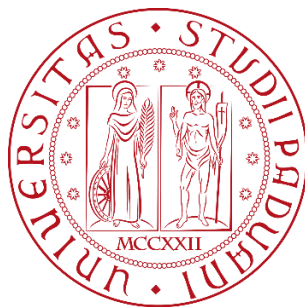




UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA
SCUOLA DI INGEGNERIA

Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali

TESI DI LAUREA SPECIALISTICA IN INGEGNERIA
DELL'INNOVAZIONE DEL PRODOTTO

*MISURA SPERIMENTALE DEI COEFFICIENTI DI SCAMBIO
TERMICO LOCALE NELLA CONDENSAZIONE E VAPORIZZAZIONE
DI R404A, R290 (PROPANO) E R1270 (PROPILENE) IN UNO
SCAMBIATORE DI CALORE A PIASTRE SALDOBRASATE*

Relatore: Ch.mo Prof. Giovanni Antonio Longo

Laureando: Francesco Conte

Anno accademico: 2021/2022

INDICE

INDICE	1
INTRODUZIONE.....	3
1 I FLUIDI FRIGORIGENI	5
1.1 I fluidi HFC	5
1.2 Tossicità e infiammabilità	6
1.3 Gli idrocarburi	7
1.4 Fattori da considerare nella selezione dei fluidi frigorigeni.....	7
1.5 R404A, R290, R1270: applicazioni e proprietà	9
2 SCAMBIATORI A PIASTRE.....	11
2.1 Generalità	11
2.2 Scambiatori a piastre a guarnizione GPHE	14
2.3 Scambiatori a piastre saldobrasate BPHE	15
2.4 Parametri geometrici delle piastre	15
2.5 Prestazioni in funzione dell'angolo β	16
3 CONDENSAZIONE.....	21
3.1 Introduzione.....	21
3.2 Fondamenti teorici sulla condensazione.....	21
3.3 Il modello di Nusselt	22
3.4 Modello di Yan.....	25
3.5 Modello di Longo.....	28
4 VAPORIZZAZIONE.....	33
4.1 Introduzione.....	33
4.2 Pool boiling	33
4.3 Ebollizione in convezione forzata (flow boiling).....	36
4.4 Il modello di Cooper.....	39
4.5 Modello di Gorenflo.....	40
4.6 Modello di Longo.....	40
4.7 Modello di Amalfi	43

5	APPARATO SPERIMENTALE DI MISURA ED ELABORAZIONE DEI DATI	45
5.1	Descrizione dell'impianto	46
5.1.1	Circuito del fluido frigorigeno	47
5.1.2	Circuiti dell'acqua e dell'acqua e glicole.....	50
5.1.3	Scambiatore a piastre (BPHE)	51
5.1.4	Software acquisizione e monitoraggio dei dati	56
5.2	Descrizione delle prove	58
5.3	Elaborazione dei dati	58
5.4	Cenni a lavori simili presenti in letteratura	74
5.4.1	Kabelac et al. [23, 24]	74
5.4.2	Sarraf et al.	77
5.4.3	Miyara et al.	79
6	ANALISI DEI RISULTATI SPERIMENTALI	81
6.1	Risultati in condensazione per l'R404A.....	81
6.2	Risultati in condensazione per l'R290.....	87
6.3	Risultati in condensazione per l'R1270.....	92
6.4	Analisi dei risultati in condensazione.....	97
6.5	Risultati in vaporizzazione per l'R404A	100
6.6	Risultati in vaporizzazione per l'R290	105
6.7	Risultati in vaporizzazione per l'R1270	110
6.8	Analisi dei risultati in vaporizzazione	115
	CONCLUSIONI.....	119
	LEGENDA.....	121
	Riferimenti	123

INTRODUZIONE

Il primo scambiatore a piastre venne sviluppato alla fine del diciannovesimo secolo per il trattamento di pastorizzazione del latte. Si trattò quindi di un'invenzione nata dalla necessità di scambiare calore tra due liquidi in ambito alimentare. Da allora le condizioni operative e le prestazioni di questa tipologia di scambiatori sono continuamente migliorate. Al giorno d'oggi, inoltre, il loro utilizzo è stato esteso anche nel campo degli scambi termici tra fluidi in cambiamento di fase. Più precisamente, la loro compattezza e le loro elevate prestazioni li rendono adatti per essere impiegati come condensatori o evaporatori in molti sistemi di refrigerazione e di condizionamento dell'aria. Tuttavia sono ancora in fase di sviluppo procedure di calcolo affidabili ed efficaci per la progettazione degli scambiatori a piastre in cambiamento di fase.

Sempre di più negli ultimi anni, i problemi legati al riscaldamento climatico e al costo dell'energia stanno spingendo verso il miglioramento delle tecnologie esistenti e verso la ricerca di soluzioni alternative. Per quanto riguarda gli scambiatori a piastre, questo si traduce sia nella ricerca di fluidi frigorigeni più performanti e con un basso impatto ambientale, che nello studio dei meccanismi di scambio termico in cambiamento di fase.

In tal senso, la conoscenza dei coefficienti di scambio termico locali è di enorme importanza per migliorare la progettazione degli scambiatori di calore ed elaborare modelli di calcolo sempre più accurati. Questo è ancora più vero se si parla di condensatori ed evaporatori, dove i coefficienti di scambio dipendono fortemente dal titolo di vapore e dai meccanismi di scambio termico locale.

Detto questo, sebbene in letteratura sia possibile trovare numerosi dati sugli scambi termici monofase e bifase per vari tipi di fluido frigorigeno, rimane comunque ancora molto lavoro da fare in ambito di ricerca. Gran parte dei dati sperimentali infatti riguarda i coefficienti di scambio medi, riferiti all'intera superficie di scambio. Solo un ristretto gruppo di recenti pubblicazioni fornisce informazioni utili sui coefficienti di scambio locali lungo la piastra. Il motivo principale sta nella difficoltà di misurare i parametri di scambio termico locali all'interno di uno scambiatore a piastre, soprattutto se queste sono saldobrasate assieme.

L'obiettivo di questa tesi è quindi quello di ricavare sperimentalmente, i coefficienti di scambio termico locali, in condensazione e vaporizzazione, di tre diversi fluidi frigorigeni (R404A, R290, R1270), all'interno di uno scambiatore a piastre saldobrasate.

1 I FLUIDI FRIGORIGENI

In questo capitolo verrà fatta una panoramica sui fluidi frigorigeni. Si parlerà nello specifico degli idrofluorocarburi e degli idrocarburi, ovvero le due categorie a cui appartengono i tre fluidi oggetto delle prove sperimentali di questa tesi.

1.1 I fluidi HFC

Gli idrofluorocarburi sono composti chimici di origine sintetica e contengono atomi di carbonio, fluoro e idrogeno. Le proprietà di queste sostanze, date dal legame tra carbonio e fluoro, le rendono particolarmente adatte ad essere utilizzate come fluidi frigorigeni nel settore della climatizzazione e della refrigerazione, o come fluidi estinguenti e nel campo dell'antincendio.

Gli HFC sono stati introdotti con l'entrata in vigore del Protocollo di Montreal, a partire dagli anni '90, come sostituti dei clorofluorocarburi (CFC) e degli idroclorofluorocarburi (HCFC), in quanto sostanze che non contribuiscono alla riduzione dello strato di ozono stratosferico. Nella composizione degli HFC, infatti, non è presente la molecola del cloro. Le sostanze contenenti la combinazione di cloro e fluoro, come i CFC e gli HCFC, risultano essere molto stabili e possono accumularsi e rimanere negli strati più alti dell'atmosfera per diversi anni. Qui, per effetto della radiazione solare ultravioletta, danno origine a reazioni chimiche che distruggono le molecole di ozono. Gli HFC hanno un ODP (Ozone Depletion Potential) praticamente nullo.

Il largo utilizzo degli HFC è dovuto al fatto che sono mediamente non infiammabili, hanno una bassa tossicità e una buona efficienza dal punto di vista termodinamico. Sono inoltre incolori, inodori, non aggressivi rispetto a materiali come il rame e la plastica e non reattivi.

Gli idrofluorocarburi si usano spesso anche sotto forma di miscele. Queste, rispetto alle sostanze pure, permettono di regolare le caratteristiche del fluido frigorigeno andando a variarne la composizione e ricavando il fluido ottimale per ogni esigenza.

Seppur caratterizzati da un ODP nullo, gli HFC possiedono anche un potenziale di riscaldamento globale GWP (Global Warming Potential) che va da 4 a circa 15.000. Con la sigla GWP si intende la misura della capacità di una sostanza di assorbire la radiazione infrarossa emessa dalla superficie del pianeta intrappolandola nell'atmosfera, rispetto all'anidride carbonica.

L'incremento dell'uso degli HFC ha comportato negli ultimi due decenni la crescita esponenziale delle emissioni complessive dei gas fluorurati ad effetto serra, pertanto, si pone adesso la necessità di sostituirli con sostanze alternative a basso impatto ambientale.

In Tabella 1.1 vengono riportati i valori di GWP dei più comuni fluidi HFC. Come si può vedere si tratta di valori molto elevati che motivano la necessità di trovare un'alternativa.

Tabella 1.1 GWP di alcuni HFC.

Miscele di HFC	GWP
R-404A	3900
R-507A	4000
R-134a	1400
R-410A	1900
R-245fa	1000
R-236fa	9800

1.2 Tossicità e infiammabilità

La tossicità e l'infiammabilità sono i due fattori più importanti da cui dipendono le caratteristiche di sicurezza di un fluido frigorigeno. Lo standard ASHRAE 34 (e l'equivalente standard internazionale ISO 817) definisce 8 classi (Tabella 1.2) sulla base della tossicità e infiammabilità del fluido frigorigeno. Le lettere A e B indicano la tossicità della sostanza (A bassa tossicità e B alta tossicità) mentre i suffissi 1, 2, 2L e 3 indicano il livello di infiammabilità: 1 per un fluido non infiammabile, 2L e 2 per un fluido poco infiammabile e infiammabile e 3 per un fluido altamente infiammabile.

Tabella 1.2 Classificazione dei gruppi di sicurezza ASHRAE.

	Bassa tossicità	Alta tossicità
Altamente infiammabile	A3	B3
Infiammabile	A2	B2
Poco infiammabile	A2L	B2L
Non infiammabile	A1	B1

Nella Tabella 1.3 invece si riportano le classi di sicurezza per alcuni fluidi frigorigeni naturali, e per degli idrofluorocarburi più utilizzati. Come si può vedere, gli idrocarburi (HC) sono altamente infiammabili (classe A3) e l'ammoniaca (R-717) presenta caratteristiche di tossicità oltre all'infiammabilità (classe B2L).

Tabella 1.3 Esempi di fluidi frigorigeni nuovi e tradizionali con la rispettiva classe di sicurezza.

Refrigerante	Classe di sicurezza
HC-290	A3
HC-600°	A3

HC-1270	A3
R-717	B2L
R-744	A1
R404A	A1
R-407°	A1
R-410°	A1
R-507A	A1

1.3 Gli idrocarburi

Gli idrocarburi rientrano nella classe dei fluidi frigorigeni naturali. Con il termine “natural refrigerants” si intendono tutte quelle sostanze o composti che possono trovarsi direttamente in natura o la cui produzione non avviene per sintesi chimica. Importante è il fatto che tali sostanze non contengono cloro o fluoro, per cui il loro impatto ambientale è veramente basso. Sono anche disponibili in grandi quantità e hanno un costo relativamente basso.

Negli ultimi anni gli idrocarburi si sono imposti come possibili sostituti degli HFC per le loro caratteristiche sopra citate. Si tratta infatti di fluidi con ODP nullo e con bassissimi valori del GWP (inferiori a 5). Sono inoltre caratterizzati da alta infiammabilità (classe 3), zero tossicità (classe A) e mancanza di odore.

L'elevata infiammabilità costituisce il limite principale al loro utilizzo. Vi sono infatti dei livelli di carica massima consentita che limitano quindi le dimensioni e quindi le potenzialità degli impianti, specialmente quando usati in spazi chiusi e occupati. Questi devono inoltre essere progettati o modificati per garantire specifici requisiti di sicurezza.

Tra gli altri aspetti positivi degli idrocarburi vi sono la compatibilità con quasi tutti i lubrificanti usati comunemente nei sistemi di refrigerazione e condizionamento e le buone proprietà termodinamiche. In termini di efficienza sono in grado di competere con i tradizionali HFC e HCFC nella maggior parte dei casi.

1.4 Fattori da considerare nella selezione dei fluidi frigorigeni

La scelta di un fluido frigorigeno avviene a seguito della valutazione di diversi fattori, alcuni legati alla natura della sostanza, altri all'interazione fluido/sistema, altri ancora ad aspetti tecnico - economici.

Un fluido frigorifero ideale da impiegare in un ciclo inverso a compressione di vapore dovrebbe avere le caratteristiche riassunte nei punti seguenti:

- dovrebbe avere proprietà termodinamiche tali da garantire la realizzazione di macchine con un elevato coefficiente di effetto utile¹, rimanendo compatte ed economiche. Questo significa che, nel caso delle macchine frigorifere, il salto entalpico di evaporazione che dovrebbe essere elevato per ridurre le portate in circolo e il salto entalpico in compressione piccolo per richiedere una minore potenza meccanica. Nel caso delle pompe di calore l'attenzione sarà rivolta invece al salto entalpico di condensazione. Anche le pressioni alle temperature di cambiamento di fase dovrebbero essere contenute per limitare le sollecitazioni sugli scambiatori;
- dovrebbe avere un impatto ambientale nullo (non essere dannoso per lo strato di ozono e non contribuire all'effetto serra), così come avere una bassa tossicità, infiammabilità e corrosività (da cui dipende la compatibilità del fluido frigorifero con i materiali delle apparecchiature);
- dovrebbe essere poco costoso.

Come si può ben capire, non esiste ad oggi un fluido che soddisfi contemporaneamente tutte queste necessità. La scelta, tuttavia, è comunque molto ampia e si tratta quindi di individuare il miglior compromesso in relazione alle specifiche condizioni di impiego.

In aggiunta va anche detto che la fase di scelta del fluido frigorifero risulta negli ultimi anni sempre più complessa a causa dell'emanazione di norme e standard sempre più severi in materia di impatto ambientale, sicurezza e di efficienza energetica. L'attenzione sempre crescente al problema climatico, porta a fare considerazioni che tengono conto dell'intero ciclo di vita di un impianto. Di fatto se un fluido frigorifero ha un ridotto impatto ambientale, ossia un GWP molto basso, ma è poco efficiente, c'è il rischio che il maggiore consumo energetico del sistema vada a vanificare i benefici derivanti da una riduzione dell'effetto serra diretto.

L'impatto climatico è infatti la somma di un contributo diretto, relativo alle perdite del fluido frigorifero durante l'intero ciclo di lavoro dell'apparecchiatura, e di un contributo indiretto, causato dalle emissioni di CO₂ equivalente per la produzione di energia elettrica, necessaria al funzionamento dell'impianto.

¹ Il coefficiente di effetto utile (COP) fornisce una misura delle prestazioni di una macchina frigorifera o di una pompa di calore; nei due casi si esprime rispettivamente come $COP_{MF} = q_{evap}/P$ e come $COP_{PC} = q_{cond}/P$, dove q_{evap} e q_{cond} sono le potenze scambiate all'evaporatore e al condensatore, mentre P è la potenza assorbita dal compressore.

1.5 R404A, R290, R1270: applicazioni e proprietà

L'R404A è una miscela di R125 al 44%, R143a al 52% e R134a al 4%, mentre l'R290 (propano) e l'R1270 (propilene) sono venduti per usi commerciali con una purezza del 99,5%.

Questi tre fluidi si possono comunemente trovare in impianti di refrigerazione e condizionamento di tipo commerciale e industriale. Più precisamente, dal 2020 l'R404A può essere solo riciclato per operazioni di manutenzione, mentre l'R290 e l'R1270 sono due suoi validi sostituti.

Di seguito, in Tabella 1.4, vengono riportate le principali proprietà fisiche dei tre fluidi.

Tabella 1.4 Principali proprietà dei fluidi frigorigeni R404A, R290 e R1270.

