema ad azoto compresso con due valvole controllabili tramite software: per aumentare la pressione del circuito viene aperta la valvola d'ingresso che permette l'immissione dell'azoto compresso nel serbatoio; mentre per diminuirla viene aperta la valvola di uscita che consente la fuoriuscita dell'azoto e, in alcuni casi, anche parte della fase gassosa del fluido di circolazione. Per questo motivo prima di ogni prova è necessario il controllo del livello di fluido all'interno del circuito per un eventuale rabbocco.

5.2.3 Riscaldatore

Il riscaldatore (Figura 19), serve a simulare il riscaldamento termico prodotto dall'inverter del veicolo elettrico. È composto da più blocchi separati in modo da poter modulare la massima potenza richiesta con l'aggiunta o la rimozione di uno o più di questi blocchi fino a un massimo di 3 per i valori richiesti in questo caso. Ogni blocco è un cubo in alluminio di dimensioni 50 x 50 mm con all'interno 3 cavità cilindriche che servono da alloggio per le cartucce controllabili da remoto passando per un autotrasformatore della Variac. Ogni cartuccia (Figura 20) ha un diametro di 9.5 mm, una lunghezza di 50.8 mm e può produrre, con una tensione immessa pari a 230 V, potenza fino a 400 W. La massima potenza ottenibile quindi, in caso in cui siano montati tutti e 3 i blocchi con all'interno le 3 cartucce, è pari a $P_{max} = 3 \cdot 400 \cdot 3 = 3600 \text{ W}$.



Figura 19. Riscaldatore



Figura 20. Cartucce

Come si può visualizzare in Figura 21, l'insieme di blocchi e cartucce sono montati all'interno di un blocco refrattario, in grado di resistere a temperature fino a 1400 °C, per limitare le perdite di calore verso l'ambiente.

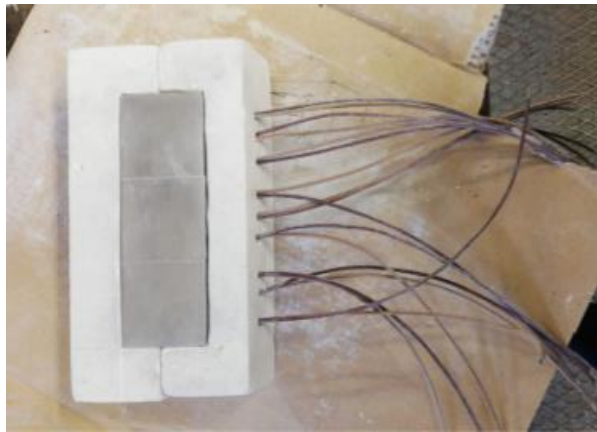


Figura 21. Riscaldatore nel blocco refrattario

5.2.4 Evaporatore

L'evaporatore è il componente atto a "rimuovere" il calore fornito dal riscaldatore tramite il fenomeno del flow boiling.

Consiste in uno scambiatore di calore alettato in alluminio con micro-canali e due collettori all'ingresso e all'uscita del fluido di lavoro. La parte superiore dell'evaporatore è costituita da una lastra di policarbonato trasparente che permette la visualizzazione delle condizioni del fluido.

A seconda della configurazione del riscaldatore utilizzata, è possibile fare le prove con tre differenti geometrie di evaporatore: 50 x 50 mm, 100 x 50 mm e 150 x 50 mm (Figura 22, Figura 23 e Figura 24).

La connessione tra riscaldatore ed evaporatore è ottenuta tramite uno strato di pasta termica con conduttività termica pari a 10 W/m·K. Questo strato è fondamentale e deve essere di uno spessore abbastanza grande da garantire stabilità nella connessione e da riempire le imperfezioni microscopiche presenti nella superficie (per evitare che la presenza di aria all'interno di queste rappresenti termini aggiuntivi di resistenza), ma abbastanza sottile da evitare che la conduzione sia compromessa a causa del relativo aumento della resistenza termica.

Sono disponibili nel laboratorio dell'ENEA cinque diverse configurazioni dell'evaporatore: quattro con i canali disposti longitudinalmente rispetto al flusso del fluido di lavoro e una con i canali disposti trasversalmente. Quest'ultima configurazione presenta necessariamente un gap per permettere il passaggio del fluido mentre in quelle con i canali longitudinali due presentano il gap mentre nelle altre due lo spazio tra la lastra di policarbonato e la superficie superiore dei canali è stato riempito con dei fogli di policarbonato.

Tutti i modelli presentano un'altezza della base pari a 2.5 mm, un'altezza dei divisori tra i canali pari a 2.5 mm mentre lo spessore dei divisori e la larghezza dei canali dipende dal numero di questi.

In questi test sperimentali sono stati utilizzati i dati di prove sperimentali riguardanti l'evaporatore di dimensioni 100 x 50 mm (quindi con relativa potenza massima del riscaldatore pari a 2400 W) con canali longitudinali senza gap:

- Sono stati utilizzati dati riportati da prove effettuate in lavori di tesi precedenti sul modello con 21 canali aventi larghezza pari 1.8 mm e spessore dei divisori pari a 0.5 mm per l'iniziale validazione del modello numerico;
- sono state fatte prove sperimentali sul modello con 47 canali aventi larghezza pari 0.75 mm e spessore dei divisori pari a 0.25 mm.

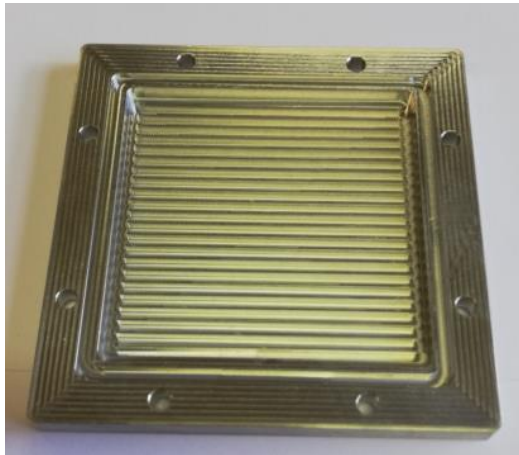


Figura 22. Evaporatore 50x50 mm



Figura 23. Evaporatore 100x50 mm



Figura 24. Evaporatore 150x50 mm

5.2.5 Condensatore

Il condensatore (Figura 25) è uno scambiatore di calore in alluminio composto da due tubazioni laterali dove scorre il fluido, che a sua volta si riversa in 36 condotti interni, composti da 10 micro-canali ognuno. Tra ogni 2 file di condotti è posizionata una superficie alettata ripiegata su sé stessa a serpentina, con passo tra due alette consecutive pari 1.5 mm (Figura 26).



Figura 25. Condensatore

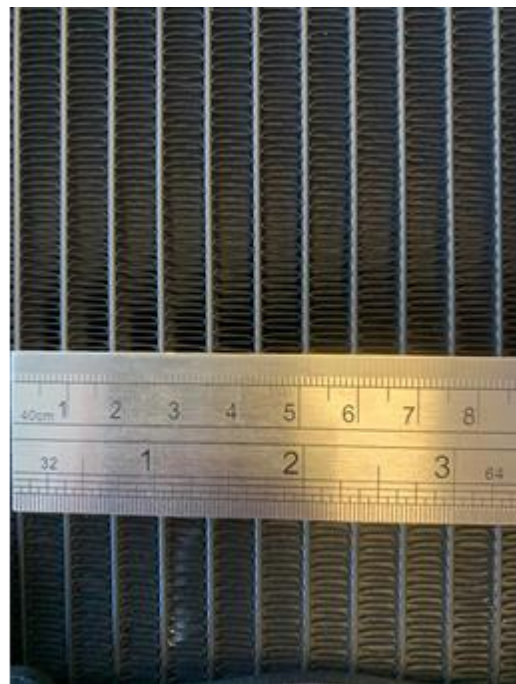


Figura 26. Particolari costruttivi delle alette di raffreddamento del condensatore

Le dimensioni dello scambiatore sono 35.78 cm x 37 cm con profondità pari a 2 cm. I tubi laterali hanno diametro esterno di 2 cm, mentre il diametro dei fori di entrata ed uscita del fluido è pari a 0.8 cm.

Nella parte posteriore del condensatore sono posizionate quattro ventole (Figura 27) usate per convogliare un flusso d'aria nella parte alettata del condensatore per il raffreddamento del fluido di lavoro. Le ventole sono del modello jq24k7 della Major e consentono una regolazione di tipo ON/OFF, possono quindi funzionare solo a velocità massima per tutta la durata delle prove garantendo la massima portata a 24 V.



Figura 27. Ventole di raffreddamento del condensatore

5.3 Strumenti di misura

In questa sezione vengono riportati tutti i componenti atti alla misura delle proprietà d'interesse per lo studio del circuito EMOTICON.

5.3.1 Misuratori di pressione

Nel circuito sono presenti 3 misuratori di pressione.

All'ingresso dell'evaporatore è presente un misuratore della General Electric modello PTX 600 (Figura 28). Questo strumento ha un range tra 100 mbar e 60 bar ed un'accuratezza $\pm 0,08\%$ [35].



Figura 28. Misuratore di pressione PTX 600

Per le misurazioni delle pressioni in uscita all'evaporatore e al condensatore invece sono utilizzati due misuratori differenziali:

- Rosemount 1151 DP5 Differential Pressure Transmitter (Figura 29): per misurare le cadute di pressione nell'evaporatore. Ha un range da 0 a 1860 mbar e grado d'incertezza pari al $\pm 0.75\%$;

- Unik 5000 della General Electric Company (Figura 30): per misurare le cadute di pressione nel condensatore. Ha una gamma operativa da 70 mbar a 700 bar e una precisione fino a $\pm 0.04\%$ fondo scala (FS).

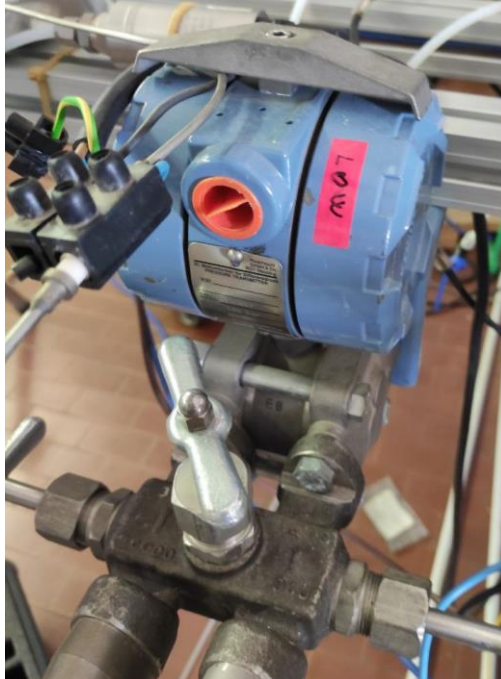


Figura 29. Misuratore di pressione DP5



Figura 30. Misuratore di pressione Unik 5000

5.3.2 Misuratori di temperatura

Le temperature sono state acquisite tramite otto termocoppie e una termocamera. Tutte le termocoppie sono in Cr/Al di tipo K con grado di incertezza pari a ± 0.5 °C e diametro pari a 0.5 mm. Per le misure nell'evaporatore sono stati realizzati dei mini-canali lunghi 25 mm per poter alloggiare le termocoppie nella superficie interne in modo tale da ottenere la temperatura di superficie.