	Massa molare	Temperatura ebollizione a 1 atm	Temperatura critica	Pressione critica	Calore latente	Pressione saturazione a 25 °C
	kg/kmol	°C	°C	bar	kJ/kg	bar
R404A	97,6	-46,4	72	37,3	144	11,5
R290	44,1	-42,1	96,7	42,5	342	9,2
R1270	42,1	-47,7	91,8	46,2	338	11,5

Importante è osservare come il calore latente dei due idrocarburi sia circa il doppio di quello del'R404A. Va tenuto conto di questo per quantificare la portata di fluido che serve far circolare per ottenere una determinata potenza frigorifera Q , che sarà espressa come:

$$Q = m_r \Delta h \Delta x \quad (1.1)$$

dove m_r è la portata di massa del fluido, Δh è il calore latente e Δx è la variazione di titolo che avviene nello scambiatore.

Anche il valore della temperatura critica è importante in quanto influisce sull'efficienza energetica del ciclo frigorifero e sul campo termico d'impiego. Il ciclo inverso realizzato con un fluido ad altra temperatura critica tenderà ad avere meno perdite per laminazione e surriscaldamento.

Le perdite legate alla laminazione sono inoltre direttamente proporzionali al rapporto tra calore specifico del liquido e il calore latente. In genere tale rapporto tende ad aumentare al crescere della massa molare. In questo gli idrocarburi sono migliori rispetto ai fluidi sintetici.

2 SCAMBIATORI A PIASTRE

In questo capitolo si fornisce una breve panoramica sugli scambiatori a piastre. In particolare vengono illustrati e descritti quelli che sono i componenti principali e il principio di funzionamento.

2.1 Generalità

Gli scambiatori a piastre sono composti da un insieme di sottili piastre corrugate rettangolari metalliche che presentano quattro fori in corrispondenza degli angoli, indicati con A, B, C, D in Figura 2.1. Ogni piastra è poi dotata di una guarnizione spessa qualche millimetro, con forma alternata come raffigurato a destra e sinistra di Figura 2.1.

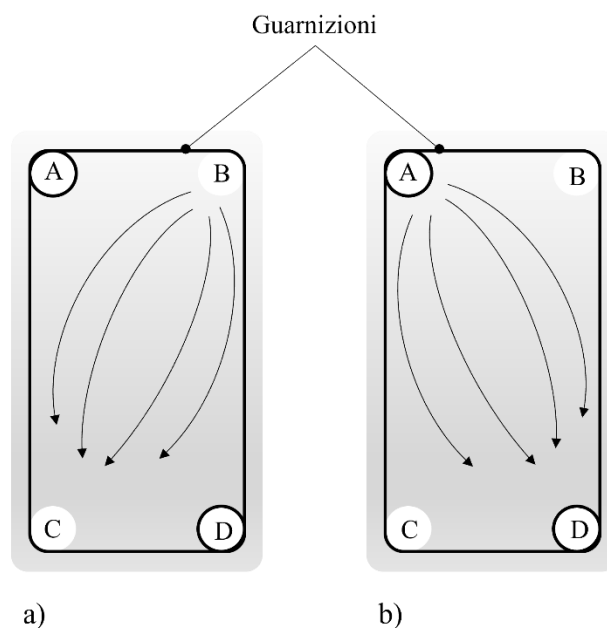


Figura 2.1 Schema delle guarnizioni di uno scambiatore a piastre.

In questo modo, quando le piastre vengono sovrapposte le une alle altre, andando a formare un pacco che può arrivare anche a un centinaio di elementi, restano distanziate formando dei sottili canali. Si vengono a formare inoltre quattro condotti cilindrici di distribuzione e ritorno che presentano delle fessure sulle loro pareti interne che li mettono in comunicazione alternativamente con un canale ogni due. Se si invia quindi il fluido caldo nel condotto formato dai fori A, questo per uscire fluirà attraverso il condotto formato dai fori D, dopo aver scambiato calore con il fluido freddo che scorre sull'altro lato dello scambiatore. Al contrario il fluido freddo entra dal condotto formato dai fori B ed esce dal condotto formato dai fori C. Le guarnizioni hanno quindi il compito di garantire la tenuta tra i due canali, evitando che ci siano contaminazioni tra i due fluidi o perdite verso l'esterno ed insieme provvedere alla alimentazione alternata dei canali.

Come già detto, le piastre si possono impaccare in un numero anche molto grande, ottenendo così ampie superfici di scambio con un volume d'ingombro veramente ridotto.

Le prestazioni termiche ed idrauliche di uno scambiatore dipendono strettamente dalla corrugazione e dal materiale delle piastre. Queste presentano tipicamente una corrugazione che viene realizzata per stampaggio a freddo di piastre metalliche con spessore che può variare da 0,3 a 1,2 mm. I materiali usati vanno dall'acciaio INOX, al titanio, all'alluminio, ecc. L'ampia varietà di materiali delle piastre rende questa tipologia di scambiatori compatibili con qualsiasi tipo di fluido.

Per quanto riguarda la corrugazione presente sulle piastre, si può dire che essa assolve a più funzioni: fornisce una maggiore rigidità alla piastra, ne aumenta la superficie di scambio, definisce la spaziatura tra le piastre e induce turbolenza nel deflusso del fluido. Quest'ultima funzione è particolarmente importante perché permette di avere moto turbolento anche per numeri di Reynolds molto bassi. In questo modo si riescono ad incrementare i valori dei coefficienti di scambio e a ridurre lo sporcamento delle piastre stesse. Per contro, l'effetto negativo che si ottiene è quello di un aumento delle perdite di carico.

Esistono al giorno d'oggi moltissime tipologie di corrugazioni, caratterizzate da forme e geometrie diverse. In Figura 2.2 vengono illustrate alcune delle più significative.

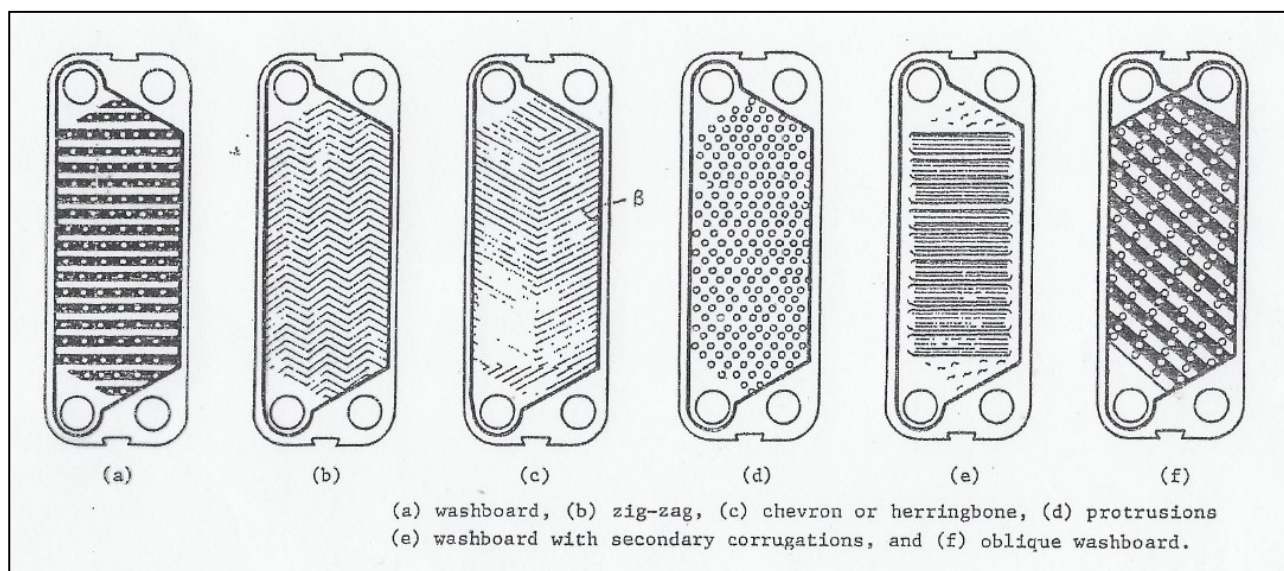


Figura 2.2 Esempi di geometrie di corrugazione.

A seconda di come vengono disposte le guarnizioni si possono far fare ai due fluidi percorsi differenti. Si può infatti scegliere di adottare la configurazione con i canali tutti in serie o in parallelo e far scorrere i fluidi in controcorrente o in equicorrente. Nella Figura 2.3 sono schematizzate alcune delle principali configurazioni dei flussi che si adottano comunemente.

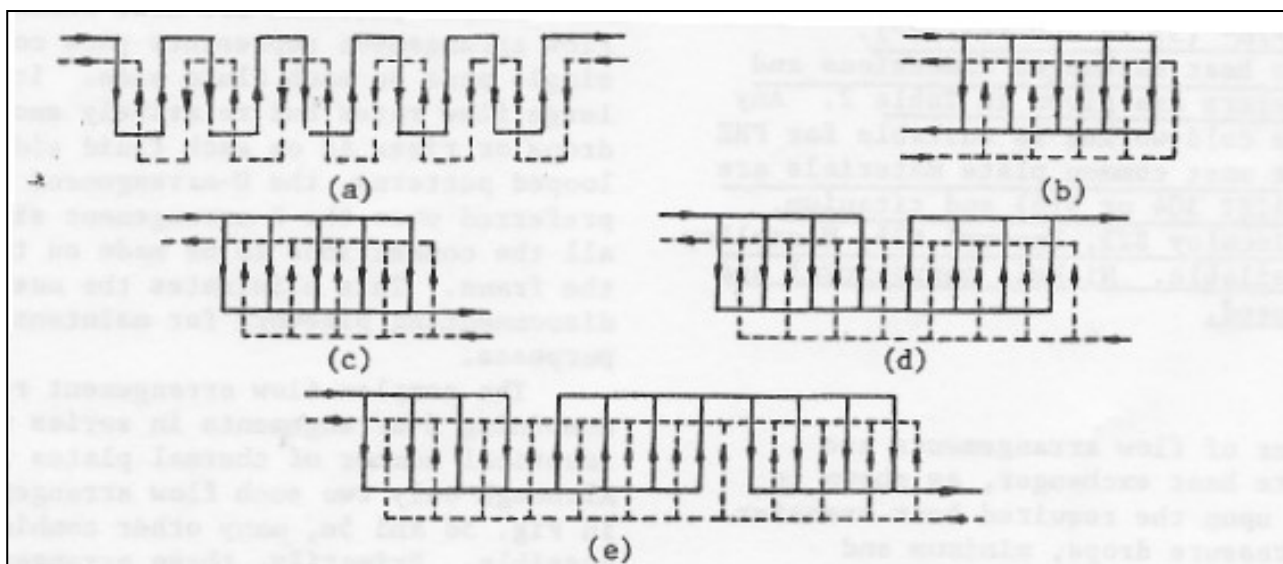


Figura 2.3 Configurazioni dei flussi: (a) config. in serie. (b) config. in parallelo a U, (c) config. in parallelo a Z, configurazioni miste (d) con 2 passaggi - 1 passaggio ed (e) con 3 passaggi - 1 passaggio.

La configurazione in serie (a) viene adottata quando le portate di entrambi i fluidi sono contenute e le variazioni di temperatura importanti. Gli svantaggi di questa soluzione sono le elevate perdite di carico che si generano e la minor efficacia dello scambio termico rispetto ad altre configurazioni. I due fluidi, infatti, non scorrono sempre in perfetta controcorrente.

Nel caso di portate più consistenti e di modeste variazioni di temperatura, le configurazioni (b) e (c) in Figura 2.3 sono più indicate, avendo sempre i due fluidi in controcorrente.

Infine le configurazioni miste (d) ed (e) in Figura 2.3 vengono preferite quando c'è una notevole differenza tra le portate dei due fluidi e conseguentemente anche tra le perdite di carico massime ammesse.

Nel caso di scambiatori con elevato numero di piastre e con configurazione in parallelo è facile che insorgano problemi relativi alla disuniformità di alimentazione dei canali. Il fluido, infatti, per equilibrare le perdite di carico, tende a distribuirsi maggiormente nei primi canali. Questo peggiora le prestazioni dello scambiatore e l'effetto negativo cresce con l'aumentare del numero di piastre.

I principali impieghi per questo tipo di scambiatori sono quelli dello scambio termico monofase liquido/liquido, dello scambio termico con fluidi alimentari e dello scambio liquido/fluido frigorigeno in condensazione o evaporazione.

Gli scambiatori a piastre sono divisi in due categorie principali: gli scambiatori a piastre con guarnizioni (GPHE) e gli scambiatori a piastre saldobrasate (BPHE). Vedremo di seguito le differenze tra le due tipologie e i pregi e i difetti che le contraddistinguono.

2.2 Scambiatori a piastre a guarnizione GPHE

Negli scambiatori a piastre guarnizionati le piastre sono appunto separate da guarnizioni realizzate in materiale polimerico e vengono tenute impaccate assieme grazie all'utilizzo di testate e tiranti come si può osservare in Figura 2.4.

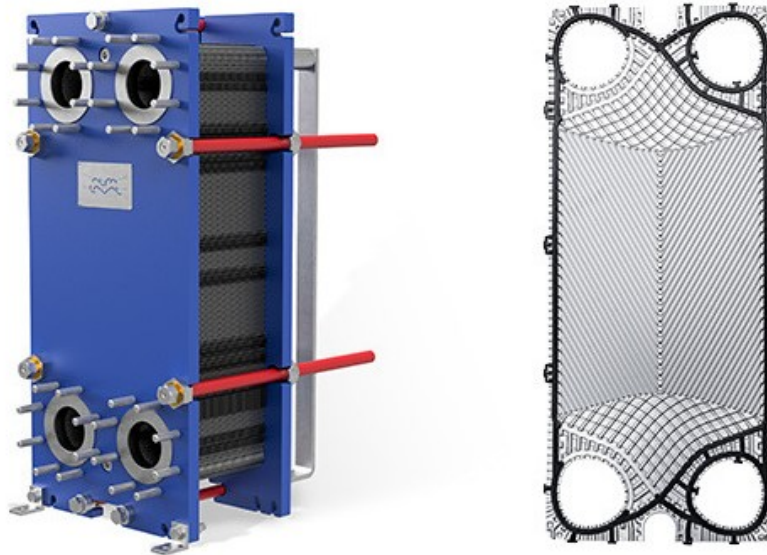


Figura 2.4 Scambiatore GPHE a sinistra; piastra singola con guarnizione a destra.

Il materiale plastico con cui sono fabbricate le guarnizioni determina il limite al campo di utilizzo dello scambiatore, in termini di pressioni e di temperature massime di esercizio. Solitamente le pressioni massime non superano di molto i dieci bar e le temperature i cento gradi.

I vantaggi di questo tipo di scambiatori possono essere riassunti nei punti seguenti:

- sono facilmente smontabili e questo facilita le operazioni di pulizia e di ispezione;
- sono modulari e quindi adattabili a diverse condizioni di impiego grazie alla possibilità di variare il numero di piastre e quindi il numero di canali;
- permettono di realizzare le piastre con materiali che risulterebbero difficili da saldare.

I principali svantaggi invece sono i seguenti:

- campo pressorio e termico limitato, dovuti all'utilizzo di guarnizioni in materiali plastico;
- costo elevato legato alla realizzazione degli stampi e alla richiesta di tolleranze dimensionali molto spinte.

2.3 Scambiatori a piastre saldobrasate BPHE

Negli scambiatori a piastre saldobrasate (Figura 2.5) scompaiono le testate di tenuta, i tiranti e le guarnizioni in materiale plastico. In fase di assemblaggio, infatti, tra le piastre viene interposto un foglio di materiale brasante (tipicamente in rame o nichel). L'intero pacco viene pressato e successivamente messo in forno in modo che il materiale brasante, fondendosi, vada a sigillare i diversi canali.



Figura 2.5 Scambiatori BPHE.

La brasatura che si viene a formare svolge quindi sia la funzione di guarnizione che quella di telaio. Questo permette di far lavorare gli scambiatori a pressioni e temperature massime molto più elevate rispetto a quelle ammesse negli scambiatori a guarnizione e li rende anche più compatti. Lo svantaggio sta però nel fatto che questo tipo di scambiatori non sono più smontabili, una volta assemblati. Non sono quindi previste operazioni di manutenzione e non è possibile variare il numero di piastre.

2.4 Parametri geometrici delle piastre

La più diffusa tipologia di corrugazione degli scambiatori a piastre è quella a spina di pesce. Per descriverne in modo efficace la geometria vengono utilizzati diversi parametri, come schematizzato in Figura 2.6.

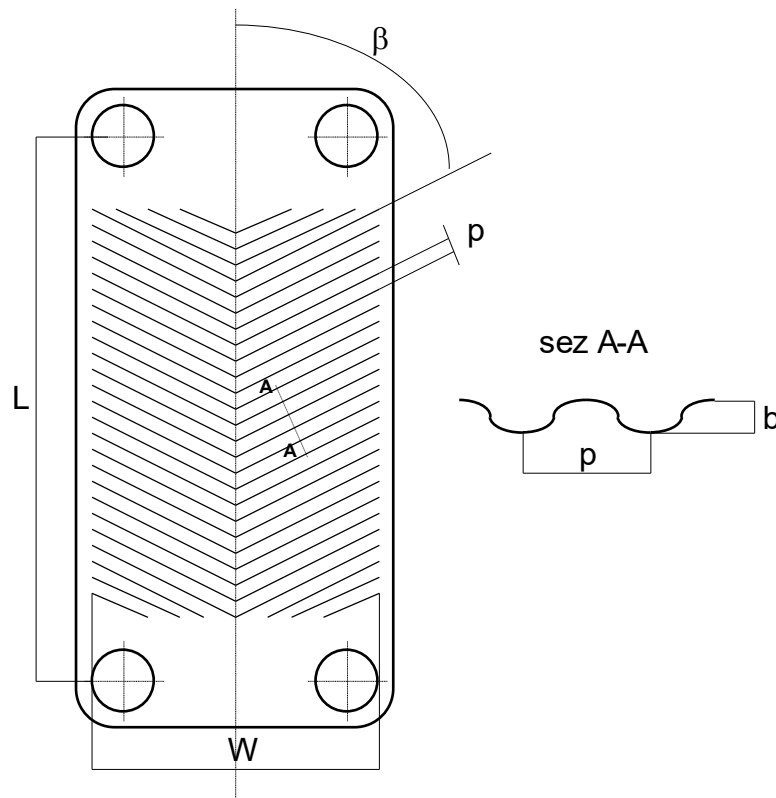


Figura 2.6 Parametri geometrici di una piastra con corrugazione a spina di pesce.

I parametri geometrici utilizzati sono i seguenti:

- L lunghezza di deflusso;
- W larghezza di deflusso;
- β angolo della corrugazione;
- p passo della corrugazione;
- b altezza della corrugazione;

In sezione (sez A-A) di Figura 2.6, la corrugazione a spina di pesce è simil sinusoidale. Ogni costruttore, tuttavia, mantiene segreta tale informazione, poiché ha un'importanza a livello di fluidodinamica e di stampaggio. Per questo motivo anche il valore della superficie effettiva S_{eff} della piastra non è quasi mai noto e difatti nei calcoli si utilizza il valore nominale della superficie proiettata $S_{pr} = WL$ e il fattore d'incremento della superficie $\varphi = S_{eff} / S_{pr}$ che varia tipicamente tra 1,15 e 1,4.

2.5 Prestazioni in funzione dell'angolo β

Lo scopo principale della corrugazione è quello di aumentare la turbolenza del fluido che attraversa i canali, ai fini di migliorare lo scambio termico. Un secondo contributo migliorativo, ma meno influente, è quello dato dall'incremento della superficie di scambio.

In fase di progettazione uno dei parametri più importanti su cui agire è l'angolo β della corrugazione. Al variare di tale angolo le prestazioni termiche della piastra variano considerevolmente, così come quelle idrauliche. Si è visto che una corrugazione con angolo elevato ($\beta > 45^\circ$) permette di aumentare la turbolenza e quindi di avere coefficienti di scambio più elevati, ma al contempo causa anche delle perdite di carico maggiori. Il contrario accade per angoli più contenuti. Si tratta quindi di individuare il range ottimale entro cui i benefici dovuti alla maggiore turbolenza superano gli svantaggi di avere delle elevate perdite di carico.

In Figura 2.7 vengono schematizzate le tre tipologie di accoppiamento tra piastre adiacenti che è più conveniente adottare.

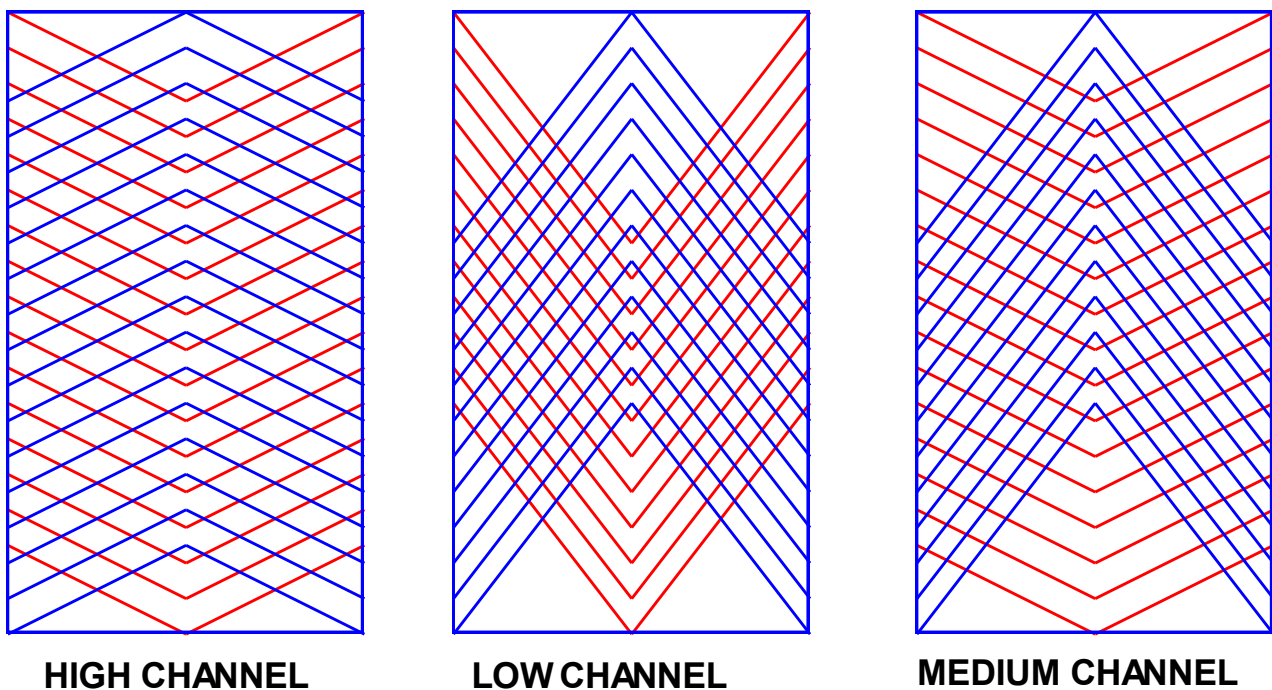


Figura 2.7 Intersezioni tra corrugazioni adiacenti.

Come si può notare le corrugazioni di due piastre vicine non hanno mai la stessa orientazione, ma sono sempre sfasate di 180° . Così facendo, dai punti di contatto in cui si incrociano le corrugazioni si viene a formare un reticolo che induce flussi secondari, aumentando sia la turbolenza che le perdite di carico.

Le configurazioni *high channel* e *low channel* si ottengono accoppiando due piastre con angolo della corrugazione rispettivamente maggiore e minore di 45° . La soluzione mista invece è quella denominata *medium channel*.

In Figura 2.8 vengono riportati i valori del fattore di Colburn² calcolati per diversi angoli β , rapportati al fattore di Colburn per l'angolo di $\beta = 30^\circ$, per diversi valori del numero di Reynolds.

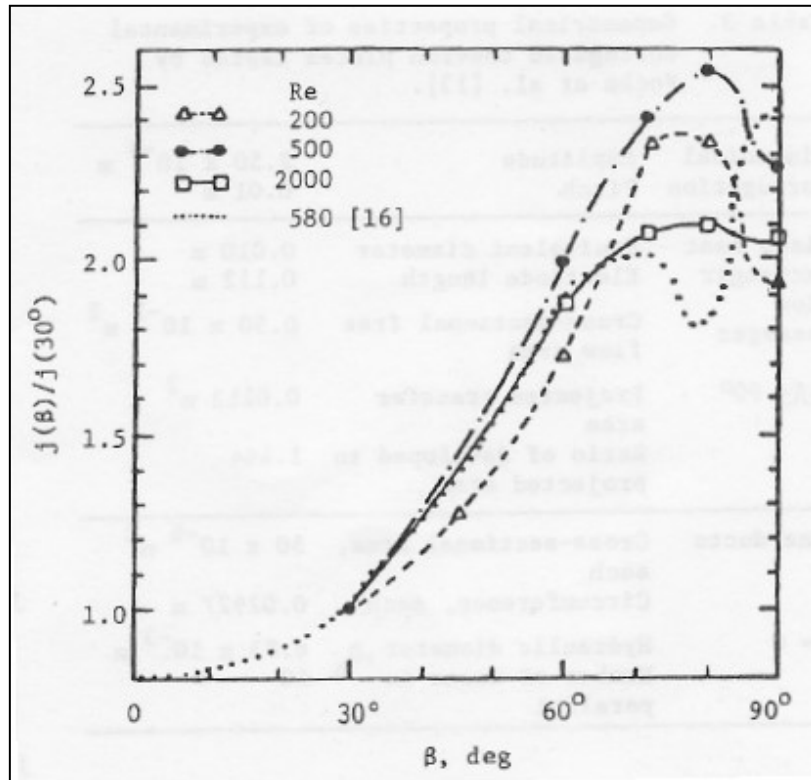


Figura 2.8 Prestazioni termiche delle piastre a spine di pesce in funzione dell'angolo β e del numero di Reynolds.

Si può notare come per $\beta = 30^\circ$ il fattore di Colburn, e quindi anche il coefficiente di scambio, assume i valori minimi, mentre i valori massimi sono tutti compresi nell'intervallo di β che va da 70° a 80° , indipendentemente dal numero di Reynolds.

In Figura 2.9 invece, in maniera analoga a quanto visto in Figura 2.8, vengono riportati i valori dei fattori d'attrito calcolati per diversi angoli β , rapportati ai fattori d'attrito calcolati per $\beta = 30^\circ$, per diversi valori del numero di Reynolds.

² Il fattore di Colburn è funzione del coefficiente di scambio; a un fattore di Colburn alto corrisponde un valore del coefficiente di scambio elevato.

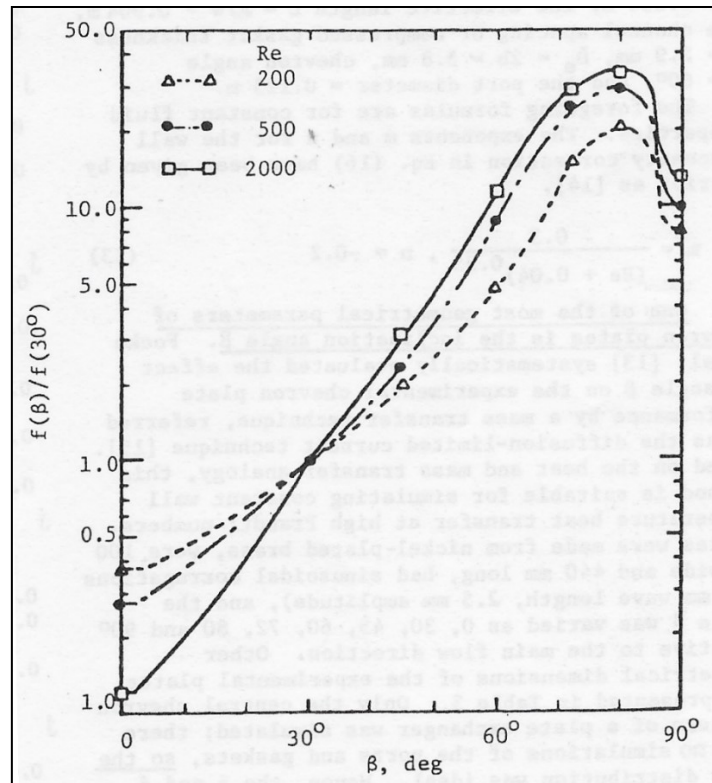


Figura 2.9 Prestazioni idrauliche delle piastre a spine di pesce in funzione dell'angolo β e del numero di Reynolds.

Anche in questo caso i valori massimi delle perdite di carico si trovano nell'intervallo di β che va da 70° a 80° .

In definitiva, il miglior compromesso tra prestazioni termiche e idrauliche è stato individuato con l'angolo ottimale economico, ovvero per $60^\circ < \beta < 65^\circ$. All'interno di questo intervallo i coefficienti di scambio sono abbastanza elevati e al contempo i fattori d'attrito risultano accettabili.

3 CONDENSAZIONE

3.1 Introduzione

Alla base dello studio di questa tesi stanno i fenomeni di scambio termico che si verificano in presenza di fluidi frigorigeni in cambiamento di fase. In particolare, si tratterà di condensazione e vaporizzazione.

Questi meccanismi, rispetto a quelli di scambio termico convettivo monofase, sono caratterizzati da flussi termici molto più elevati. Numerosi sono infatti i casi di applicazioni in cui condensazione e vaporizzazione vengono sfruttate per la realizzazione di cicli termodinamici diretti e inversi.

Si tratta tuttavia di fenomeni piuttosto complessi, che serve conoscere nel dettaglio per poter correttamente progettare e dimensionare i componenti meccanici adibiti allo scambio termico.

Per questo, nelle sezioni successive verranno esposte le basi teoriche dei due fenomeni e alcuni modelli di calcolo utilizzati per il confronto dei dati sperimentali.

3.2 Fondamenti teorici sulla condensazione

Tramite la condensazione, un fluido compie il passaggio dallo stato di vapore allo stato di liquido. Si tratta di un fenomeno isoterma, a patto che il fluido sia puro e la pressione rimanga costante, come solitamente avviene nei processi industriali. La temperatura a cui avviene questa trasformazione è detta temperatura di saturazione.

Se a condensare non è più un fluido puro, ma una miscela di vapori, nella maggior parte dei casi la condensazione non avviene più a una temperatura costante.

Nei casi di nostro interesse, la condensazione avviene quando un vapore saturo è posto a contatto con una parete a temperatura minore della temperatura di saturazione. Nel cambiamento di fase, calore latente è così ceduto alla parete.

A questo punto sono due i meccanismi fisici che si possono presentare, ovvero:

- la *condensazione a film*, nella quale il vapore condensando ricopre completamente la parete con un film continuo di liquido sul quale il vapore continua a condensare.
- la *condensazione a gocce*, nella quale il vapore condensando forma delle gocce di liquido disposte casualmente sulla parete. Queste man mano che si accrescono tendono a scivolare lasciando la parete libera per la formazione di nuove gocce.

Nel caso di condensazione a film, a causa della resistenza termica fornita dal film stesso al passaggio di calore, i coefficienti di scambio possono essere dalle quattro alle otto volte inferiori che nel caso di condensazione a gocce.

Il verificarsi di un meccanismo piuttosto che dell'altro, è influenzato principalmente dalle caratteristiche superficiali della parete e dalla sua inclinazione.

Nei passaggi successivi non si tratterà della condensazione a gocce, a causa della sua instabilità, ma solo della condensazione a film.

Vedremo ora dei modelli utilizzati per ricavare analiticamente e sperimentalmente i coefficienti di scambio nella condensazione a film.

Questi saranno successivamente utilizzati per effettuare un paragone con i risultati sperimentali ottenuti nella campagna di prove, parte centrale di questa tesi.

3.3 Il modello di Nusselt

Nel 1916, K. E. W. Nusselt [1] pubblicò un lavoro in cui forniva per la prima volta una formula analitica per la stima del coefficiente di scambio nel caso di condensazione a film su parete verticale.

Di seguito viene riportata la trattazione analitica che porta alla correlazione finale.

La situazione di partenza prevista è quella di una parete verticale su cui, a partire dal bordo superiore, inizia a formarsi per condensazione un film di liquido. Di conseguenza, lo spessore del film aumenta procedendo verso il basso a causa dell'apporto continuo di massa di vapore condensante.