Sono presenti: quattro termocoppie sulla superficie del riscaldatore per la misura dei parametri riportati in Figura 31 (Th_{1t} , Th_{1b} , Th_{2t} , Th_{2b}); due sulla superficie dell'evaporatore (T_{w1} , T_{w2}); una nel serbatoio; una atta a misurare la temperatura dell'ambiente; le altre posizionate all'ingresso e all'uscita sia dell'evaporatore che del condensatore.

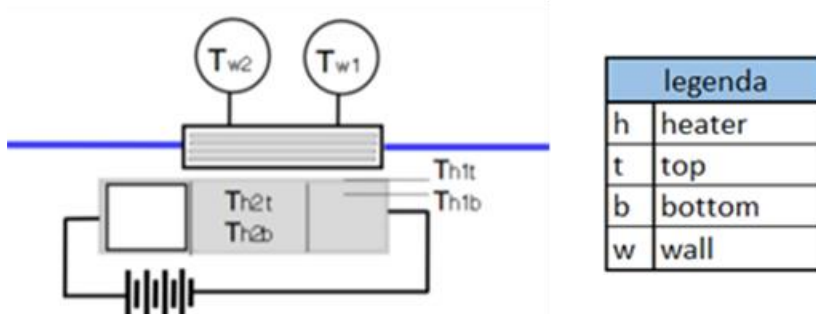


Figura 31. Dettagli termocoppie nel circuito

Dopo alcune prove la termocoppia nella posizione Th_{2b} è stata spostata, e fissata con della pasta termica, sulla superficie alettata del condensatore in modo da poter validare le misure ottenute con la termocamera (Figura 32).

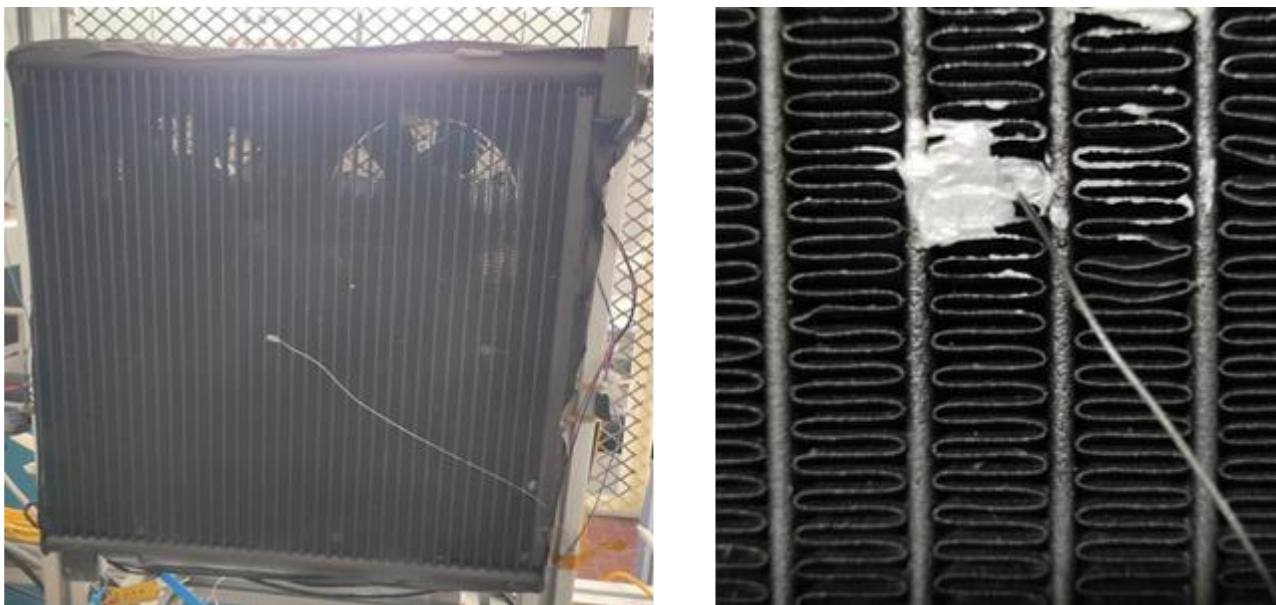


Figura 32. Condensatore rivestito di vernice nera e dettaglio termocoppia

La termocamera presente nel laboratorio dell'ENEA è il modello ThermaCAM S60 della Flir (Figura 33): lo strumento presenta un'accuratezza del $\pm 2\text{ }^\circ\text{C}$ o $\pm 2\%$ della lettura e una temperatura massima di $1500\text{ }^\circ\text{C}$ (è stato utilizzato come campo di temperatura: $-40, +120\text{ }^\circ\text{C}$ tra i quattro possibili) [36].



Figura 33. Termocamera S60

Per la corretta lettura delle temperature il condensatore è stato ricoperto di vernice nera (Figura 33) e la termocamera è stata calibrata appositamente a circuito spento e temperatura ambiente, impostando la distanza di acquisizione pari a 1.4 m e un'emissività pari a 0.93.

5.3.3 Misuratori di portata

Per la misurazione della portata del fluido di lavoro è stato utilizzato un misuratore di portata massica ad effetto Coriolis della Siemens modello "Sitrans Massflo Mass 2100 DI3" (Figura 34). Presenta un range di portate tra 12 e 250 kg/h e un grado d'incertezza inferiore al $\pm 0.1\%$ del valore misurato [37].



Figura 34. Misuratore Portata

Per la portata d'aria fornita dalle ventole invece è stato utilizzato un anemometro a flusso della RS PRO modello AVM-09 che permette misure in un range di velocità da 0 a 45 m/s con precisione massima pari al $\pm 3\%$ [38].

Sono state effettuate le misure di velocità dell'aria posizionando lo strumento a 30 cm dallo scambiatore sulle sezioni riportate in Figura 35 e poi mediate su tutta la superficie dello scambiatore per valori risultanti pari a 3.9 m/s e 27.28 cmm (m³/min) impostando sullo strumento le sezioni corrispondenti in m².

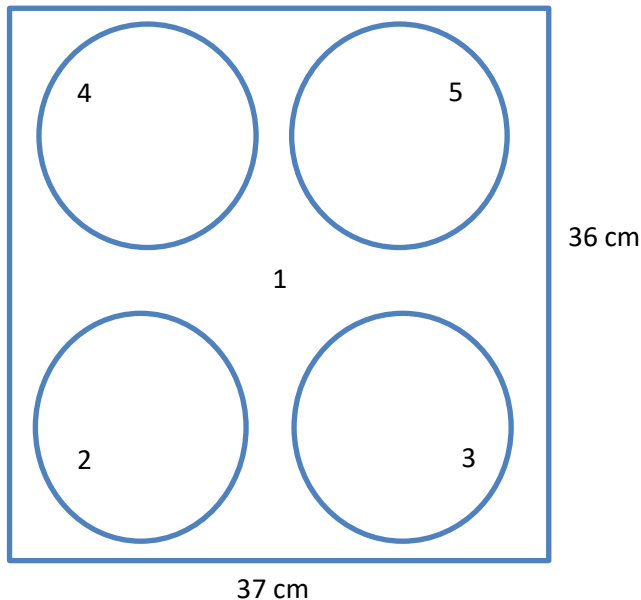


Figura 35. Dettaglio zone di misura

Tabella 6. Misure velocità e flusso d'aria delle ventole

Misure con anemometro		
Sezione 1	4.13 m/s	30.33 cmm
Sezione 2	3.97 m/s	30.49 cmm
Sezione 3	4.08 m/s	31.94 cmm
Sezione 4	4.29 m/s	33.87 cmm
Sezione 5	3.02 m/s	23.18 cmm
media	3.90 m/s	29.96 cmm

6 Metodologia

6.1 Acquisizione dati

Ad eccezione dei dati ottenuti con l'anemometro e con la termocamera esposti nella sezione precedente, l'acquisizione e l'analisi di tutti gli altri parametri è stata ottenuta tramite LABVIEW (abbreviazione di Laboratory Virtual Instruments Engineering Workbench), software sviluppato dalla National Instruments. Tramite la GUI (Graphical User Interface) il software permette l'acquisizione ed il monitoraggio in tempo reale di tutti i parametri d'interesse nel circuito.

In Figura 36 è mostrata la pagina principale da cui vengono fatte le acquisizioni: a destra si può visualizzare il grafico dei valori delle temperature misurate dalle quattro termocoppie; mentre a sinistra è riportato lo schema del circuito in cui sono visibili anche alcuni componenti che tuttavia non sono più presenti fisicamente nel circuito poiché precedentemente scollegati.