Si può dire quindi che la condensazione può procedere fintanto che il calore latente è assorbito dalla parete. Il flusso termico deve inoltre attraversare anche lo spessore di liquido che, con la sua resistenza termica, controlla il processo.

Saranno quindi le caratteristiche del film a determinare l'entità del flusso termico alla superficie, perciò, nella formulazione del modello, andrà tenuto conto del regime di moto, dello spessore, come anche della portata di vapore condensante, della velocità di drenaggio e della velocità del vapore. Ovviamente vengono considerate anche le proprietà termodinamiche e termofisiche del liquido e del vapore.

Nusselt impone quindi quattro ipotesi iniziali alla sua trattazione:

- il vapore è saturo alla temperatura T_s ;
- la superficie è verticale ed isoterma alla temperatura $T_p < T_s$;

- il vapore è stazionario e non esercita nessuno sforzo tangenziale;
- il film condensato fluisce in moto laminare per effetto della sola gravità.

La situazione appena descritta è quella riportata in Figura 3.1

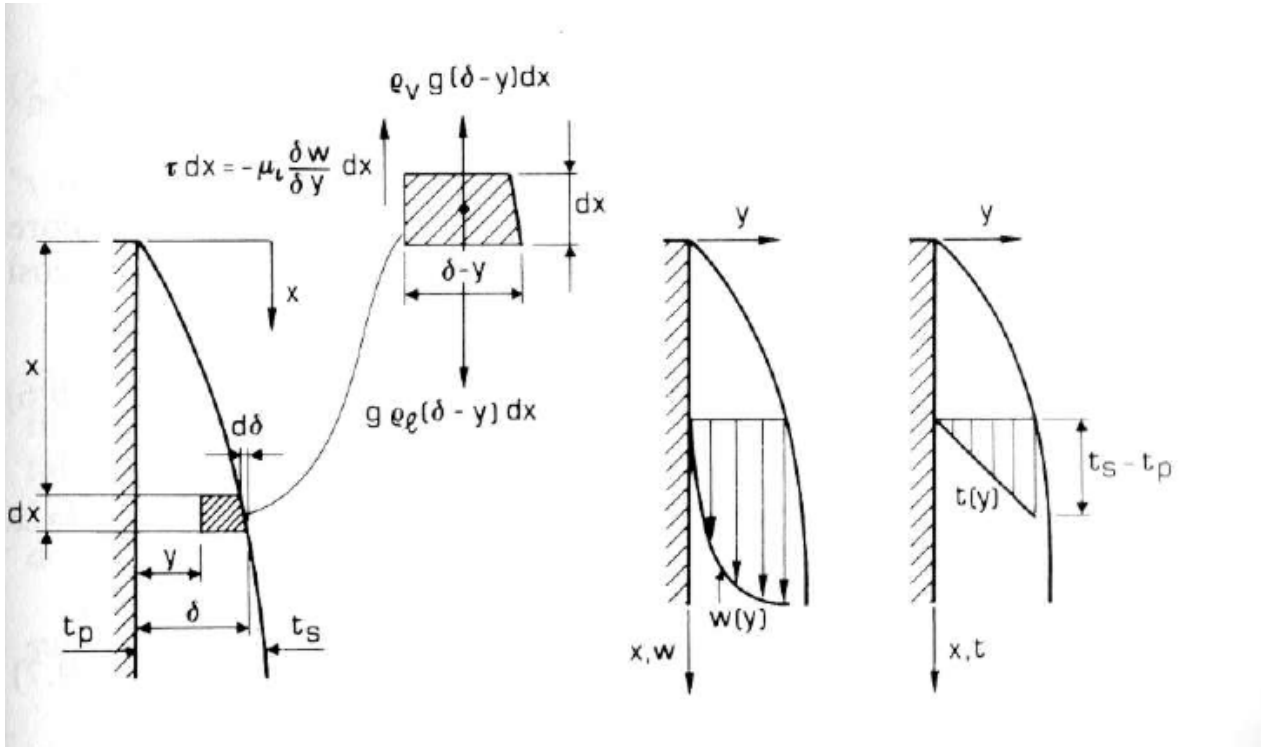


Figura 3.1 Condensazione a film su parete verticale: analisi di Nusselt.

Se si considera l'elemento di fluido tratteggiato di profondità unitaria; su di esso agiscono le seguenti forze:

- la forza peso verso il basso: $\rho_l g (\delta - y) dx$;
- la spinta di Archimede verso l'alto, dovuta alla fase vapore: $\rho_v g (\delta - y) dx$;
- la forza di attrito viscoso verso l'alto: $\tau dx = \mu_l \frac{\partial w}{\partial y} dx$;

Trascurando le forze di inerzia nel liquido e imponendo l'equilibrio dinamico si ottiene:

$$g(\rho_l - \rho_v)(\delta - y) - \mu_l \frac{\partial w}{\partial y} = 0 \quad (3.1)$$

Si tratta di una equazione differenziale del primo ordine a variabili separabili che una volta integrata fornisce il profilo di velocità nel film lungo y:

$$w(y) = \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\mu_l} \left(\delta y - \frac{y^2}{2} \right) \quad (3.2)$$

che corrisponde a un profilo parabolico.

La portata specifica di condensato sulla sezione x della parete è:

$$\Gamma_x = \int_0^\delta \rho_l w dy = \int_0^\delta \rho_l \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\mu_l} \left(\delta y - \frac{y^2}{2} \right) \right] dy = \quad (3.3)$$

$$= g \rho_l (\rho_l - \rho_v) \frac{\delta^3}{3 \mu_l} \quad (3.4)$$

Ad una variazione $\partial \delta$ nello spessore del film tra le sezioni x e dx corrisponde l'incremento della portata di condensato per unità di lunghezza:

$$d\Gamma_x = \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) \delta^2}{\mu_l} d\delta \quad (3.5)$$

Il calore che si sviluppa quando sull'elementino di fluido condensa una certa quantità di vapore è:

$$dq = r d\Gamma_x = r \left[g \rho_l (\rho_l - \rho_v) \frac{\delta^2}{\mu_l} \right] d\delta \quad (3.6)$$

Il calore scambiato per conduzione nel film di liquido fino alla parete è invece:

$$dq = \lambda_l \frac{dx}{\delta} (T_s - T_p) \quad (3.7)$$

Se tutto il calore sviluppato all'interfaccia non riesce ad essere asportato per conduzione il processo si interrompe perché la temperatura salirebbe al di sopra di quella di saturazione.

Eguagliando quindi la (3.6) con la (3.7) si ottiene lo spessore del film condensato:

$$\delta(x) = \sqrt[4]{\frac{4 \lambda_l \mu_l (T_s - T_p)}{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) r}} x \quad (3.8)$$

Si considera ora il flusso termico scambiato per convezione tra parete e fluido, mediante la classica equazione di Newton:

$$dq = h(x) dx (T_s - T_p) \quad (3.9)$$

Eguagliando il calore scambiato per conduzione a quello scambiato per convezione, si ricava l'espressione per il coefficiente di convezione locale:

$$h(x) = \frac{\lambda_l}{\delta(x)} \quad (3.10)$$

Il valore del coefficiente di convezione medio su una parete di altezza L risulterà allora:

$$\bar{h}_L = \frac{1}{L} \int_0^L \alpha(x) dx \quad (3.11)$$

pari a:

$$\bar{h}_L = 0,943 \sqrt[4]{\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) r \lambda_l^3}{\mu_l L (T_s - T_p)}} \quad (3.12)$$

Dall'equazione (3.12) emerge come siano le proprietà del liquido, in particolare la conduttività e la densità, a influenzare maggiormente lo scambio termico nella condensazione a film.

Questo modello riproduce bene i dati fintanto che il moto del condensato rimane laminare e in generale si osserva che sottostima i dati.

3.4 Modello di Yan

Nel lavoro pubblicato nel 1999 da Yan et al. [2] vengono esposti i risultati sperimentali relativi ai coefficienti di scambio e le perdite di carico in condensazione del fluido R-134° in uno scambiatore a piastre. Sono inoltre esaminati in dettaglio gli effetti di portata, flusso termico specifico, pressione e titolo di vapore.

Lo scambiatore utilizzato è costituito da tre piastre in acciaio inox AISI-316, spesse 0,4 mm, caratterizzate da una corrugazione a forma sinusoidale con inclinazione di 60°, passo 10 mm e altezza 3.3 mm. Le piastre hanno una lunghezza del deflusso di 450 mm e una larghezza di 120 mm. Il fluido frigorifero è R134a che scorre dall'alto verso il basso e viene raffreddato dal flusso di acqua che scorre in controcorrente dal basso verso l'alto.

La Figura 3.4 illustra l'effetto della variazione della portata specifica (60-120 kg/m²) e del titolo in vapore sul coefficiente di scambio, a una pressione media di 0,7 MPa e per un flusso termico specifico imposto di 10 kW/m².

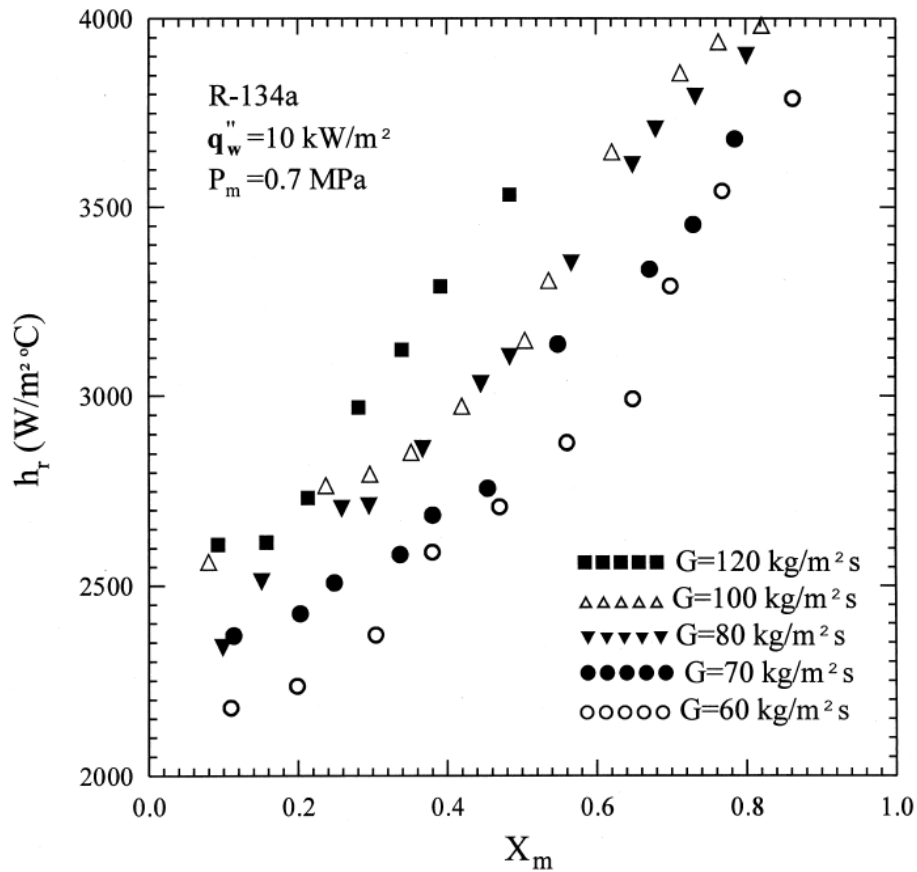


Figura 3.4 Andamento del coefficiente di scambio in condensazione al variare del titolo medio di vapore per differenti portate specifiche di massa

Si nota come il coefficiente di scambio aumenta in modo quasi lineare con il titolo e questo aumento può arrivare fino al 70%. Questo aumento deriva dal fatto che per titoli più elevati lo spessore del film di liquido è più contenuto.

Il coefficiente di scambio aumenta all'aumentare della portata specifica, ma non in modo lineare. In particolare l'aumento è più forte per la portata più elevata ($120 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$) e per i titoli più alti ($X_m > 0,65$).

La Figura 3.5 illustra gli effetti del flusso termico specifico sul valore del coefficiente di scambio in condensazione.

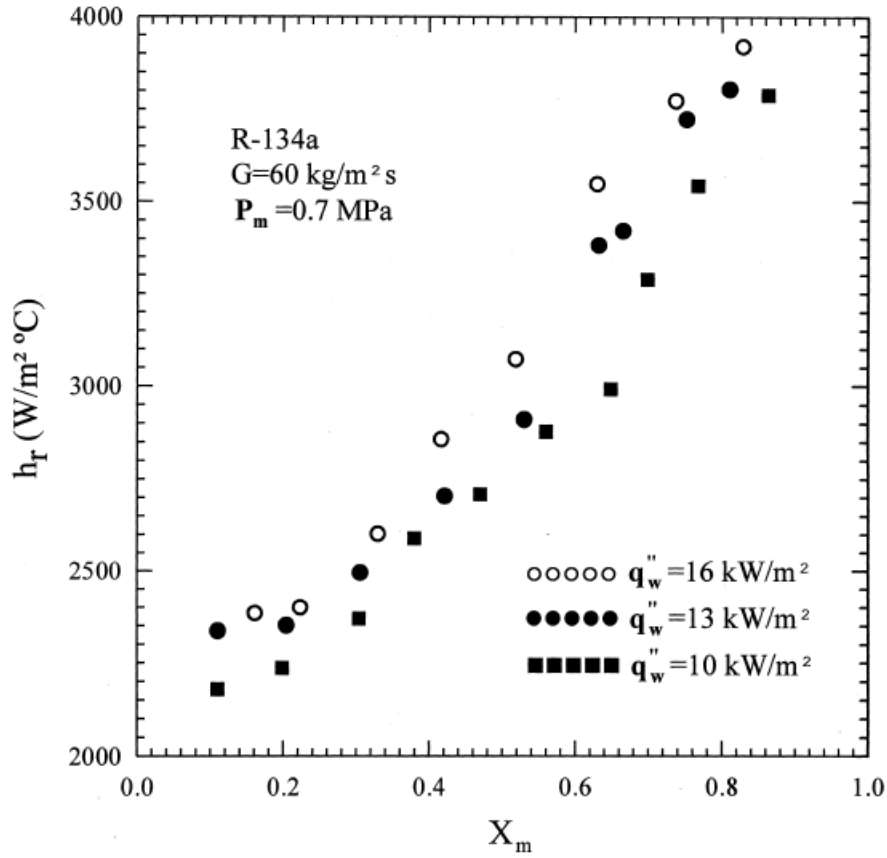


Figura 3.5 Andamento del coefficiente di scambio in condensazione al variare del titolo medio di vapore per differenti valori del flusso termico imposto.

Il flusso termico specifico ha un minor effetto sul coefficiente di scambio rispetto a quello della portata specifica, specialmente nella regione ad alto titolo di vapore.

Sulla base dei dati sperimentali ottenuti e delle precedenti osservazioni Yan et al. [2] hanno elaborato il seguente modello:

$$Nu = \frac{h_r d_h}{\lambda_l} = 4,118 Re_{eq}^{0,4} Pr_l^{1/3} \quad (3.19)$$

con

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} d_h}{\mu_l} \quad (3.20)$$

$$G_{eq} = G \left[1 - X_m + X_m \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \right] \quad (3.21)$$

dove

- h_r coefficiente di scambio del fluido frigorifero ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$);
- d_h diametro idraulico (m);
- λ_l conduttività termica della fase liquida ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$).

3.5 Modello di Longo

Il modello Longo et al. [3] del 2015 è stata appositamente sviluppato per il calcolo dei coefficienti di scambio nella condensazione di fluidi frigoriferi all'interno di scambiatori a piastre saldobrasate (BPHE).

Il lavoro si basa su un'ampia banca di dati sperimentali riguardanti idrofluorocarburi (HFC) (HFC236a, HFC134a, HFC410A) [4], idrocarburi (HC) (HC600a-Isobutano, HC290-Propano, HC1270-Propylene) [5] e idrofluoroolefine (HFO) (HFO1234yf, HFO12345ze(E)) [6, 7].

Questi dati sperimentali sono stati trattati in coordinate adimensionali plottando l'heat transfer factor J_H [8] in funzione del numero di Reynolds equivalente Re_{eq} [9]:

$$J_H = \frac{Nu_r}{Pr_L^{1/3}} \quad (3.13)$$

$$Nu_r = \frac{h_r d_h}{\lambda_L} \quad (3.14)$$

$$Pr_L = \frac{\mu_L c_{pL}}{\lambda_L} \quad (3.15)$$

$$Re_{eq} = G[(1 - X) + X(\rho_L/\rho_G)^{1/2}] d_h/\mu_L \quad (3.16)$$

referito al valor medio del titolo in vapore X_m .

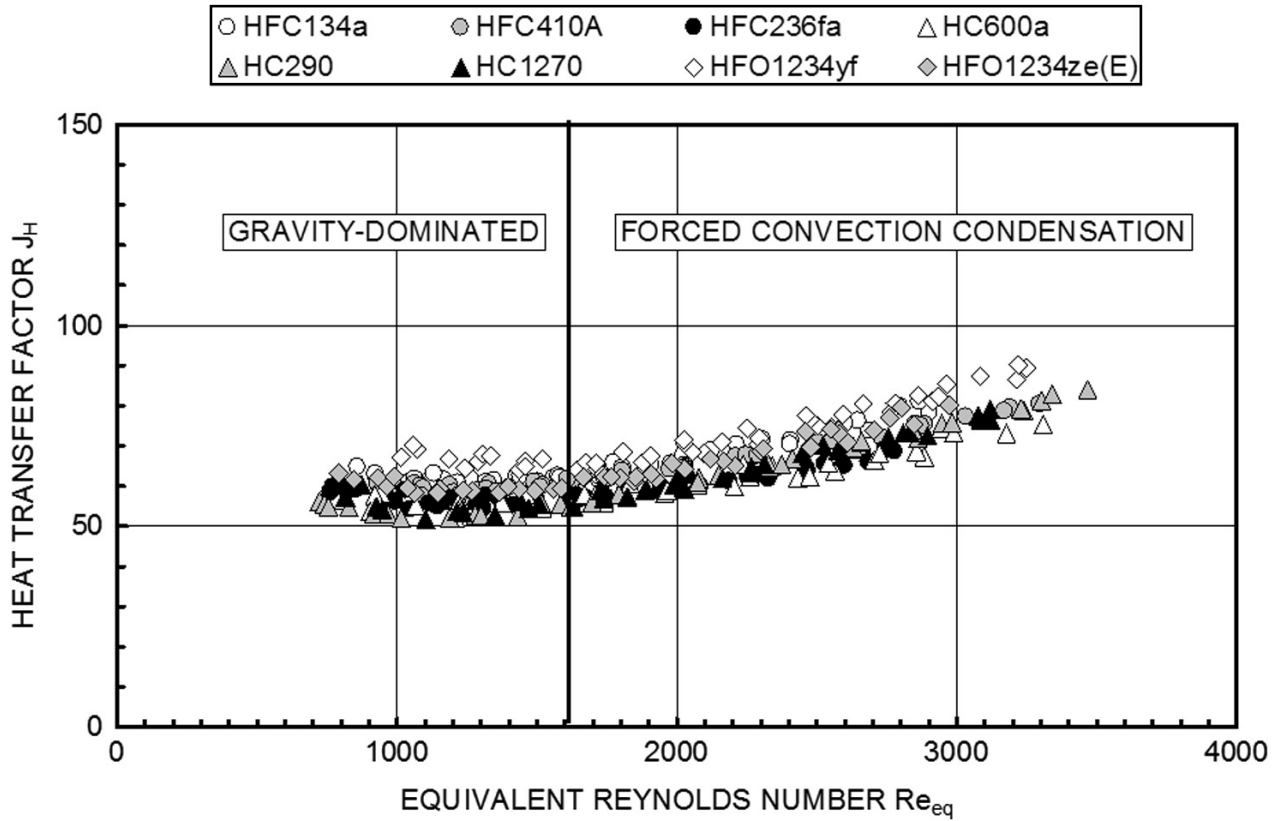


Figura 3.2 Dati sulla condensazione di vapore saturo in BPHE plottati in coordinate adimensionali J_H vs. Re_{eq} .

Il grafico mette in evidenza come per un $Re_{eq}=1600$ avvenga la transizione da condensazione in controllo di gravità, a condensazione in convezione forzata. Tale valore corrisponde, nel caso specifico, a una portata di $20 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ per gli HFC e gli HFO e di circa $15 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ per gli HC.

Per numeri di Reynolds inferiori a 1600 quindi i coefficienti di scambio sono indipendenti dalla portata specifica e il processo di condensazione è governato dalla gravità.

Viceversa, per numeri di Reynolds equivalenti o superiori a 1600 la portata specifica ha un impatto sui coefficienti di scambio e il drenaggio del condensato è controllato sia dalla gravità che dallo sforzo tangenziale del vapore.

I dati sperimentali nella zona in controllo di gravità sono in buon accordo con il modello di Nusselt [1] per parete verticale, visto in precedenza.

I dati nella zona della convezione forzata invece sono stati utilizzati per ricavare il nuovo modello. Si tratta di un'equazione adimensionale per convezione forzata basata sul numero di Reynolds equivalente Re_{eq} e sul numero di Prandtl del liquido Pr_L

$$h_{fc} = 1.875 \Phi \left(\frac{\lambda_L}{d_h} \right) Re_{eq}^{0.445} Pr_L^{1/3} \quad (3.17)$$

dove la costante 1.875 e l'esponente 0.445 sono stati ricavati tramite una procedura di best fitting sui dati sperimentali, mentre Φ è il fattore di incremento dell'area, pari al rapporto tra l'area reale e quella proiettata delle piastre dello scambiatore.

La (3.17) fornisce il coefficiente di scambio termico locale e va integrata sull'intera area di scambio per ottenere il coefficiente medio:

$$h_{fc,ave} = \frac{1}{S} \int_0^S h_{fc} dS \quad (3.18)$$

Questo modello di calcolo è stato confrontato con un ampio set di dati sperimentali prodotti da altri ricercatori, relativi alla condensazione di HFC134a e HFC410A in scambiatori di diverse geometrie.

In Tabella 3.1 e in Tabella 3.2 vengono rispettivamente riportate la geometria delle piastre degli scambiatori utilizzati nelle misure e le condizioni operative delle prove effettuate dai diversi gruppi di ricerca.

Tabella 3.1 Geometria delle piastre corrugate delle prove sperimentali

Autore	L (mm)	W(mm)	Φ	β (°)	b (mm)	p (mm)
Longo et al. [4, 5, 6, 7]	278	72	1.24	65	2.0	8.0
Kuo et al. [10]	450	120	1.28	60	2.9	10.0
Djordjevic et al. [11]	872	486	1.36	63.26	3.2	12.0

Tabella 3.2 Condizioni operative delle prove sperimentali

Autore	Dati	Refrigeranti	Tipo	T_{sat} (°C)	G_r (kg m⁻²s⁻¹)	q(kWm⁻²)
Longo [4]	140	HFC236fa, 134°, 410A	Saturo	24.6/40.2	11.2-41.4	5.2-25.0
Longo [5]	113	HC600a, 290, 1270	Saturo	24.8/40.3	5.3-27.9	6.2-34.4
Longo e Zilio [6]	84	HFO1234yf	Saturo	24.9/40.2	11.0-40.8	5.3-23.2
Longo et al. [7]	85	HFO1234ze(E)	Saturo	24.8/40.2	10.7-39.9	5.3-26.0
Kuo et al. [10]	121	HFC410A	Saturo	20.0/31.5	50-150	10-15
Djordjevic et al. [11]	74	HFC134a	Saturo	26.0/29.0	30-65	11-17

Come si può osservare dalla Figura 3.3, il confronto con set di dati sperimentali prodotti da altri ricercatori mostra come il modello (3.18) riproduca gran parte dei dati entro il 20%. Fanno eccezione quelli del HFC134a a 50 e 65 kg m⁻² s⁻¹ di Djordjevic et al. [11] e quelli del HFC410A a 50 kg m⁻² s⁻¹ di Kuo et al. [10].

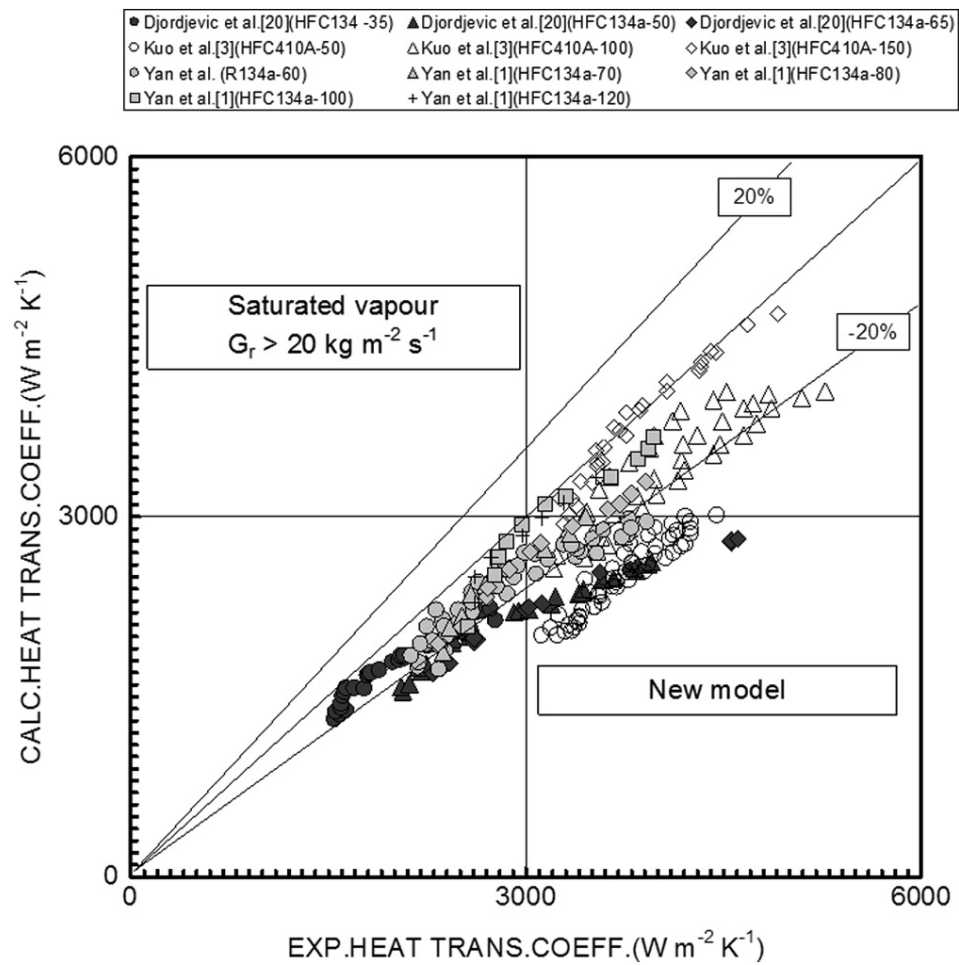


Figura 3.3 Confronto tra il nuovo modello per condensazione in convezione forzata (3.18) e i coefficienti di scambio in condensazione in convezione forzata ($Re_{eq} > 1600$) di vapore saturo di HFC134a e HFC410A.

4 VAPORIZZAZIONE

4.1 Introduzione

Come per la condensazione, vediamo ora anche per la vaporizzazione quelli che sono i fondamenti teorici utili alla comprensione del fenomeno e alcuni modelli per il calcolo dei coefficienti di scambio che verranno messi a confronto con i dati ricavati sperimentalmente.

Va premesso che, ancora più che per la condensazione, i meccanismi che insorgono in vaporizzazione sono estremamente complessi. Ad oggi quindi è tanto il lavoro che rimane ancora da fare per una maggiore comprensione e un migliore affinamento dei modelli di calcolo.

4.2 *Pool boiling*

Con *pool boiling* si intende la vaporizzazione di un liquido contenuto all'interno di una vasca della quale viene riscaldata una superficie. Un esempio può essere l'acqua di cottura che bolle all'interno di una pentola quando viene riscaldata su un fornello.

L'elevato numero di meccanismi e regimi di scambio termico che avvengono, motivano l'intrinseca complessità del processo. Questo fa sì che tuttora siano scarsi i modelli, teorici o empirici, che interpretano correttamente i dati sperimentali.

Per comprendere almeno le basi del fenomeno del *pool boiling*, è utile illustrare quanto osservato da Nukijama, nel suo famoso esperimento nel 1934.

Si consideri un filo di platino, riscaldato elettricamente e immerso in un recipiente di acqua alla temperatura di saturazione. Fintanto che la sua temperatura rimane di poco sopra quella di saturazione, il fluido a contatto con il filo si surriscalda e risale verso il pelo libero dove evapora (evaporazione in convezione naturale).

Continuando ad aumentare la temperatura del filo si nota ad un certo punto l'insorgere del fenomeno chiamato *ebollizione nucleata*, ovvero la rapida nascita e crescita di bolle di vapore sulla superficie del filo. Inizialmente le bolle sono di piccole dimensioni e quindi, una volta staccatesi dal filo, tendono a condensare nella massa del liquido.

Continuando a riscaldare il filo, aumentano i siti di nucleazione delle bolle che si sviluppano sempre più velocemente e raggiungono dimensioni maggiori. Si creano quindi colonne di bolle che salgono fino in superficie, instaurando moti convettivi di vapore ascendente e liquido discendente.

Proseguendo con l'aumentare della temperatura del filo, si giunge alla condizione chiamata *crisi idrodinamica* dell'ebollizione nucleata. Precisamente, lo sviluppo di bolle è così intenso che si crea uno strato di vapore che avvolge completamente la superficie del filo, impedendo ad altro liquido di rimpiazzare la massa evaporata. In queste condizioni normalmente il filo brucia. Solo con fili di tungsteno si innesca il meccanismo di *ebollizione a film*.

Per ogni tipo di ebollizione i meccanismi di scambio di calore cambiano e di conseguenza anche i valori dei flussi termici. Questi dipendono dalla differenza di temperatura tra la superficie riscaldata T_p e quella del liquido. Per quest'ultima si utilizza la temperatura di saturazione T_s .

Nella Figura 4.1 è riportato il diagramma dell'andamento del flusso termico specifico in funzione di $\Delta T = T_p - T_s$.

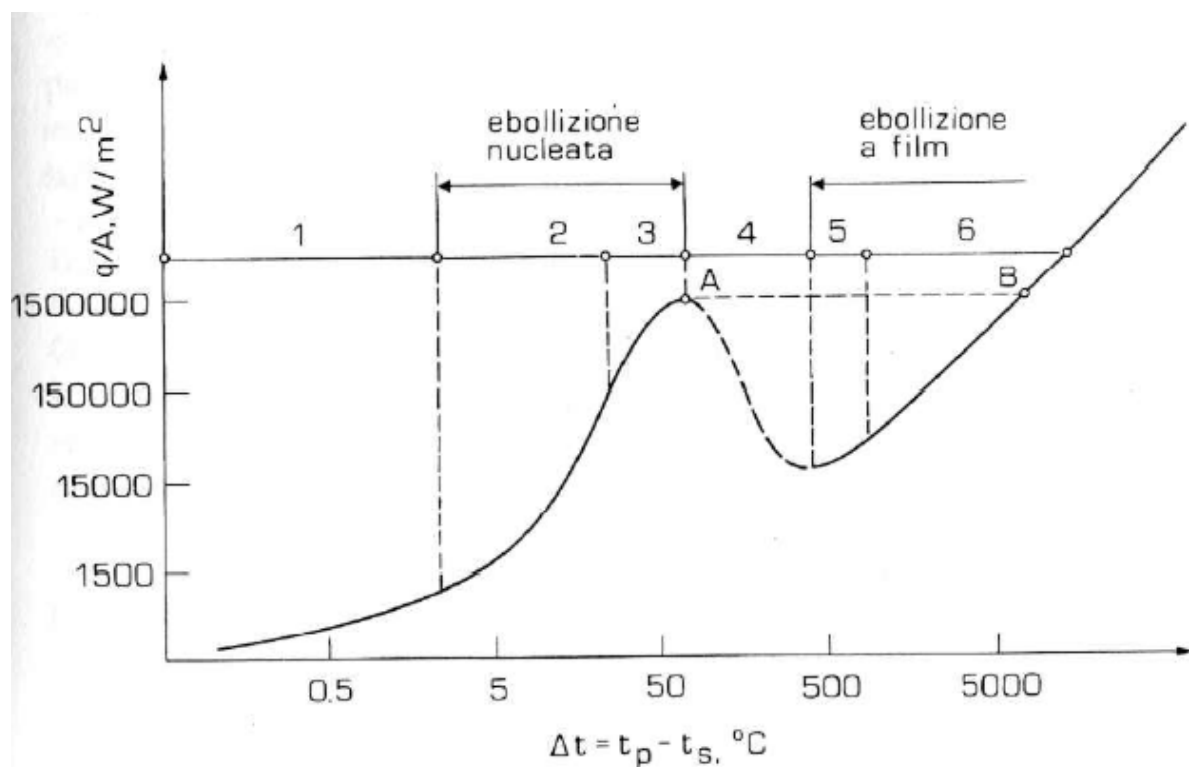


Figura 4.1 Curva del pool boiling su superfici orizzontali piane o cilindriche.