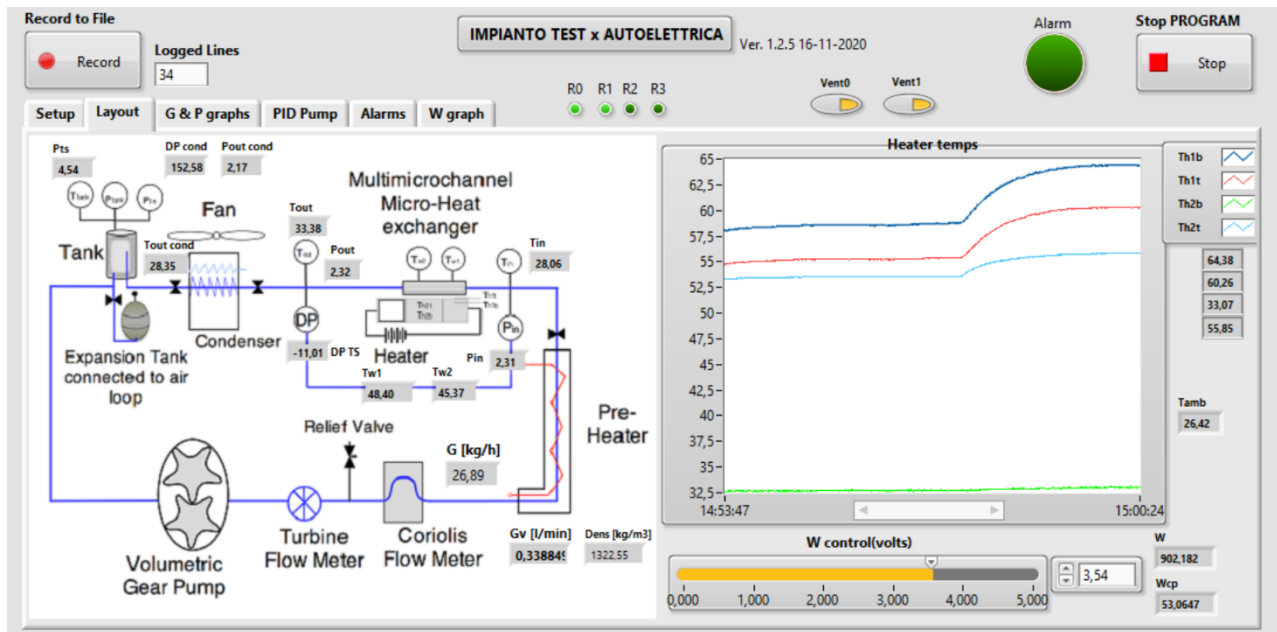


Figura 36. LABVIEW - GUI

In basso a destra è presente la barra di controllo della potenza da fornire al riscaldatore che può essere controllata e regolata dalla finestra apposita fino ad un massimo di circa 1600 W nelle prove attuali. Nella parte superiore invece sono presenti i due interruttori relativi alle ventole del condizionatore:

- vent0: controlla l'accensione/spegnimento della prima colonna di ventole da sinistra;
- vent1: controlla l'accensione/spegnimento della colonna di ventole a destra.

Sempre nella parte superiore sono presenti gli indicatori R0, R1, R2, e R3. I primi due sono relativi allo stato delle ventole e sono accesi se queste sono in funzione. R2 ed R3 sono relativi alle valvole atte alla regolazione della pressione nel circuito: quando è necessario un aumento di pressione viene aperta la valvola all'ingresso del serbatoio e si accende la spia R2; quando invece serve un decremento di pressione viene aperta la valvola di uscita e si accende la spia R3. Entrambe le valvole possono essere regolate manualmente dalla pagina "G & P graphs" oppure impostando una regolazione automatica in modo che la pressione non esca mai al di fuori di un certo range di valori (Figura 37).

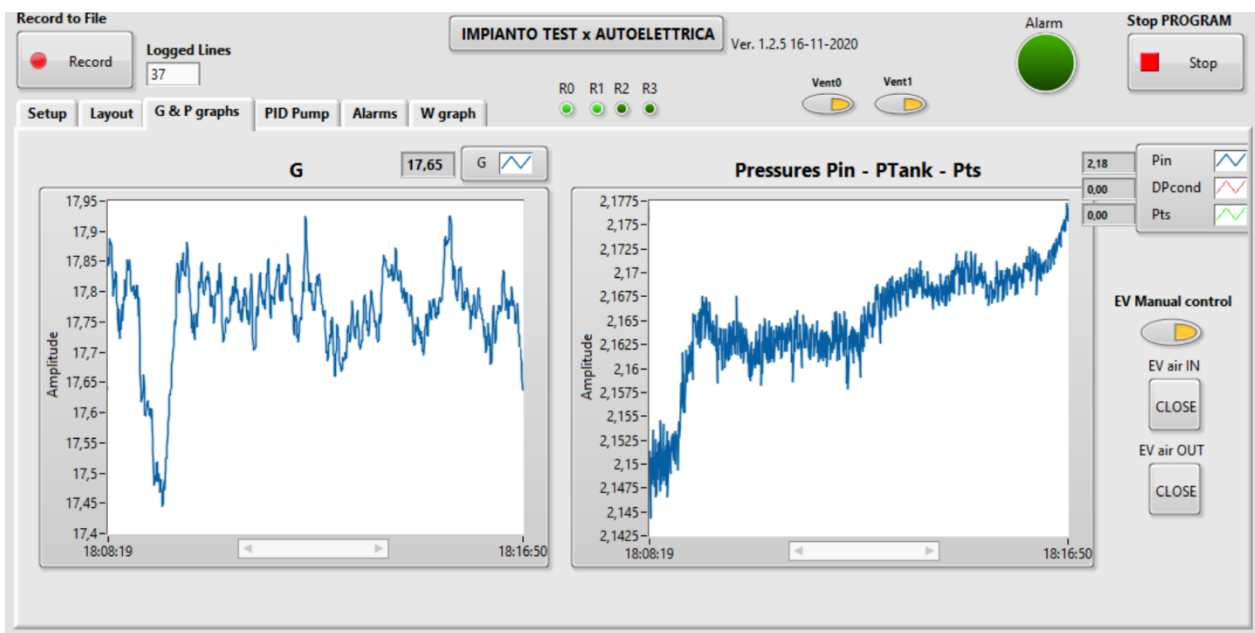


Figura 37. LABVIEW - G&P graphs

Nella sezione “PID pump” si può invece impostare il controllo della portata tramite il sistema PID (Proportional Integral Derivative) impostando il valore medio oppure manualmente (Figura 38).

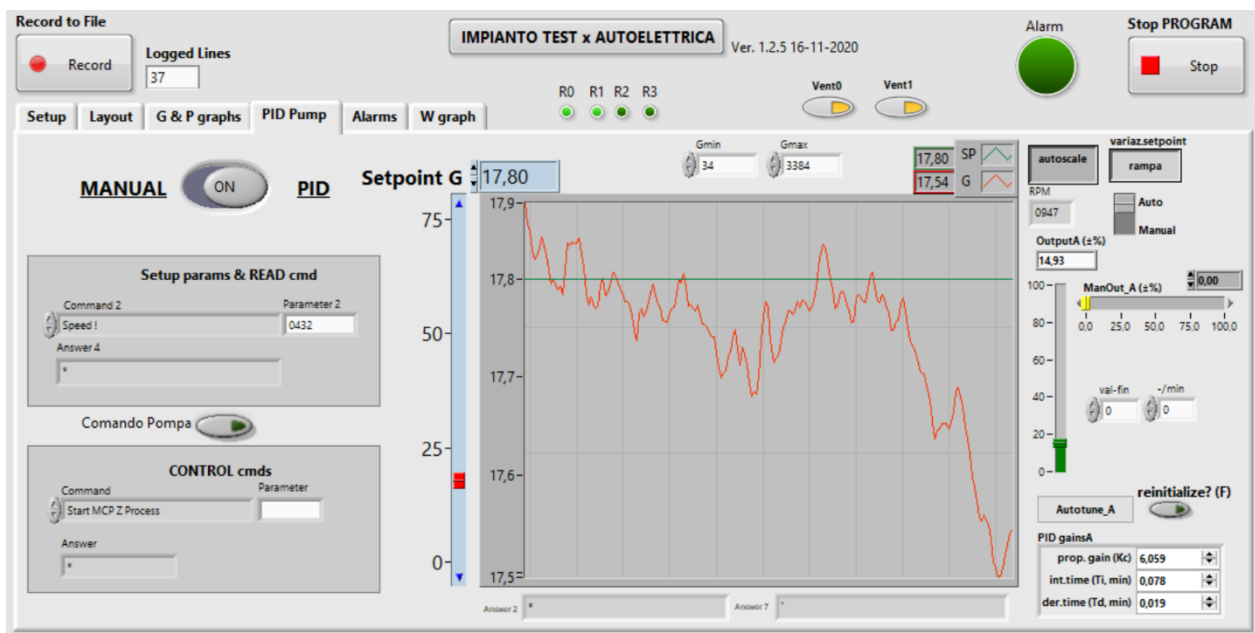


Figura 38. LABVIEW - PID Pump

Nella scheda di set up viene definito il nome di salvataggio delle acquisizioni, il tipo di fluido utilizzato per l’importazione delle proprietà da REFPROP (programma della NIST) e i valori limite raggiungibili monitorabili nella sezione “Alarms”. Per ogni parametro da monitorare vengono impostati due valori: superato il primo scatta l’allarme visualizzabile nel programma dall’indicatore posto nella sezione in alto a destra e la scheda “Alarms” diventa rossa; arrivati al secondo invece il programma viene stoppato automaticamente. Questo controllo è di fondamentale importanza per quanto riguarda le temperature dell’evaporatore per evitare che questo vada in crisi termica con conseguenti danni strutturali.

Come primo passo vanno impostati i valori di pressione e portata voluti e bisogna aspettare che questi si stabilizzino, condizione visualizzabile dai grafici, relativi a queste due proprietà, nelle apposite schede esposte nelle Figura 37-Figura 38.

Una volta aumentata la potenza l'acquisizione dei dati viene avviata una volta raggiunta la condizione di stazionarietà, controllabile dal grafico delle temperature nella scheda "layout". Tale condizione viene considerata raggiunta una volta che i valori di temperatura misurati dalle termocoppie non eccedono di ± 0.5 °C durante un intervallo di 3 minuti.

Per ogni test vengono registrate tra le 30 e le 40 acquisizioni ad intervalli di 0.6 secondi e vengono salvate in un file di testo. Successivamente tali valori vengono mediati e importati in un foglio di calcolo excel per l'analisi di tutti i parametri.

6.2 Risultati sperimentali

I principali parametri ottenuti tramite LABVIEW durante i test sono:

- T_{in_cond} [°C] – Temperatura in ingresso al condensatore (riportata in LABVIEW come T_{out} dell'evaporatore);
- T_{w_cond} [°C] – Temperatura sulla tredicesima riga della superficie alettata del condensatore (riportata in LABVIEW come Thb2);
- G [kg/h] – Portata di fluido;
- p_{in_eva} [bar] – Pressione del fluido in ingresso all'evaporatore (riportata in LABVIEW come p_{in});
- DP_{eva} [mbar] – Differenza di pressione all'interno dell'evaporatore (riportata in LABVIEW come DP);
- DP_{cond} [mbar] – Differenza di pressione all'interno del condensatore;
- W [W] Potenza fornita dal riscaldatore.

Per ottenere il valore della pressione in ingresso al condensatore è stata sottratta alla pressione in ingresso all'evaporatore la caduta di pressione all'interno di quest'ultimo:

$$p_{in_cond} = p_{in_eva} - DP_{eva} \quad (32)$$

Analogamente la pressione in uscita al condensatore è ricavata sottraendo a quella in entrata le cadute di pressione all'interno dello scambiatore:

$$p_{out_cond} = p_{in_cond} - DP_{cond} \quad (33)$$

La potenza effettiva dissipata con il circuito è stata calcolata come:

$$W_{net} = W - W_{loss} \quad (34)$$

Dove W_{loss} rappresenta la dissipazione di calore verso l'ambiente esterno.