Per valori di ΔT inferiori a $2 - 2,5$ °C (zona 1), quella che si verifica è una semplice convezione naturale. Per valori di ΔT compresi tra $2 - 2,5$ °C e $5,5 - 6$ °C (zona 2), si iniziano a formare le prime bolle che però condensano prima di raggiungere la superficie.

Il flusso termico continua a crescere fino alla zona 3, dove è il calore latente legato alla formazione di bolle a dare il principale contributo allo scambio.

In corrispondenza del punto A (*flusso termico critico*), se si sta operando in condizioni di flusso termico imposto, ovvero nel caso in cui il filo sia riscaldato elettricamente, si nota un brusco aumento della temperatura del filo, che nel caso reale porta alla sua bruciatura, a meno che il filo non sia in tungsteno. Questo accade poiché il film di vapore che si crea funge da isolante e il filo non riesce più a smaltire calore.

Il tratto di curva con linea tratteggiata (zona 4) si può invece ottenere controllando la temperatura della superficie riscaldata. Questa zona si estende per valori di ΔT compresi tra 40 – 220 °C e in essa avviene la transizione tra regime di *ebollizione nucleata* ed *ebollizione a film*.

Si vede chiaramente come la resistenza termica legata alla formazione del film di vapore a bassa conduttività comporti un drastico calo del flusso termico.

Per ΔT compresi tra 220 – 550 °C (zona 5), il film di vapore è stabile e il calore è scambiato per conduzione e radiazione attraverso lo strato di vapore.

Il flusso termico riprende a salire nella zona 6, dove, per ΔT superiori a 550 °C, il meccanismo predominante è quello di radiazione tra superficie e bordo esterno del film.

Nelle applicazioni reali di *pool boiling*, si lavora solo nella zona dell'ebollizione nucleata, stando attenti, nel caso di flusso termico imposto, a stare distanti dal punto di flusso termico critico.

I modelli di calcolo per prevedere i coefficienti di scambio in ebollizione sono in generale delle correlazioni empiriche, che non hanno valenza generale, ma che funzionano solo per singoli regimi di ebollizione.

Nel caso di ebollizione nucleata si può con certezza dire che lo scambio termico sia influenzato dai seguenti fattori:

- *flusso termico specifico* $\left(\frac{q}{S}\right)^n$ con $n = 0,6 \div 0,8$ (valore tipico 2/3)
- *pressione ridotta* $\frac{p}{p_{cr}}$ e quindi anche il rapporto $\frac{\rho_l}{\rho_v}$

tale rapporto influisce sul movimento delle bolle; in particolare se $\rho_l \gg \rho_v$, la spinta che ricevono verso l'alto è molto grande e inoltre le bolle vanno ad occupare un elevato volume attorno alla superficie di scambio;

- *rugosità superficiale* R_a

essa influenza la dimensione media e la densità dei siti di nucleazione delle bolle;

- *proprietà del fluido*: ρ , μ , σ , c_{lv}

rilevanti ai fini dello sviluppo e del distacco delle bolle.

4.3 *Ebollizione in convezione forzata (flow boiling)*

L'ebollizione in convezione forzata o *flow boiling* si verifica facendo passare un fluido dentro un condotto, tipicamente un tubo, e riscaldando quest'ultimo sul lato esterno.

Tale fenomeno vede la compresenza di meccanismi di scambio tipici del *pool boiling* e di quelli relativi alla convezione forzata di liquidi monofase.

Pur essendo un processo ampiamente utilizzato in ambito industriale, per effettuare calcoli tecnici sono disponibili solo correlazioni empiriche. La grande complessità del fenomeno, infatti, ne ha impedito fino ad ora un'analisi sistematica.

Per una comprensione almeno qualitativa del fenomeno, può essere tuttavia utile descrivere ciò che accade all'interno di un condotto riscaldato dall'esterno (flusso termico uniforme su tutta la superficie) e percorso da un fluido in cambiamento di fase.

In questo caso i meccanismi di scambio termico e i relativi coefficienti dipendono dal regime di deflusso che si instaura. Questo è a sua volta influenzato dal titolo di vapore che gradualmente aumenta lungo il condotto man mano che si compie il cambiamento di fase.

Per valori di pressione lontani da quelli critici, il volume specifico del vapore è molto maggiore di quello del liquido. Per questo motivo il grado di vuoto (frazione dell'area della sezione di flusso occupata dalla fase vapore) assume valori già molto elevati anche per titoli modesti, come si può evincere dalla Figura 4.2.

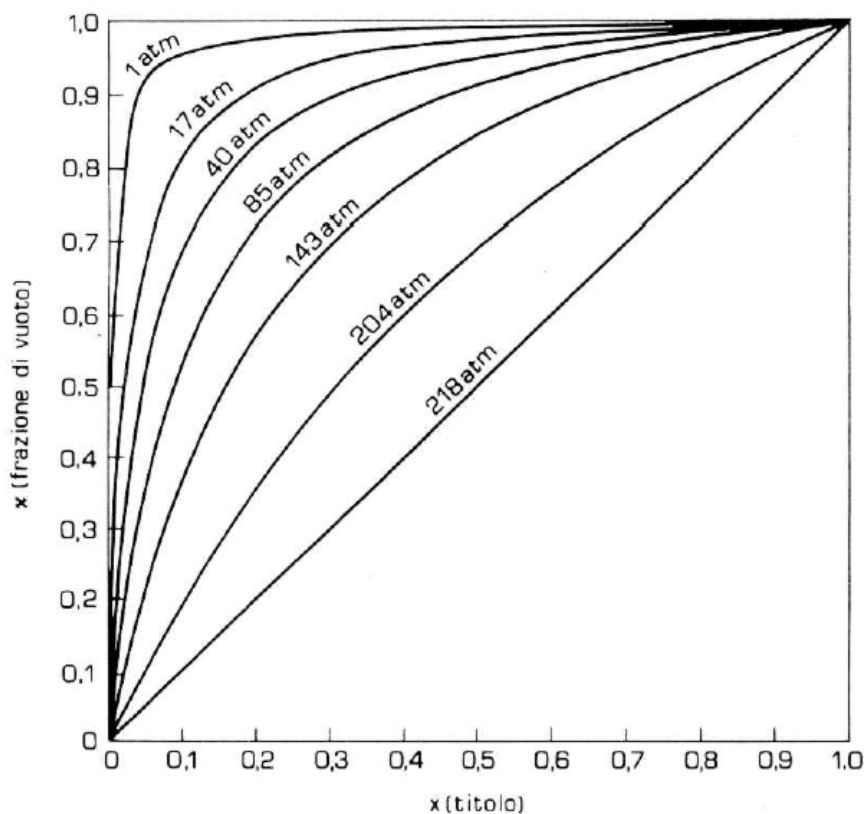


Figura 4.2 Frazione di vuoto in funzione del titolo per diverse pressioni nel sistema acqua-vapore.

Nel caso specifico di un condotto circolare disposto verticalmente e percorso da portate specifiche non elevate, si possono individuare diversi regimi di deflusso a cui sono associati diversi meccanismi di scambio termico.

Come si può vedere nello schema di Figura 4.3, il tubo è alimentato dal basso con liquido sottoraffreddato. Questo, per convezione forzata monofase, si porta a temperatura di saturazione. Successivamente, se $T_p > T_s$, può iniziare l'ebollizione nucleata e instaurarsi così il regime chiamato *bubble flow*. Le bolle sono ben separate tra loro e trascinate dalla corrente e il valore del titolo è ancora modesto.

Progressivamente le bolle tendono a unirsi, formando sacche di vapore che si alternano a sacche di liquido. Si è quindi raggiunto il regime denominato *slug flow*, caratterizzato da un rapido aumento delle velocità di deflusso e da una variabilità della portata, legata all'elevata comprimibilità della fase vapore.

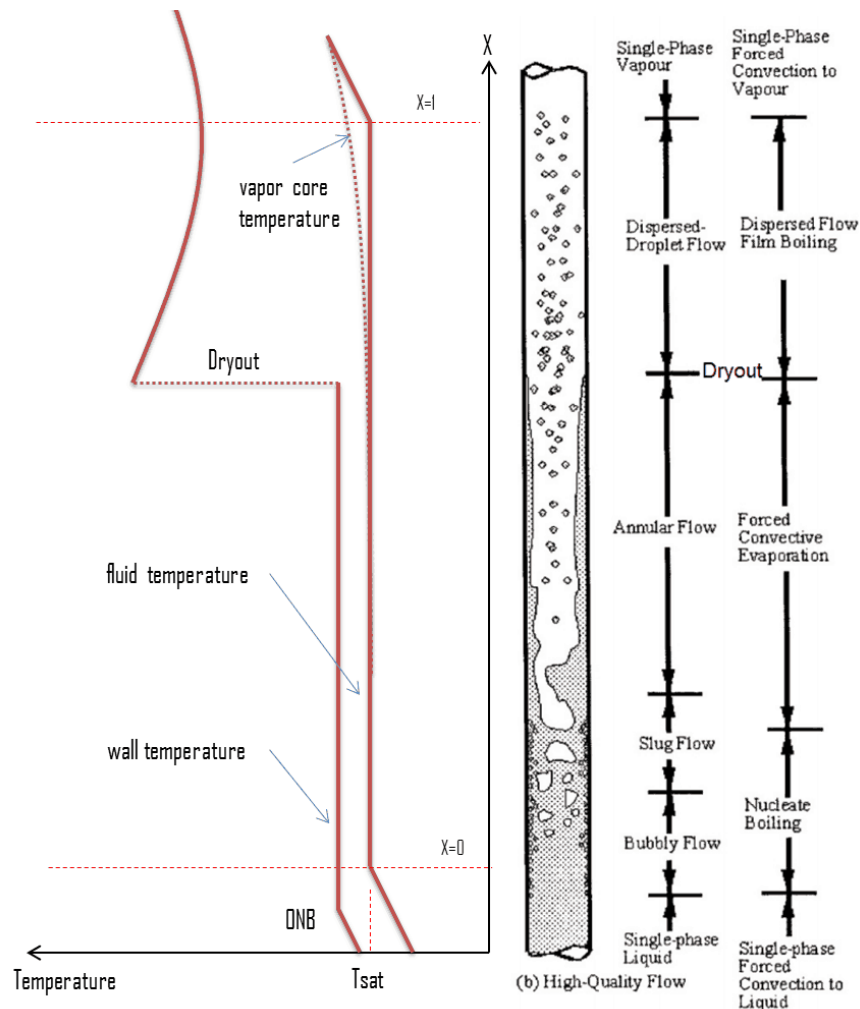


Figura 4.3 Configurazioni di moto nell'ebollizione in convezione forzata all'interno di tubi verticali a sezione circolare.

Un ulteriore aumento del grado di vuoto porta il liquido a rimanere aderente alle pareti del condotto. Esso, infatti, è trascinato dal vapore che fluisce a velocità molto maggiore nella zona centrale e porta con sé anche delle gocce di liquido. Tale configurazione prende il nome di *annular flow*.

Successivamente, il film di liquido va via via assottigliandosi, fino a non garantire più la completa copertura della parete. Si passa così al regime denominato *mist flow*: un film di vapore alla parete e una corrente centrale di vapore e gocce di liquido.

Come detto, ai diversi regimi di deflusso corrispondono diversi meccanismi di scambio termico, cosicché anche i coefficienti di convezione locali varieranno secondo un andamento che qualitativamente può essere rappresentato come nella Figura 4.4.

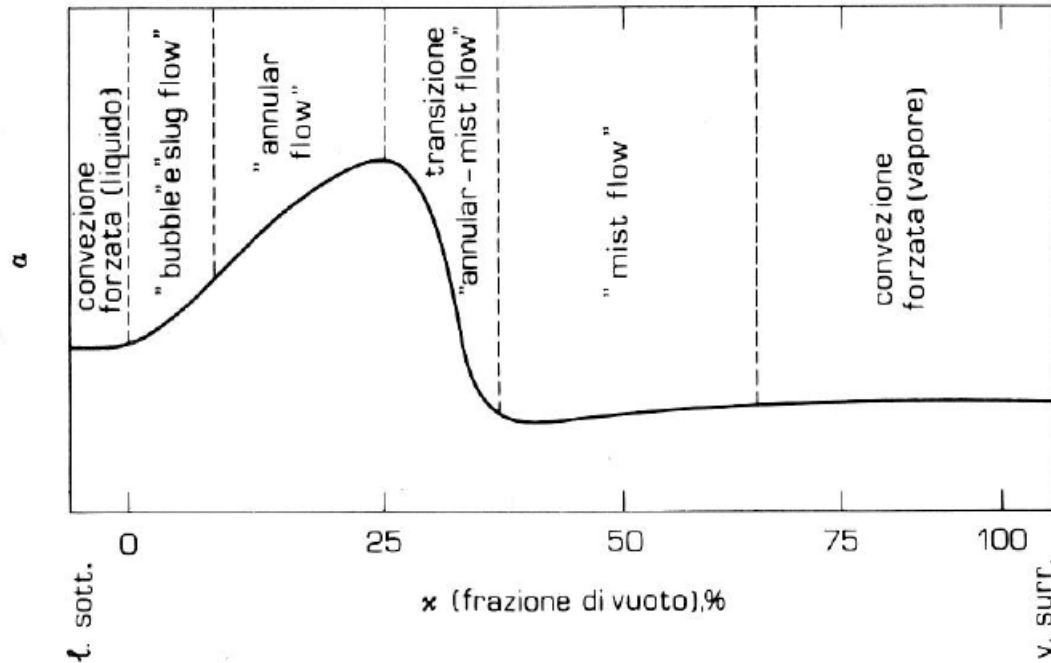


Figura 4.4 Andamento qualitativo del coefficiente di scambio termico nella vaporizzazione in convezione forzata ai diversi regimi di moto.

I valori più elevati per h si raggiungono nelle condizioni di *annular flow*. In queste condizioni la nucleazione è assente, ma l'elevata turbolenza della zona centrale del flusso rende elevati gli scambi termici convettivi.

Per contro, i valori di h decrescono rapidamente quando avviene la *crisi termica* (*dry out*), ovvero la mancanza di uno stabile strato di liquido a contatto con la parete. Il flusso termico è qui ceduto per convezione dalla parete al vapore che a sua volta lo cede alle gocce di liquido. Per questo i coefficienti di scambio si abbassano ai valori tipico della convezione forzata monofase di un gas.

4.4 Il modello di Cooper

La stima del coefficiente di scambio in nucleate boiling con liquido in quiete può essere effettuata tramite il modello di Cooper [12] del 1984:

$$h_r = 55 p^{*(0.12-0.2 \log_{10} R_p)} (-\log_{10} p^*)^{-0.55} q^{0.67} M^{-0.5} \quad (4.1)$$

con

- h_r : coefficiente di scambio termico del fluido frigorigeno;
- $p^* = p/p_{cr}$: pressione ridotta;
- R_p [μm]: rugosità superficiale definita dallo standard tedesco DIN 4762/1;

- $q [W/m^2]$: flusso termico specifico;
- M : peso molecolare del fluido frigorifero.

4.5 Modello di Gorenflo

Un'altra correlazione valida per la stima dei coefficienti di scambio in nucleate boiling è quella fornita da Gorenflo [13]:

$$h_r = h_0 C_{Ra} F_{(p^*)} \left(\frac{q}{q_0} \right)^n \quad (4.2)$$

dove

- h_0 : valore di riferimento del coefficiente di scambio termico del fluido frigorifero calcolato per $p^*=0.1$, $q_0=2000 [W/m^2]$, $Ra=0.4 [\mu m]$;
- $C_{Ra} = \left(\frac{Ra}{0.4 \mu m} \right)^{0.1333}$: considera l'effetto della rugosità media della superficie definita da ISO4287/1;
- $F_{(p^*)} = 1,2p^{*0.27} + [2,5 + 1/(1 - p^*)]p^*$: considera l'effetto della pressione ridotta $p^*=p/p_{cr}$;
- $\left(\frac{q}{q_0} \right)^n = \left(\frac{q}{20000 W/m^2} \right)^{(0.9-0.3p^{*0.3})}$: considera l'effetto del flusso termico specifico $q [W/m^2]$.

4.6 Modello di Longo

Il modello di Longo et al. [14], del 2015, è stato sviluppato appositamente per il calcolo dei coefficienti di scambio nella ebollizione di fluidi frigoriferi all'interno di scambiatori di calore saldobrasati (BPHE).

Questo modello è basato su un data base che comprende dati sperimentali sui fluidi frigoriferi HFC (HFC236a, HFC134a, HFC410A) [15], HC (HC600a-Isobutano, HC290-Propano, HC1270-Propylene) [16] e HFO (HFO1234yf) [17].

Il modello è costituito da due equazioni valide rispettivamente per l'ebollizione nucleata, controllata dal flusso termico, e l'ebollizione in convezione forzata, controllata dal titolo di vapore e dalla portata specifica.

In letteratura esiste un modello, proposto da Thonon et al. [18], per la previsione del regime termico nella ebollizione negli scambiatori a piastre (BPHE). Esso è basato sul Boiling Number Bo e sul parametro di Martinelli X_{tt} :

$$Bo = \frac{q}{G c_{lv}} \quad (4.3)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1 - X_m}{X_m} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (4.4)$$

Il prodotto di questi due numeri serve a stimare il meccanismo di scambio predominante:

$Bo X_{tt} > 0,15 \times 10^{-3}$ *nucleate boiling*

$Bo X_{tt} < 0,15 \times 10^{-3}$ *convective boiling*

Per prima cosa, dunque, i dati sperimentali sono stati plottati in funzione di questi due parametri.

Si vede nella Figura 4.5 come in generale il meccanismo predominante sia quello dell'ebollizione nucleata, ad eccezione degli HFC236fa, HC600a e HFC134a che sono molto vicini alla zona di transizione.

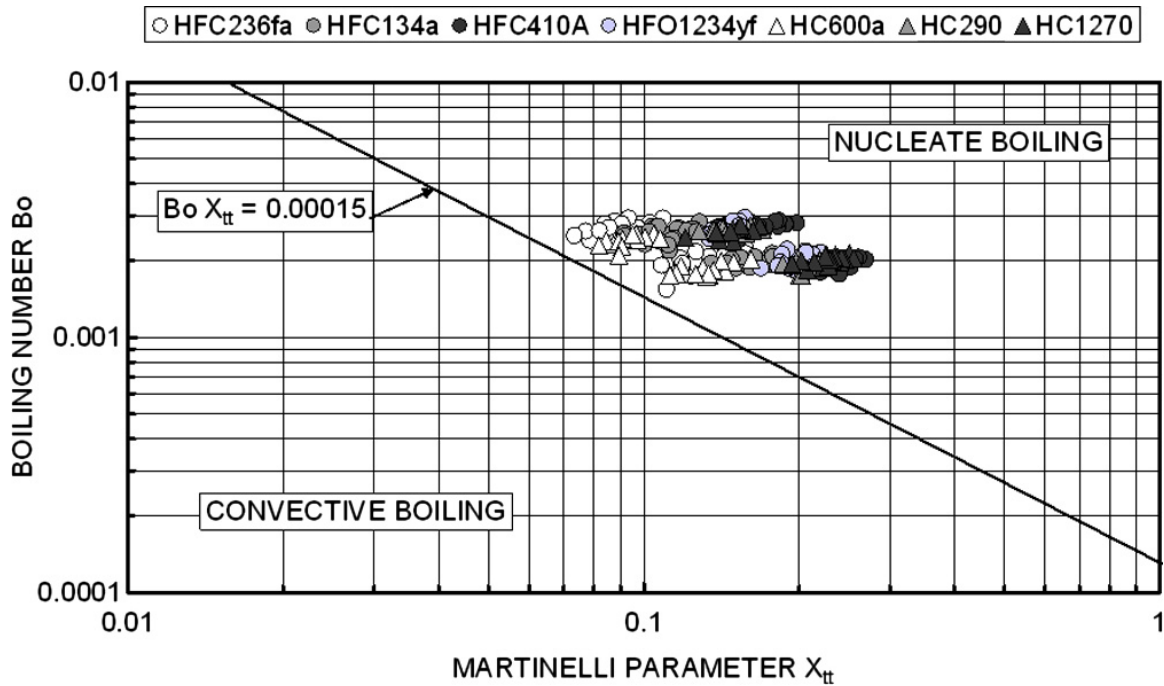


Figura 4.5 Dati sperimentali sulla mappa dei regimi termici di Thonon et al.

Un ulteriore passaggio per chiarire ulteriormente quale dei due meccanismi sia quello predominante consiste nel plottare i coefficienti di scambio sperimentali normalizzati rispetto al valore calcolato con il modello di Gorenflo [13], (valido per il regime di nucleate boiling) in funzione del flusso termico specifico, come nella Figura 4.6.

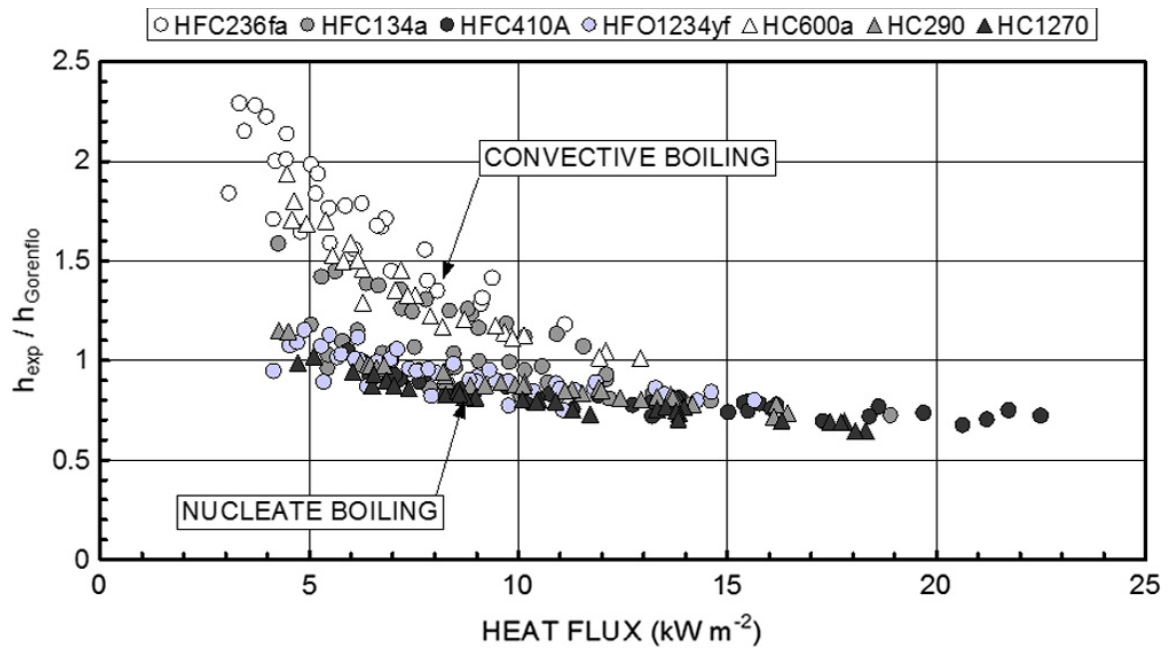


Figura 4.6 Coefficienti di scambio termico normalizzati vs. flusso termico specifico.

Si nota chiaramente come vengano evidenziate due classi di dati: quelli relativi agli HFC236fa, HC600a e HFC134a, che presentano valori normalizzati dei coefficienti maggiori dell'unità, e il resto dei dati che sono sostanzialmente attorno al valore unitario.

Questo accade perché i primi sono dominati dalla ebollizione in convezione forzata, mentre per i secondi a prevalere è il regime di ebollizione nucleata.

Il primo set di dati è stato così sfruttato per sviluppare una nuova equazione adimensionale del tipo in convezione forzata, basata sul numero di Reynolds equivalente Re_{eq} e sul numero di Prandtl del liquido Pr_l :

$$h_{cb} = 0,122 \Phi \left(\frac{\lambda_l}{d_h} \right) Re_{eq}^{0,8} Pr_l^{1/3} \quad (4.5)$$

dove la costante 0,122 e l'esponente 0,8 sono stati ricavati per best fitting sui dati sperimentali, mentre Φ è il fattore di incremento dell'area delle piastre dello scambiatore. Il numero di Reynolds equivalente è calcolato per un titolo medio in vapore in modo che il valore ricavato per h_{cb} rappresenti il coefficiente di scambio medio dell'intera superficie.

Il secondo set di dati è stato usato per formulare una nuova equazione valida per il regime di ebollizione nucleata.

In particolare, è stata modificata la correlazione originale fornita da Gorenflo, che tende a sovrastimare i coefficienti per valori elevati del flusso termico, moltiplicandola per un fattore

correttivo C_{nb} e per il fattore Φ . L'esponente n è anch'esso modificato, mentre il resto dell'equazione rimane invariato.

La correlazione ottenuta è la seguente:

$$h_{nb} = C_{nb} \Phi h_0 C_{Ra} F_{(p^*)} \left(\frac{q}{q_0} \right)^n \quad (4.6)$$

dove

- $C_{nb} = 0,58$;
- $n = 0,467$;

entrambi ottenuti con procedura di best fitting sui dati sperimentali.

Il coefficiente di scambio medio finale è ottenuto prendendo, in via cautelativa, il massimo tra h_{cb} e h_{nb} :

$$h_b = MAX(h_{cb}, h_{nb}) \quad (4.7)$$

in accordo con il modello di Shah [19] per vaporizzazione all'interno di tubi circolari.

4.7 Modello di Amalfi

Il modello proposto da Amalfi [20] è frutto di un'analisi dimensionale e di regressione multipla applicati a un'ampia banca dati.

L'autore ha scelto di utilizzare il numero di Bond Bo per individuare la transizione tra due regimi (micro e macro-canale) di scambio termico, in accordo con quanto detto da Kew e Cornwell (1997) [21].

Più precisamente, per $Bd < 4$ si è nel caso di micro-canale e il numero di Nusselt è associato al numero di Weber We , al numero di Bond Bd , al Boiling number Bo , al rapporto tra densità liquido/vapore e all'angolo della corrugazione delle piastre.

Per $Bd < 4$

$$h_{Amalfi} = 982 \frac{\lambda_l}{d_{eq}} \beta^{*1.101} We^{0.315} Bo^{0.320} \rho^{*-0.224} \quad (4.8)$$

Viceversa, se $Bd > 4$ si è nel caso di macro-canale e il numero di Weber è sostituito dal numero di Reynolds del vapore e dal numero di Reynolds del solo liquido.

Per $Bd > 4$

$$h_{Amalfi} = 18,495 \frac{\lambda_l}{d_{eq}} \beta^{*0.248} Re_v^{0.135} Re_{lo}^{0.351} Bd^{0.235} Bo^{0.198} \rho^{*-0.223} \quad (4.9)$$

con

- $\beta^* = \frac{\beta}{\beta_{MAX}};$
- $\rho^* = \frac{\rho_l}{\rho_v};$
- Numero di Weber: $We = \frac{G^2 d_{eq}}{\rho_m \sigma};$
- Numero di ebollizione: $Bo = \frac{q}{G c_{lv}};$
- Numero di Bond: $Bd = \frac{(\rho_l - \rho_v) g d_{eq}^2}{\sigma};$
- Numero di Reynolds della sola fase gassosa: $Re_v = \frac{G x d_{eq}}{\mu_v};$
- Numero di Reynolds della stessa portata con le proprietà del liquido: $Re_{lo} = \frac{G d_{eq}}{\mu_l};$

Nel passaggio da macro a micro-canale i coefficienti di scambio aumentano grazie al fatto che il regime di *annular flow* è più esteso di quello a sacche e anche perché la turbolenza del flusso è maggiore.

5 APPARATO SPERIMENTALE DI MISURA ED ELABORAZIONE DEI DATI

Fattore essenziale per un efficace design e una corretta progettazione degli scambiatori di calore è la conoscenza di quelli che sono i coefficienti di scambio termico locali all'interno dei canali dello scambiatore stesso. La conoscenza di quest'ultimi è ancora più importante per lo sviluppo di procedure di calcolo nel caso di condensatori ed evaporatori. La loro misura permette infatti di identificare i differenti regimi di scambio termico che si instaurano nel caso di ebollizione e condensazione.

Mentre ricavare i coefficienti locali tramite misure sperimentali può risultare relativamente semplice per gli scambiatori tubolari, nel caso degli scambiatori a piastre saldobrasate questo può essere molto complesso.

In letteratura inoltre esistono numerosi dati sperimentali sugli scambi termici monofase e bifase di diversi fluidi all'interno di scambiatori a piastre, ma la maggior parte di essi riguarda i coefficienti di scambio medio sull'intera piastra. Pochi sono invece i dati sui coefficienti locali. C'è quindi ancora molto lavoro che si può fare in quest'ambito.

In questo capitolo verranno descritti l'impianto sperimentale e le tecniche di misura innovative sviluppati per misurare i coefficienti di scambio termico in condensazione e vaporizzazione, all'interno di uno scambiatore a piastre saldobrasate. Saranno anche fatti dei cenni a dei lavori simili, svolti da altri gruppi di ricerca.

5.1 Descrizione dell'impianto

In Figura 5.1 e Figura 5.2 è schematizzato l'impianto utilizzato per le misure, rispettivamente nella configurazione per condensazione ed ebollizione.

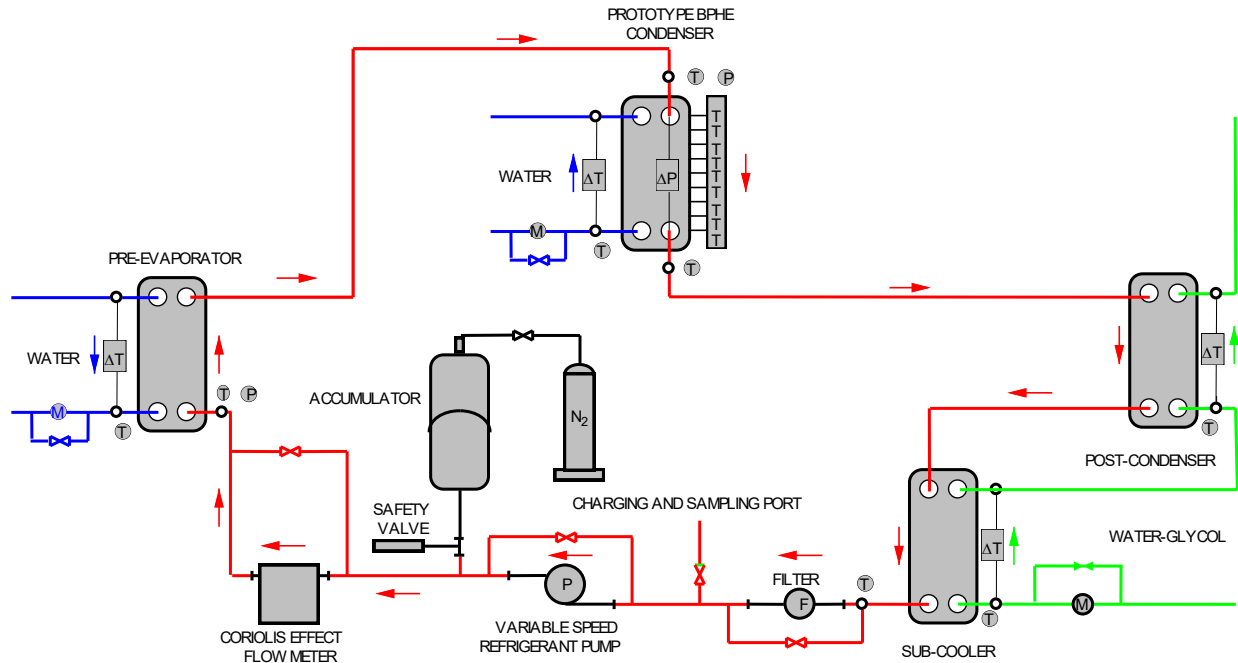


Figura 5.1 Schema dell'impianto utilizzato per ricavare i coefficienti di scambio locali in condensazione.