In Tabella 7 vengono raggruppate le incertezze sulle misurazioni ottenute dai manuali dei singoli misuratori:

Tabella 7. Grado d'incertezza delle proprietà misurate

Misura	Grado d'incertezza
Pressione assoluta	± 0.08% Fondo Scala
Pressione differenziale	± 0.75% Fondo Scala
Temperatura	± 0.5 °C sulla lettura
Portata	± 0.1% sulla lettura

Sono stati portati avanti i test utilizzando i componenti del circuito esposti nel capitolo precedente e l'evaporatore A100-2-Ion ovvero quello con dimensioni 100x50 mm, con presenza di gap e con 47 microcanali longitudinali aventi larghezza pari 0.75 mm e spessore dei divisori pari a 0.25 mm.

Sono stati condotti circa 130 test con il fluido R245fa – con proprietà riportate in Tabella 8 (di cui 40 in monofase date le basse temperature di saturazione relative alle pressioni analizzate).

Tabella 8. Proprietà R245fa a pressione atmosferica

Fluido	ρ [kg/m ³]	c_p [kJ/kgK]	k [mW/mK]	λ [kJ/kg]	T_{sat} [°C]
R245FA	1364.9	1.30	91.193	196.05	15.14

Tali test sono stati effettuati con 7 diverse portate in massa, in due diverse condizioni operative:

- A pressione fissa con $p \cong 1.9 \text{ bar}$ a cui corrisponde una $T_{sat} = 31.88 \text{ °C}$;
- A pressione libera di variare raggiungendo valori di $p \cong 2.9 \text{ bar}$ ($T_{sat} = 44.52 \text{ °C}$).

I valori delle portate scelte sono stati dettati da una necessità di confronto con precedenti test svolti sulle altre configurazioni dell'evaporatore e sono: 17.8 kg/h; 20.5 kg/h; 23 kg/h; 26.9 kg/h; 35.5 kg/h; 53.7 kg/h; 71.2 kg/h.

Come era prevedibile in corrispondenza di portate basse il fluido di lavoro subisce il passaggio di fase anche per valori di potenza fornita dal riscaldatore non elevati. Nel dettaglio, si verifica la situazione per cui fino a 35.5 kg/h si ha flusso bifase entrante nel condensatore già al di sotto di potenze fornite pari a circa 100 W, mentre per le prove effettuate con portate pari a 53.7 kg/h e 71.2 kg/h è stato necessario fornire rispettivamente circa 200 W e 300 W.

Nei prossimi sottoparagrafi verranno riportate le prove sperimentali effettuate divise in base allo stato del fluido di lavoro entrante nello scambiatore analizzato.

6.2.1 Prove sperimentali monofase

Si riportano in Tabella 9 i valori ottenuti dalle prove sperimentali più significative effettuate in regime monofase.

Tabella 9. Risultati prove sperimentali monofase

TEST	\dot{m} [kg/h]	T_{in} [°C]	p_{in} [bar]	T_{sat} [°C]	T_{out} [°C]	p_{out} [bar]	T1 [°C]	T_{amb} [°C]
M1	17.8	29.99	2.17	35.67	26.36	2.12	27.46	25.84
M2	20.5	28.03	2.03	33.82	25.15	1.98	26.26	24.33
M3	20.5	31.03	2.19	35.96	25.68	2.16	26.81	25.11
M4	23.0	30.07	2.18	35.90	25.78	2.14	25.63	25.28
M5	26.9	30.29	2.19	36.01	26.75	2.14	27.84	26.11
M6	35.5	30.53	2.18	35.87	26.66	2.12	27.69	26.16
M7	53.7	31.00	2.17	35.68	26.18	2.10	27.29	25.09
M8	71.2	34.21	2.44	39.15	26.45	2.33	27.22	25.14

I valori riportati in Tabella 9 corrispondono a:

- \dot{m} : Portata di fluido impostata nel circuito;
- T_{in} : Temperatura in ingresso allo scambiatore;
- p_{in} : Pressione in ingresso allo scambiatore;
- T_{sat} : Temperatura di saturazione relativa alla pressione in ingresso;
- T_{out} : Temperatura di uscita dallo scambiatore;
- p_{out} : Pressione in uscita allo scambiatore;
- T1: Temperatura misurata dalla termocoppia posta sulla superficie alettata tra l'undicesimo e dodicesimo canale ad una distanza di 9 cm dal collettore superiore;
- T_{amb} : Temperatura ambientale.

In tutte le prove lo scambiatore ha assolto la sua funzione di riportare il fluido nelle condizioni operative richieste all'ingresso dell'evaporatore. In particolare, dall'acquisizione dei campi di temperatura tramite termocamera (Figura 39, Figura 40, Figura 41 e Figura 42), si può notare come lo scambio effettivo riguardi solo le prime file discendenti dei canali dello scambiatore.

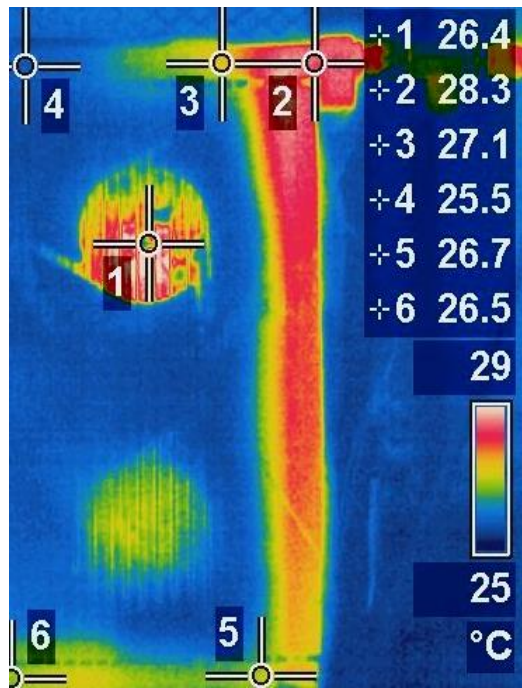


Figura 39. Campi di temperatura test M3

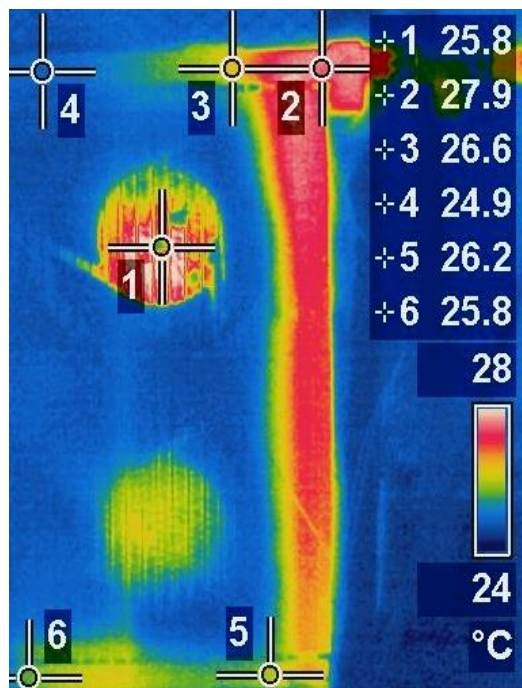


Figura 40. Campi di temperatura test M4

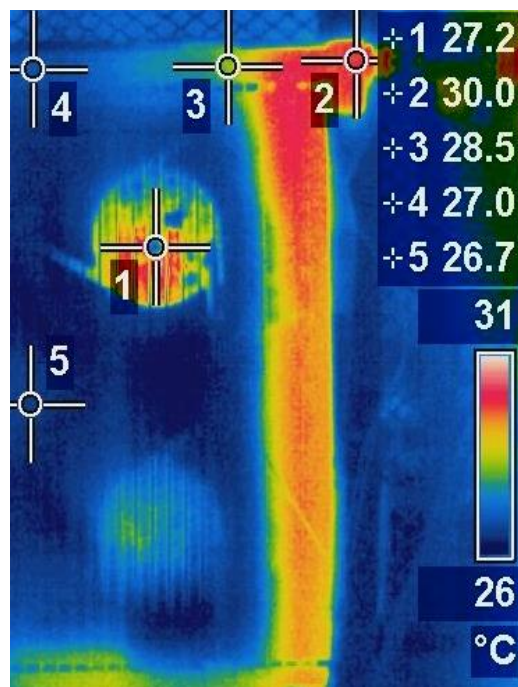


Figura 41. Campi di temperatura test M7

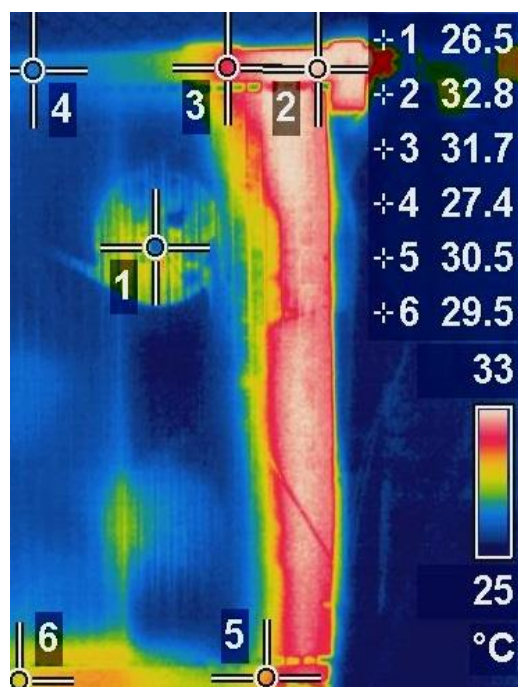


Figura 42. Campi di temperatura test M8

Nelle Figura 39, Figura 40, Figura 41 e Figura 42, sono riportate le immagini acquisite tramite termocamera con focus nella prima metà dello scambiatore per quattro delle prove sopra riportate (Tabella 9). Dalle immagini è possibile visualizzare chiaramente l'effetto delle ventole posizionate nella parte posteriore del condensatore. Questo potrebbe essere dovuto a motivi di trasparenza attraverso le fessure tra la superficie alettata e quindi di una non perfetta calibrazione della termocamera in quei punti. Per avere un riscontro sulle misure è stato posizionato il puntatore 1 nella posizione della termocoppia fissata con pasta termica sulla superficie alettata. I valori acquisiti dalla termocamera in quel punto e dalla

termocoppia tramite LABVIEW sono quindi stati confrontati ed è stato verificato un errore massimo relativo inferiore al 3%. Tale valore è considerabile accettabile considerando gli errori intrinseci nei due strumenti. I puntatori 2, 3 e 4 sono posizionati sulla superficie del collettore superiore rispettivamente all'ingresso, dopo il primo setto divisore e dopo il secondo setto divisore.

Dalle prove effettuate è evidente come anche per le portate più alte in gioco sono necessari solo i primi 4 canali discendenti per garantire la dissipazione del calore e ottenere in uscita valori di temperatura prossimi a quella ambientale.

6.2.2 Prove sperimentali bifase

Aumentando la potenza fornita tramite il riscaldatore è stato possibile effettuare le prove in regime bifase. In Figura 43 si può vedere l'inizio dello sviluppo delle bolle di fase gassosa, all'interno del liquido, nell'evaporatore a micro-canali.



Figura 43. Inizio ebollizione forzata nell'evaporatore

Durante le prove è sempre stato monitorato visivamente lo stato del fluido in ingresso al condensatore tramite il tubo trasparente che unisce la sezione d'uscita dell'evaporatore a quella d'ingresso del condensatore.

Per la valutazione dello stato del fluido in ingresso al condensatore è stato quindi calcolato il titolo di vapore in uscita dall'evaporatore con la seguente formula:

$$x = \frac{dh}{\lambda_{out_eva}} \quad (35)$$

Con λ_{out_eva} calore latente di evaporazione calcolato con i valori dell'entalpia di saturazione della fase liquida e gassosa corrispondenti ai valori di pressione in uscita dell'evaporatore:

$$(\lambda_{out_eva} = h_{sat,f} - h_{sat,g}) \quad (36)$$

e dh ricavato dal seguente bilancio:

$$dh \cdot \dot{m} = W_{net} - \dot{m} \cdot cp_{in} \cdot \Delta T \quad (37)$$

con:

\dot{m} portata di fluido di lavoro;

W_{net} potenza fornita dal riscaldatore all'evaporatore calcolata in (36);

cp_{in} calore specifico del fluido ricavato da REFPROP considerando la pressione in ingresso all'evaporatore;

ΔT differenza di temperatura tra il valore di saturazione relativo alla pressione in uscita dall'evaporatore e la temperatura del fluido in ingresso a questo ($\Delta T = T_{sat_out} - T_{in}$).

I valori massimi raggiunti sono inferiori a $x=0.7$ poiché per valori superiori i test sono stati interrotti a causa del rischio di crisi termica nell'evaporatore.

Le uniche prove in cui è stato possibile acquisire dati per la massima potenza fornita (pari a circa 1600 W) sono state quelle con le 2 portate più alte come si può vedere in Tabella 10:

Tabella 10. Massime potenze raggiunte nelle prove sperimentali bifase

\dot{m} [kg/h]	17.8	20.5	23	26.9	35.5	53.7	71.2
p=1.9 bar	800 W	1000 W	900 W	1100 W	1300 W	1600 W	1600 W
p variabile	900 W	1000 W	1000 W	1200 W	1400 W	1600 W	1600 W

In Figura 44 si riporta un grafico di confronto tra i valori di potenza netta in funzione della temperatura di parete nell'evaporatore tra le prove a pressione fissata e a pressione variabile. La temperatura di riferimento è stata calcolata considerando la media della temperatura di parete in relazione alla temperatura ambientale:

$$T_{rif} = \frac{T_{w1} + T_{w1}}{2} - T_{amb} \quad (38)$$

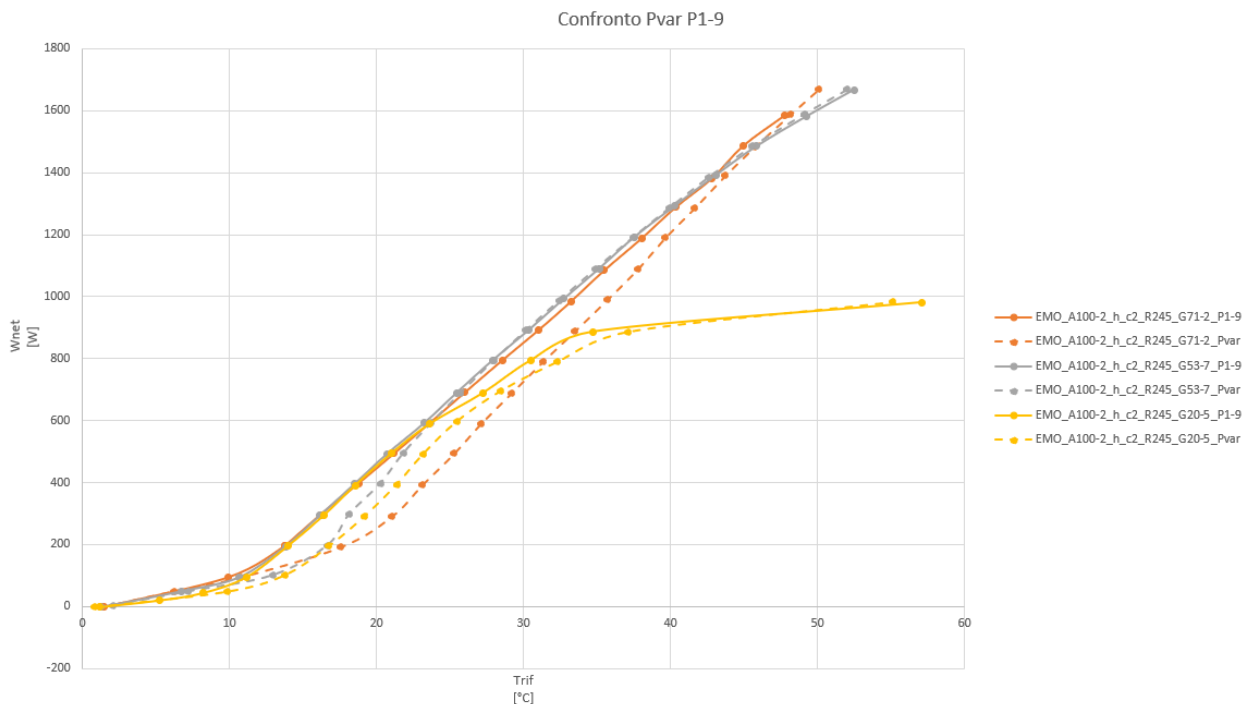


Figura 44. Confronto tra prove a pressione fissa e variabile

Sono state riportate le prove corrispondenti ai due valori di portata maggiore (53.7 kg/h e 71.2 kg/h) e le prove corrispondenti alla portata 20.5 kg/h (pari a circa 0.0057 kg/s).

Nelle curve relative alla portata inferiore sono facilmente visualizzabili le tre fasi del flusso:

- Liquido monofase: le curve sono piatte dovute all'aumento iniziale della temperatura di parete fino a portarsi a valori prossimi a quelli di saturazione;
- Miscela bifase: le curve hanno una pendenza ripida dovuta allo stabilizzarsi della temperatura di parete alla temperatura di saturazione
- Zona di dry-out: le curve tornano ad appiattirsi a causa del brusco aumento delle temperature.

Le prime due zone sono comuni anche alle curve con portata maggiore mentre l'ultima è visualizzabile solo nel caso di portata pari a 20.5 kg/h.

Sono state poi monitorate le perdite di carico all'interno del condensatore. Tali valori sono accettabili, infatti il valore più alto ottenuto è stato in corrispondenza della portata in massa maggiore (71.2 kg/h) ed è pari a $\Delta p = 218 \text{ mbar}$.

In Figura 45 sono riportati gli andamenti delle cadute di pressione per le portate pari a 26.9 kg/h e 53.7 kg/h nelle due diverse condizioni operative (a pressione fissata e a pressione variabile).

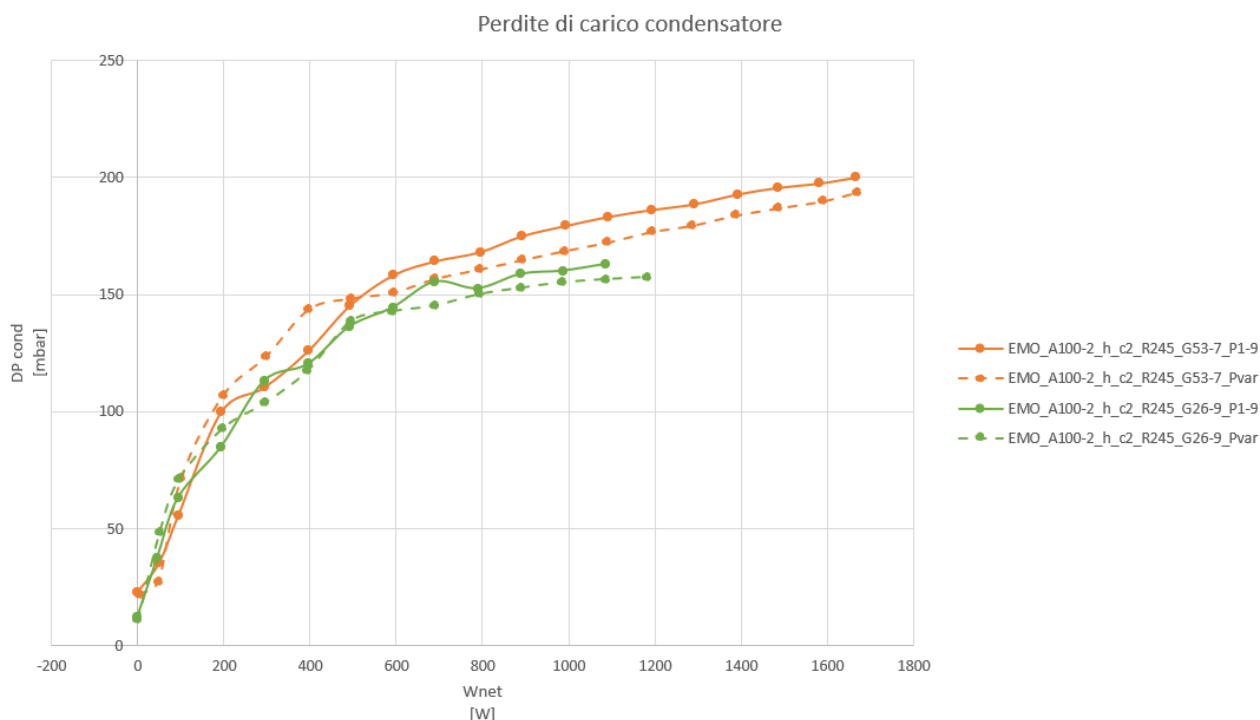


Figura 45. Perdite di carico nel condensatore

Anche in questo caso si riportano in Tabella 11 e nelle Figure 46-49 solo alcuni test condotti in regime bifase, in particolare si riportano dei test condotti a potenze massime per le portate analizzate:

Tabella 11. Risultati prove sperimentali bifase

TEST	\dot{m} [kg/h]	T_{in} [°C]	p_{in} [bar]	T_{out} [°C]	p_{out} [bar]	T_{circ} [°C]	T1 [°C]	T_{amb} [°C]
B1	17.8	33.26	2.26	27.48	2.13	27.53	32.35	26.85
B2	20.5	35.23	2.41	26.86	2.26	26.94	34.45	26.05
B3	23.0	34.14	2.36	27.16	2.21	27.20	33.71	26.08
B4	26.9	34.80	2.40	30.20	2.24	29.42	34.17	26.96
B5	35.5	35.85	2.50	31.59	2.33	30.82	35.27	27.68
B6	53.7	36.84	2.59	32.36	2.39	31.79	35.94	26.81
B7	71.2	40.69	2.90	29.00	2.72	29.18	39.34	26.82

I valori riportati in Tabella 11 corrispondono a:

- \dot{m} : Portata di fluido impostata nel circuito;
- T_{in} : Temperatura in ingresso allo scambiatore;
- p_{in} : Pressione in ingresso allo scambiatore;
- T_{out} : Temperatura di uscita;
- p_{out} : Pressione in uscita allo scambiatore;
- T_{circ} : Temperatura in ingresso all'evaporatore;
- T1: Temperatura misurata dalla termocoppia posta sulla superficie alettata tra l'undicesimo e dodicesimo canale ad una distanza di 9 cm dal collettore superiore;
- T_{amb} : Temperatura ambientale.

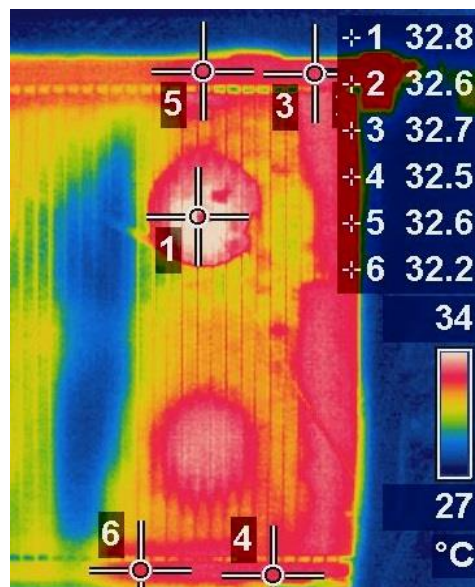


Figura 46. Campi di temperatura test B1

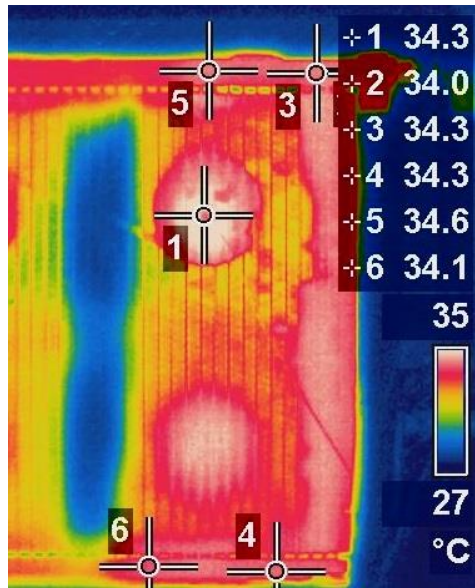


Figura 47. Campi di temperatura test B5

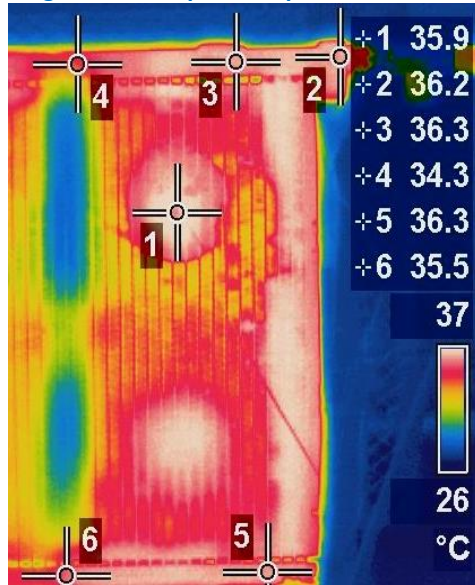


Figura 48. Campi di temperatura test B6

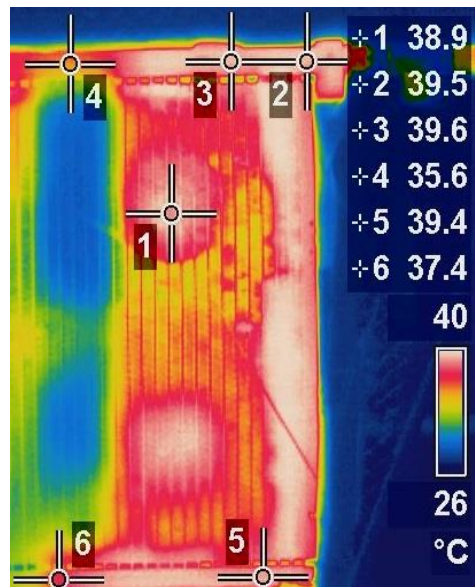


Figura 49. Campi di temperatura test B7

Come era prevedibile dai campi di temperatura si può visualizzare come per potenze e portate maggiori il condensatore abbia bisogno di più superficie per dissipare il calore richiesto.

Come si può analizzare in maniera più evidente in Figura 50 le immagini acquisite tramite termocamera presentano uno strano fenomeno di visualizzazione delle temperature in corrispondenza rispettivamente degli ultimi due fasci di canali ascendenti. Questo fenomeno potrebbe essere dovuto ad una maldistribuzione del fluido all'interno dello scambiatore o a problemi di acquisizione dovuti a fenomeni di trasparenza nelle zone evidenziate.

Per analizzare meglio questi fenomeni è necessario in futuro applicare fori all'interno dello scambiatore per poter immettere un valore adeguato di termocoppie al suo interno.

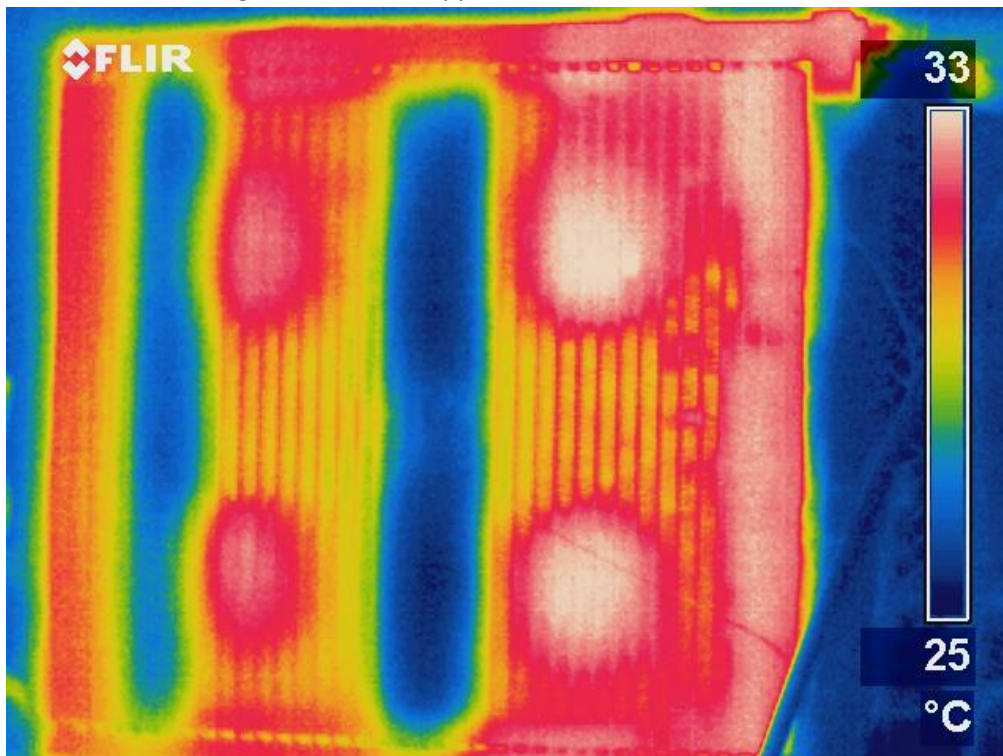


Figura 50. Campi di temperatura sull'intera superficie del condensatore

Durante la totalità delle prove effettuate, il condensatore ha assolto completamente la sua funzione per portate fino a 23 kg/h (corrispondenti a circa 0.0064 kg/s) mentre per portate superiori si inizia a notare la presenza di fase gassosa in uscita dal condensatore già da potenze immesse pari a 500 W. In ogni caso in tutte le prove il condensatore è stato in grado di dissipare il calore necessario a riportare il fluido di lavoro nelle condizioni operative in ingresso all'evaporatore. La presenza della fase gassosa in uscita, quindi, potrebbe essere dovuta ad una depressione locale all'interno del tubo di uscita.

Anche tale condizione andrà verificata aggiungendo più misuratori di temperatura e pressione all'interno del condensatore presente in laboratorio in modo da poter verificare le condizioni locali al suo interno.

7 Prove sperimentali su auto elettrica

In questa sezione verranno illustrate le prove sperimentali effettuate sul condensatore una volta posizionato sull'auto elettrica.

L'auto elettrica è fornita da ENEA ed è di proprietà di ENEA stessa. L'ente ha provveduto all'assemblaggio dei vari componenti utili per le prove sperimentali. In particolare, nelle Figure 51-54 è possibile osservare auto elettrica predisposta e i vari componenti presenti.



Figura 51. Vista d'insieme dell'auto elettrica ENEA

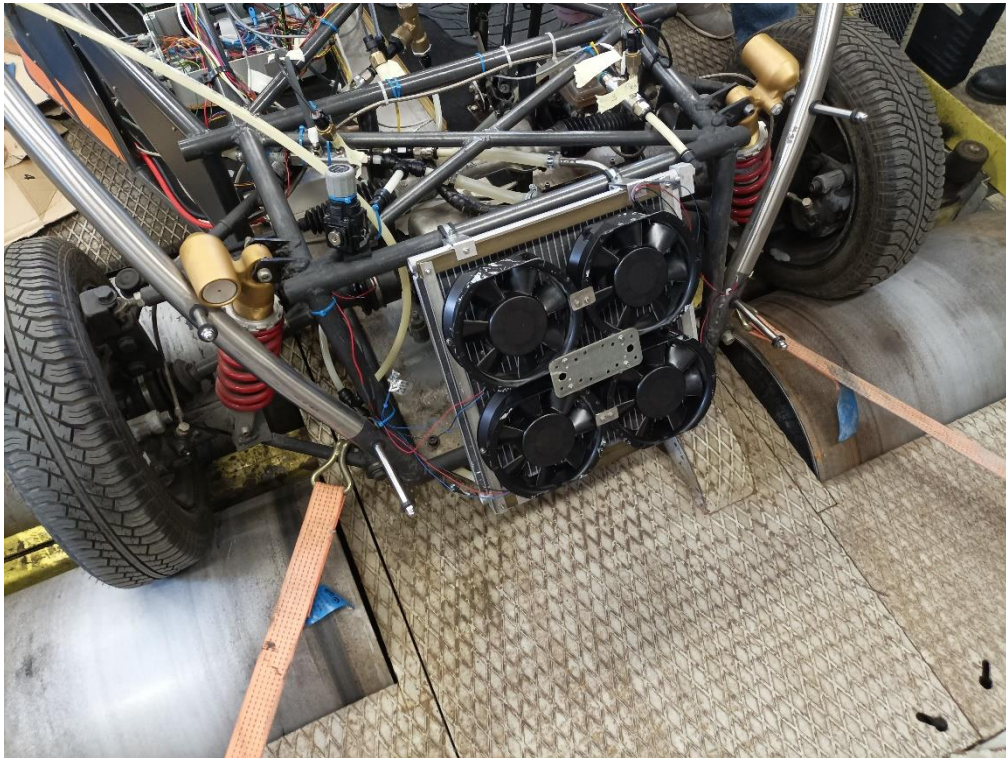


Figura 52. Particolare del condensatore e delle relative ventole

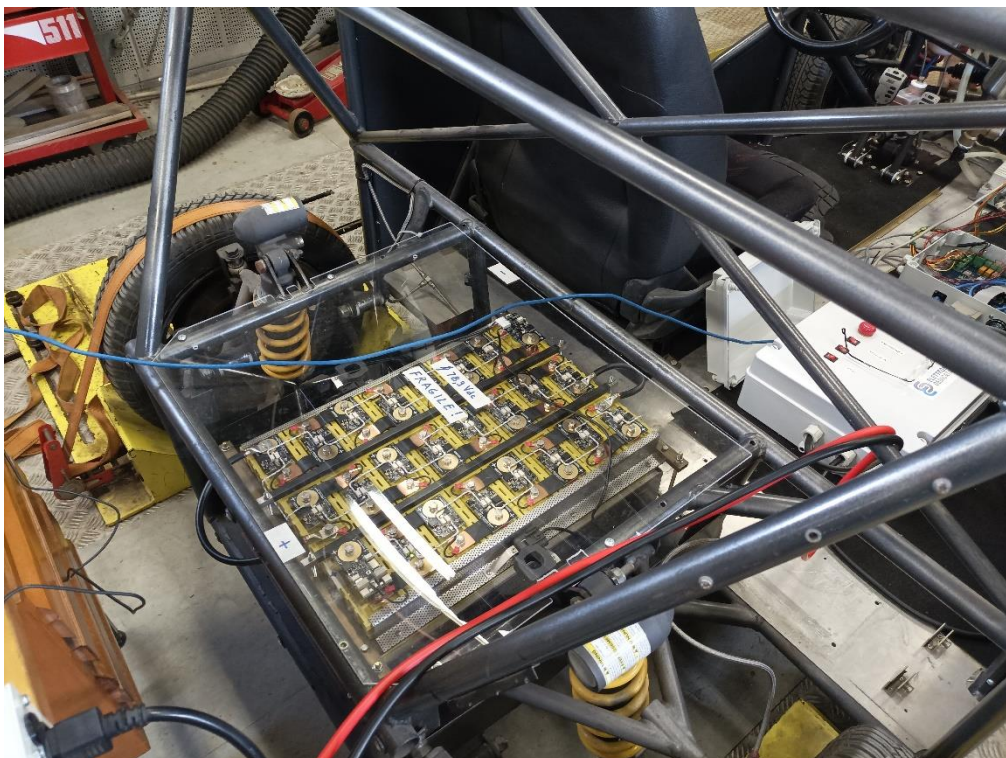


Figura 53. Pacco batterie

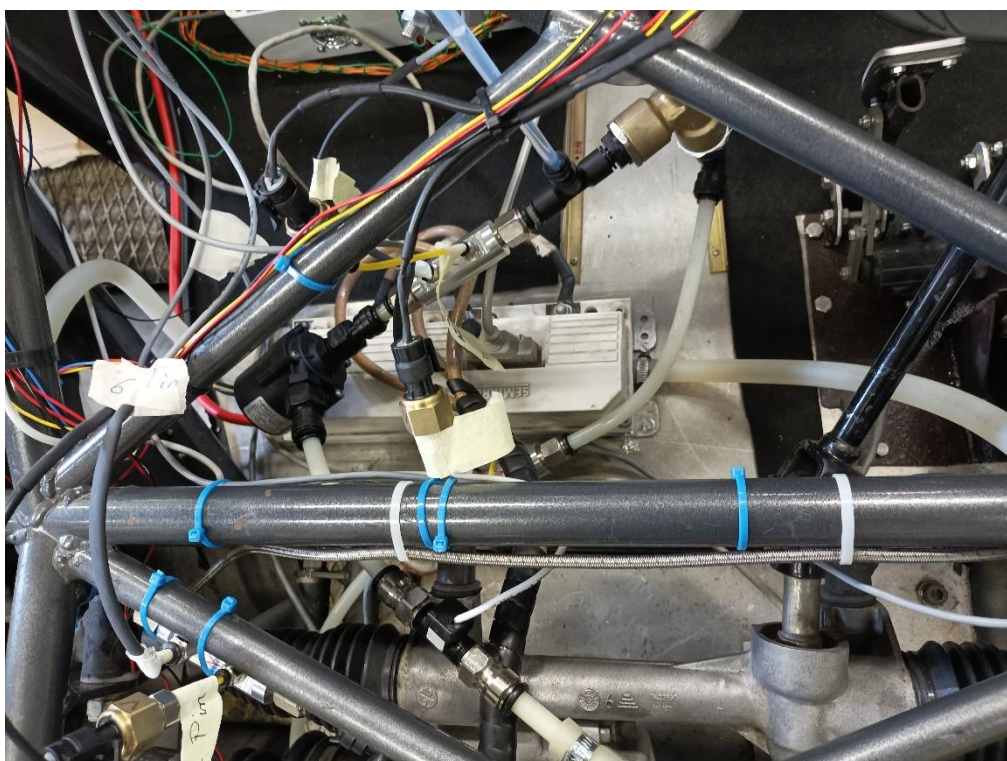


Figura 54. Evaporatore posizionato sull'inverter

Sono stati posizionati sensori di pressione, flussimetri, anemometri e termocoppie per il controllo di tutte le grandezze agenti nel sistema. Particolare attenzione si è posta sul posizionamento di termocoppie aggiuntive in corrispondenza del componente condensatore, come mostrato nelle Figure 55-57.

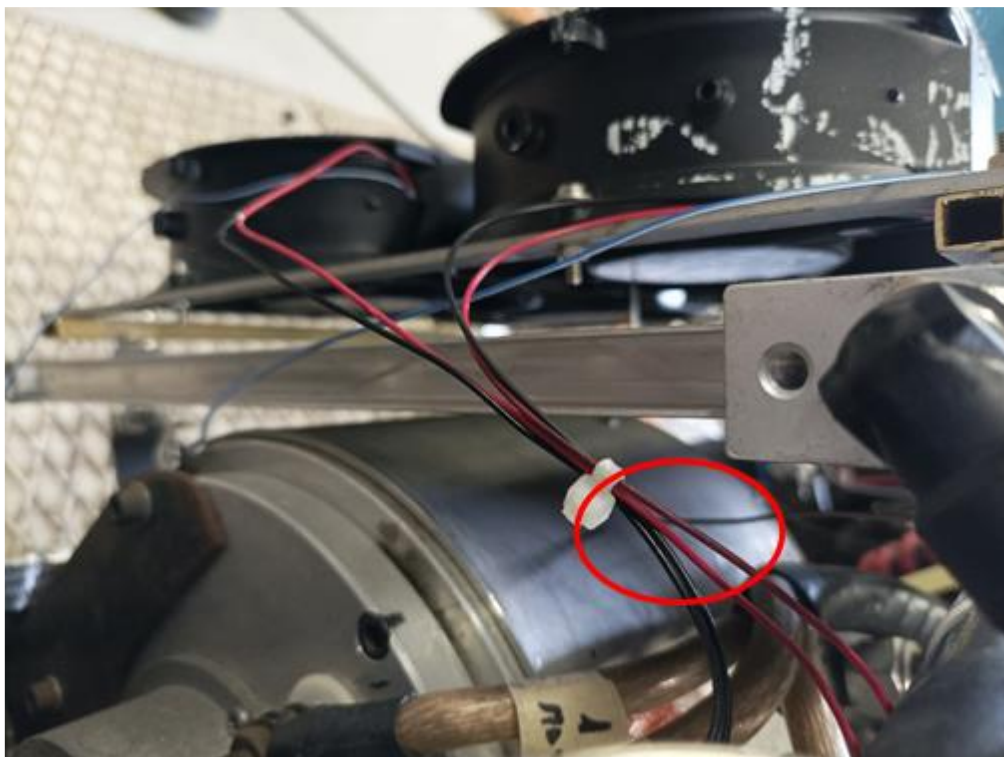


Figura 55. Particolare del posizionamento di una termocoppia



Figura 56. Particolare del posizionamento di una termocoppia



Figura 57. Particolare del posizionamento di una termocoppia

È stato inizialmente testato il sistema ad alta potenza nelle condizioni di ebollizione in convezione forzata (flow boiling), ponendo una attenzione sulla massima temperatura di funzionamento dell’inverter e sulla massima temperatura raggiunta dal motore elettrico.

In questo sistema sperimentato costruito, il sistema di raffreddamento bifase ha superato con successo i test di funzionamento, sia in condizioni stazionarie che dinamiche.

Il sistema di cooling è stato quindi testato in condizioni di funzionamento reale, simulando le condizioni di marcia su strada. La velocità di marcia è stata impostata costante e pari a 10 km/h con una coppia frenante di 10 Nm. La temperatura ambiente misurata nelle prove è stata pari a 16 °C, mentre la corrente circolante nell’inverter è stata misurata pari a 140 A con una potenza termica da smaltire di circa 1092 W. Le prove eseguite e i corrispettivi valori di temperatura misurati sono riportati in Tabella 12:

Tabella 12. Risultati prove sperimentali su auto elettrica

Portata[l/m]	Temperatura misurata [°C]
0.33	43.0
0.60	40.8
1.00	31.3

A parità di carico termico imposto ovvero dissipato, all’aumentare della portata si riscontrano temperature minori dell’inverter. Il sistema di raffreddamento bifase si è ben comportato con diversi carichi termici da dissipare mantenendo la temperatura ben al di sotto dei limiti tecnici.

Si prevedono ulteriori test nel prossimo periodo estivo per verificare la capacità di smaltimento alle temperature più elevate intorno a 40°C, in quanto la temperatura ambientale ha sicuramente un impatto significativo sul sistema.

8 Conclusioni

Il lavoro del seguente report è diviso in due parti principali: la prima riguardante il dimensionamento di uno scambiatore e la seconda incentrata sulle prove sperimentali in laboratorio dello scambiatore stesso.

Nella prima parte, vengono dapprima calcolati i coefficienti di scambio termico convettivi esterni ed interni e poi viene analizzato il dimensionamento dello scambiatore.

Dall’analisi locale della temperatura e del titolo del vapore che fluisce all’interno del condensatore, per le varie portate nominali utilizzate nelle prove sperimentali, è emerso che la superficie bagnata esterna necessaria per la completa condensazione del vapore risulta decisamente minore rispetto a quella effettivamente disponibile nelle prove sperimentali.

Nella seconda parte vengono svolte alcune prove sperimentali sullo scambiatore stesso. Viene descritto il circuito sperimentale analizzato – E.MO.T.I.CON.S - e gli strumenti di misura utilizzati per l’acquisizione dei parametri di interesse.

Vengono eseguite prove sia in monofase che in bifase e viene estratta la temperatura come parametro di controllo delle prove. Vengono inoltre prodotti dei campi di temperatura attraverso la termografia, per validare e studiare nel dettaglio i fenomeni coinvolti.

Inoltre, è stato testato il condensatore bifase in configurazione finale, cioè installato sull’auto elettrica. Sono state variate le portate d’ingresso del refrigerante e si è misurata la temperatura raggiunta. Anche in queste condizioni il condensatore ha svolto il suo compito.

9 Riferimenti bibliografici

1. Collier J., Thome J. R. Convective boiling and condensation.
2. Hewitt G.F., Shires G.L., Bott T.R. Process heat transfer.
3. Fronk B., Zada K. Evaluation of Heat and Mass Transfer Models for Sizing Low- Temperature Kalina Cycle Microchannel Condensers, *Journal of Energy Resources Technology* 139 (2017).
4. Del Col D., Cavallini A., Thome J.R. Condensation of Zeotropic Mixtures in Horizontal Tubes: New Simplified Heat Transfer Model Based on Flow Regimes, *Journal of Heat Transfer* 127 (2005).
5. Wang W., Radcliff T., Christensen R. A condensation heat transfer correlation for millimeter-scale tubing with flow regime transition, *Experimental Thermal and Fluid Science* 26 (2002).
6. Webb R.L., Lee H. "Braze Aluminum condensers for residential air conditioning". In: *J. Enhanc. Heat Transfer*, pp 1-13, (2001).
7. IEA - CO₂ Emissions from Fuel Combustion, (2020).
8. E. H. Wakefield, *History of the Electric Automobile – Hybrid Electric Vehicles*, SAE International, (1998).
9. C. D. Anderson, J. Anderson, *Electric and hybrid cars: a history*, North Carolina: McFarland & Company, (2010).
10. IEA - Global EV Outlook 2020 pp.39-43, (2020).
11. V. Naso, F. Orecchini, F. Zuccari, E. Bocci, *Dispense del corso di Sistemi Energetici I*, Ingegneria Energetica, La Sapienza, cap. Sistemi energetici per la mobilità, pp. 26-38, (2015).
12. K.V. Vidyanandan, *Overview of Electric and Hybrid Vehicles*, (2018).
13. C. C. Chan, "The state of the art of electric and hybrid vehicles", *IEEE*, vol. 90, no. 2, pp. 247-275, (2002).
14. N. Mohan, T. M. Undeland, W. P. Robbins, *Elettronica di potenza – convertitori e applicazioni*, Hoepli, pp 15-33, (2005).
15. R. E. Simons, *Microelectronics cooling and SEMI-THERM: A look back*, *Proceedings of 1994 IEEE/CHMT 10th Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium (SEMI-THERM)*. IEEE, (1994).
16. J. G. Collier, J. R. Thome, *Convective Boiling and Condensation*, Oxford Science Publications, (1994).
17. S.S. Mehendale, A.M. Jacobi, R.K. Shah, "Fluid Flow and Heat Transfer at Micro- and Meso-Scales With Application to Heat Exchanger Design." *ASME. Appl. Mech. Rev.* July 2000; 53(7), pp. 175–193, (2000).
18. S.G. Kandlikar, "Experimental Thermal and Fluid Science", Vol. 26, Issues 2–4, pp. 389-407, (2002).
19. B. Palm, *Heat Transfer in Microchannel*, *Proceedings of Heat Transfer and Transport Phenomena in Microchannel*, Begell House Inc., pp. 54-64, (2000).
20. F. W. Dittus and L. M. K. Boelter, "Heat Transfer in Automobile Radiators of Tubular Type" *Berkeley Univ. California. Publ. Eng.* pp. 443–461, (1930).
21. V. Gnielinski, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow," *Int. Chemical Engineering*, 16, pp.359-368, (1976).
22. G. Caruso, *dispense del Corso di Advanced Heat and Mass Transfer*, Ingegneria Energetica, La Sapienza, cap. 29, (2017).
23. S. G. Kandlikar "Handbook of Phase Change Boiling and Condensation," Taylor & Francis (1999).

24. F. Blangetti, R. Krebs, VDI Heat Atlas – Film condensation of pure vapours, Springer, cap. Ja, pp. 2-12, (1993).
25. L. A. Bromley, Heat transfer in stable film boiling. *Chern. Engng, Prog.*, 46, 221-227, (1950).
26. W. M. Rohsenow, J. H. Webber, A. T. Ling, Effect of vapour velocity on laminar and turbulent film condensation, *Trans. ASME*, 78, 1 637-1643, (1956).
27. J. C. Y. Koh, E. M. Sparrow, J. P. Hartnett, The two-phase boundary layer in laminar film condensation, *Int. J. Heat Mass. Transfer*, 2, 69-82, (1961).
28. M. Ishii, M. A. Grolmes, Inception Criteria for Droplet Entrainment in Two-Phase Concurrent Film Flow, *AIChE* vol. 21, p. 315, (1975).
29. F.G. Carpenter, A. P. Colburn, The effect of vapour velocity on condensation inside tubes, Newark, Del.: university of Delawer, pp. 20-26, (1951).
30. G. Caruso, dispense del Corso di Advanced Heat and Mass Transfer, *Ingegneria Energetica, La Sapienza*, cap. 30, (2017).
31. J. R. Thome, *Engineering Data Book III*, Wolverine Tube, Inc., (2010).
32. 3M, Novec 7100 Engineered Fluid Product Information, (2014).
33. 3M, Novec 7000 Engineered Fluid Product Information, Data sheet. (2020).
34. Ismatec, “Operating manual MCP-Z Standard.”
35. G. Electric, “PTX 600 Series.”
36. Flir Systems, *Thermacam S60 Operator’s manual*.
37. Siemens, “Sitrans F C Mass 2100 Di 3-40,” *Process Eng.*, (1990).
38. RS PRO, *AVM-09 Anemometro a flusso, scheda tecnica*.

Fabio Nardecchia

Dipartimento DIAEE Sapienza, via Eudossiana 18, 00184, Roma

Nato a Roma nel 1977, è tecnico di laboratorio presso il dipartimento di Ingegneria Astronautica, Elettrica ed Energetica (DIAEE). È stato assegnista di ricerca Post-Doc presso il dipartimento di Ingegneria Astronautica, Elettrica ed Energetica (DIAEE) dal 2016 al 2020. Laureato in Ingegneria Astronautica (2009) e Dottore di Ricerca in Energia e Ambiente (2016). Docente per il corso di Technical Systems per il Corso di Laurea in Architettura Restauro. Ha svolto supporto alla didattica per i corsi di Aerodinamica, Gasdinamica, Fisica Tecnica, Edifici Ecosostenibili e Progettazione delle Smart Cities. Autore di oltre 30 lavori pubblicati su riviste e congressi nazionali ed internazionali. È referee per importanti congressi e riviste scientifiche internazionali. Titolare di consulenze e collaboratore per vari contratti di ricerca nell'ambito della diagnosi energetica, dell'efficienza energetica, della normativa, della pianificazione e della conversione energetica.

Alessandro Quintino

Dipartimento DIAEE, Sapienza, via Eudossiana 18, 00184, Roma

Ingegnere aeronautico e dottore di ricerca in Fisica Tecnica, è Ricercatore a Tempo Determinato di tipologia B (SC 09/C2 ssd ING-IND/10) presso il Dipartimento di Ingegneria Astronautica, Elettrica ed Energetica dell'Università degli Studi di Roma Sapienza. Autore di oltre 50 lavori scientifici su riviste di rilevanza internazionale, svolge attività di ricerca nell'ambito della termodinamica applicata, della trasmissione del calore per convezione naturale e forzata in fluidi puri, miscele e nanofluidi, dell'ottimizzazione energetica degli impianti termotecnici.

Fabio Bisegna

Dipartimento DIAEE, Sapienza, via Eudossiana 18, 00184, Roma

Ingegnere meccanico, Dottore di Ricerca e Professore di II fascia presso il DIAEE, SAPIENZA Università di Roma. Membro del Collegio del Dottorato di Ricerca in Energia e Ambiente. Membro dell'Istituto Conservazione e Valorizzazione Beni Culturali (ICVBC) del CNR. Autore di circa 170 lavori pubblicati su riviste e congressi nazionali ed internazionali. È referee per congressi e riviste scientifiche internazionali. Associate Editor del Journal of Cultural Heritage (Elsevier) e dell'International Journal of Photoenergy. Partecipa attivamente a gruppi di ricerca nazionali e internazionali finanziati e/o sostenuti da CNR, ENEA, MIUR, IEA. È membro di Comitati Organizzativi e Tecnici di Conferenze Nazionali e Internazionali (AEIT, IEEE, IBPSA, CIE). Attualmente, nell'ambito della ricerca, si occupa degli aspetti visivi, non visivi ed energetici associati alla radiazione luminosa naturale e/o artificiale, con sviluppi in ambito fotobiologico e della sicurezza per la popolazione e per i lavoratori. Si occupa inoltre di aspetti connessi con lo sviluppo delle smart cities per le tematiche relative all'energia, al comfort e alla sicurezza.