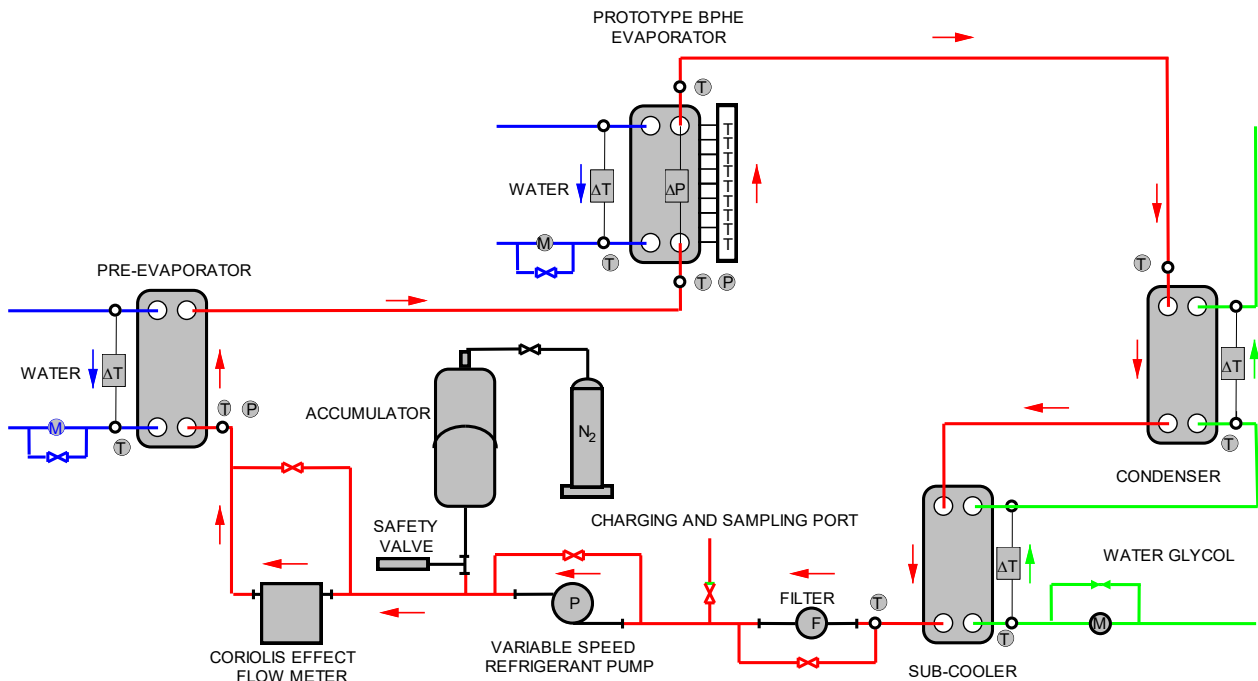


Figura 5.2 Schema dell'impianto utilizzato per ricavare i coefficienti di scambio locali in vaporizzazione.

Come si può osservare, l'apparato sperimentale è costituito da tre circuiti principali:

1. *il circuito principale*, percorso dal fluido frigorifero (in rosso);
2. *il circuito dell'acqua* che va ad alimentare il pre-evaporatore e lo scambiatore oggetto delle misure (in blu);
3. *il circuito della miscela acqua e glicole* (in verde) che alimenta il post-condensatore e il sub-cooler.



Figura 5.3 Foto dell'impianto in laboratorio.

5.1.1 Circuito del fluido frigorifero

Il circuito del fluido frigorifero è composto dai seguenti elementi:

- *pompa volumetrica a ingranaggi*: dotata di azionamento in corrente continua, permette di regolare la portata di fluido frigorifero con estrema precisione variando la velocità di rotazione. Fini regolazioni della portata sono molto utili anche in fase di raggiungimento delle desiderate condizioni di equilibrio in termini di portata, pressione, temperatura di saturazione e surriscaldamento in ingresso allo scambiatore.

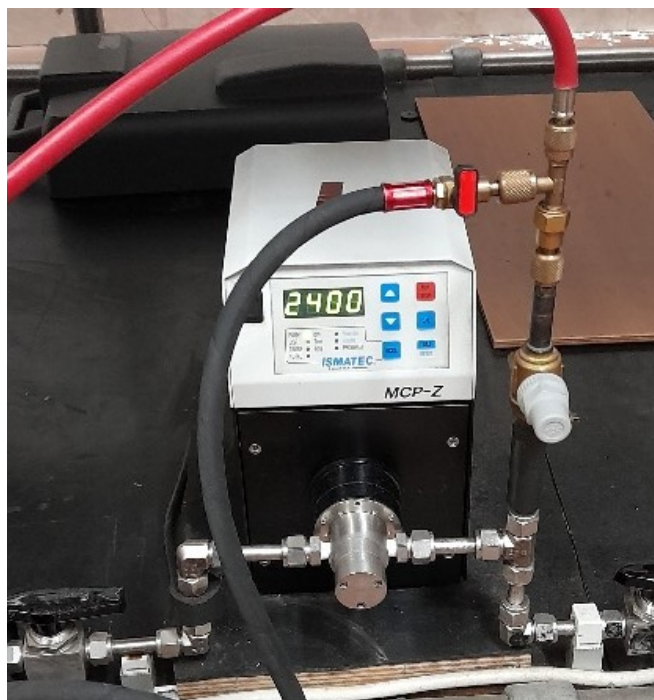


Figura 5.4 Foto della pompa volumetrica.

- *Misuratore di portata ad effetto Coriolis:* fornisce il valore istantaneo della portata di fluido frigorifero in kg/h e misura anche la densità del fluido. Il suo range di utilizzo è 0/300 kg/h, e la sua incertezza di misura è pari allo 0,1% ($k=2$) del valore misurato.

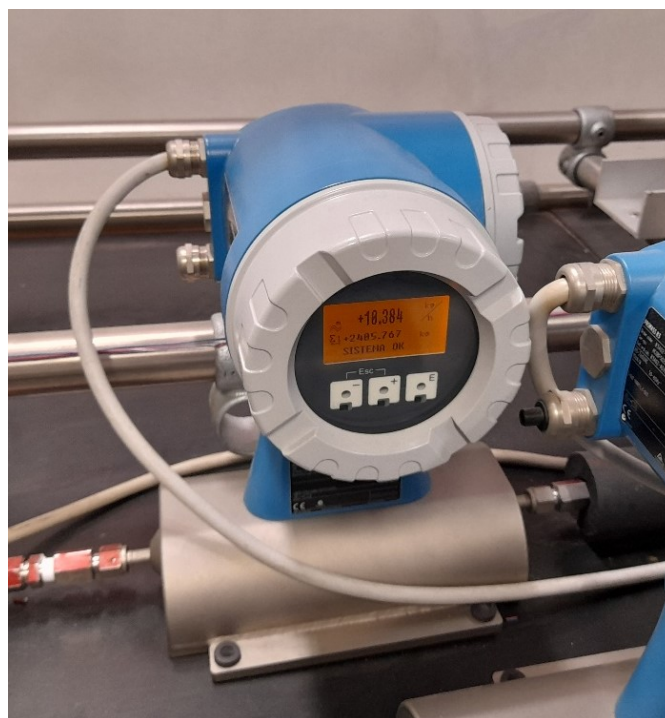


Figura 5.5 Foto del misuratore di portata ad effetto Coriolis.

- *Pre-evaporatore*: si tratta di uno scambiatore a piastre commerciale che vaporizza il fluido fino ad ottenere il titolo desiderato all'ingresso della sezione di prova.

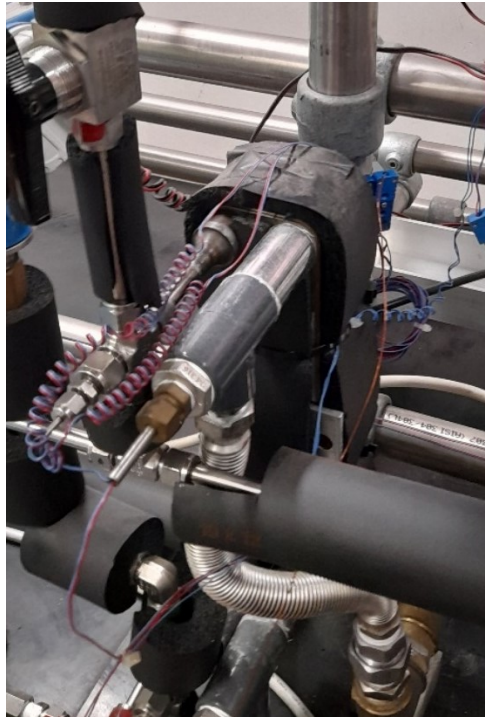


Figura 5.6 Foto del pre-evaporatore.

- *Sezione di prova*: scambiatore a piastre saldobrasate, appositamente disegnato e costruito per misurare i coefficienti di scambio termico locali in condensazione e vaporizzazione. Di esso verrà fornita una descrizione dettagliata in seguito.
- *Sottoraffreddatore (e post-condensatore)*: consiste in uno scambiatore a piastre che sottoraffredda il fluido frigorifero prima dell'ingresso alla pompa per evitare la cavitazione.
- *Strumenti di misura*: le misurazioni della temperatura dei fluidi vengono effettuate tramite termocoppie di tipo T con range di utilizzo $-20/80^{\circ}\text{C}$, incertezza $\pm 0,1\%$ ($k=2$), mentre le variazioni di temperatura sono state misurate con termopile di tipo T con range di utilizzo $-20/80^{\circ}\text{C}$, incertezza $\pm 0,05\%$ ($k=2$). Le pressioni all'ingresso del pre-evaporatore e dello scambiatore di misura sono misurate tramite trasduttori assoluti di pressione strain-gage con range di utilizzo $0/2.0\text{ MPa}$, incertezza $\pm 0,075\%$ ($k=2$), mentre la variazione di pressione lungo la sezione di prova viene rilevata con trasduttori differenziali di pressione strain-gage con range di utilizzo $0/0.3\text{ MPa}$, incertezza $\pm 0,075\%$ f.s. ($k=2$). Infine le portate volumetriche in l/h sono state misurate tramite misuratori di portata magnetici con range di utilizzo $100/1200\text{ l/h}$, incertezza $0,15\%$ f.s. ($k=2$).

Tabella 5.2 Specifiche della strumentazione impiegata

Strumento	Incertezza (k=2)	Range
Termocoppie tipo T	0.1 K	-20/80 °C
Termopile tipo T	0.05 K	-20/80 °C
Misuratori assoluti di pressione	0.075% f.s.	0/2.0 MPa
Misuratori differenziali di pressione	0.075% f.s	0/0.03 MPa
Misuratore di portata a effetto Coriolis	0.1%	0/300 kg/h
Misuratori di portata magnetico	0.15% f.s.	100/1200 l/h

5.1.2 Circuiti dell'acqua e dell'acqua e glicole

Il circuito della miscela acqua e glicole alimenta in serie il post-condensatore e il sub-cooler e la sua temperatura può essere fatta variare tra -10°C e 60°C.

Il circuito dell'acqua invece alimenta il pre-evaporatore e la sezione di prova con temperature dell'acqua che possono variare nel range che va da 3°C a 60°C.

Due gruppi frigo con riscaldatori elettrici e accumuli permettono la fine regolazione della temperatura di entrambi i circuiti con una stabilità di ± 0.1 K. Questo permette di raggiungere con precisione e mantenere stabili nel tempo le condizioni a cui si vogliono effettuare le prove. In particolare il parametro che viene principalmente influenzato è la temperatura di saturazione del fluido frigorigeno.

Le portate dei fluidi termovettori vengono regolate tramite valvole.

5.1.3 Scambiatore a piastre (BPHE)

Lo scambiatore utilizzato nell'impianto è un prototipo appositamente studiato e realizzato per poter misurare i flussi termici e i coefficienti di scambio termico locali.

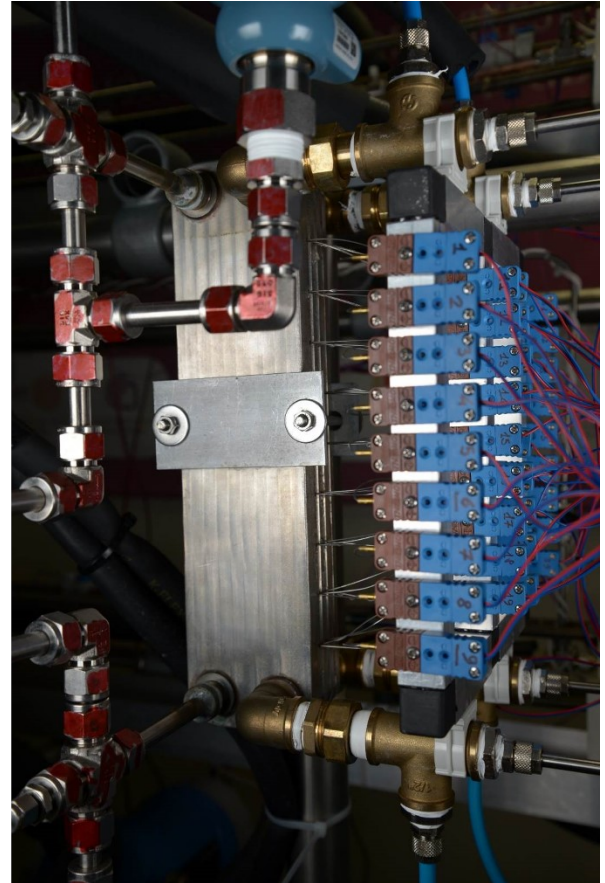
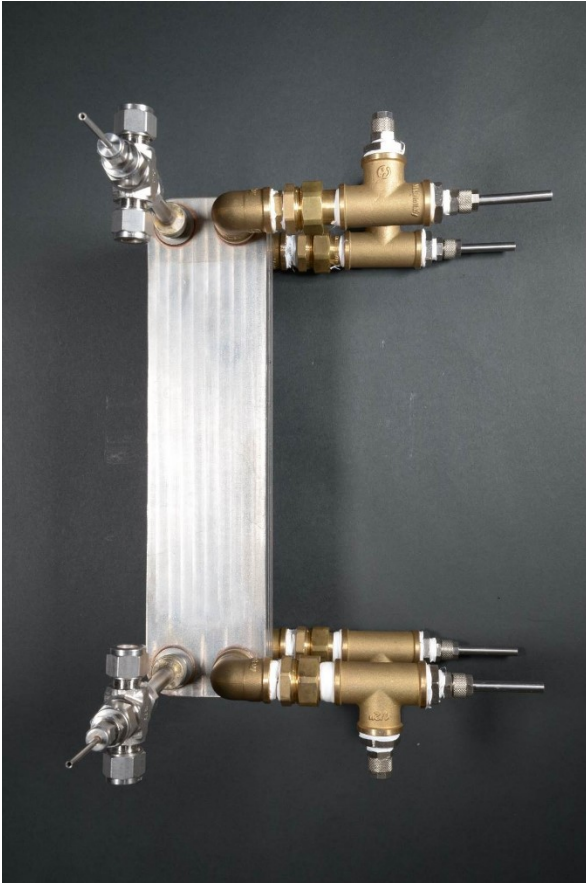


Figura 5.7 Foto dello scambiatore prototipo utilizzato per le misure (a destra instrumentato con le termocoppie).

Come si può notare dalla Figura 5.7, si tratta di uno scambiatore molto diverso, per certi aspetti, dai comuni scambiatori utilizzati in ambito industriale.

La Figura 5.8 riporta la sezione trasversale e quella longitudinale dello scambiatore prototipo.

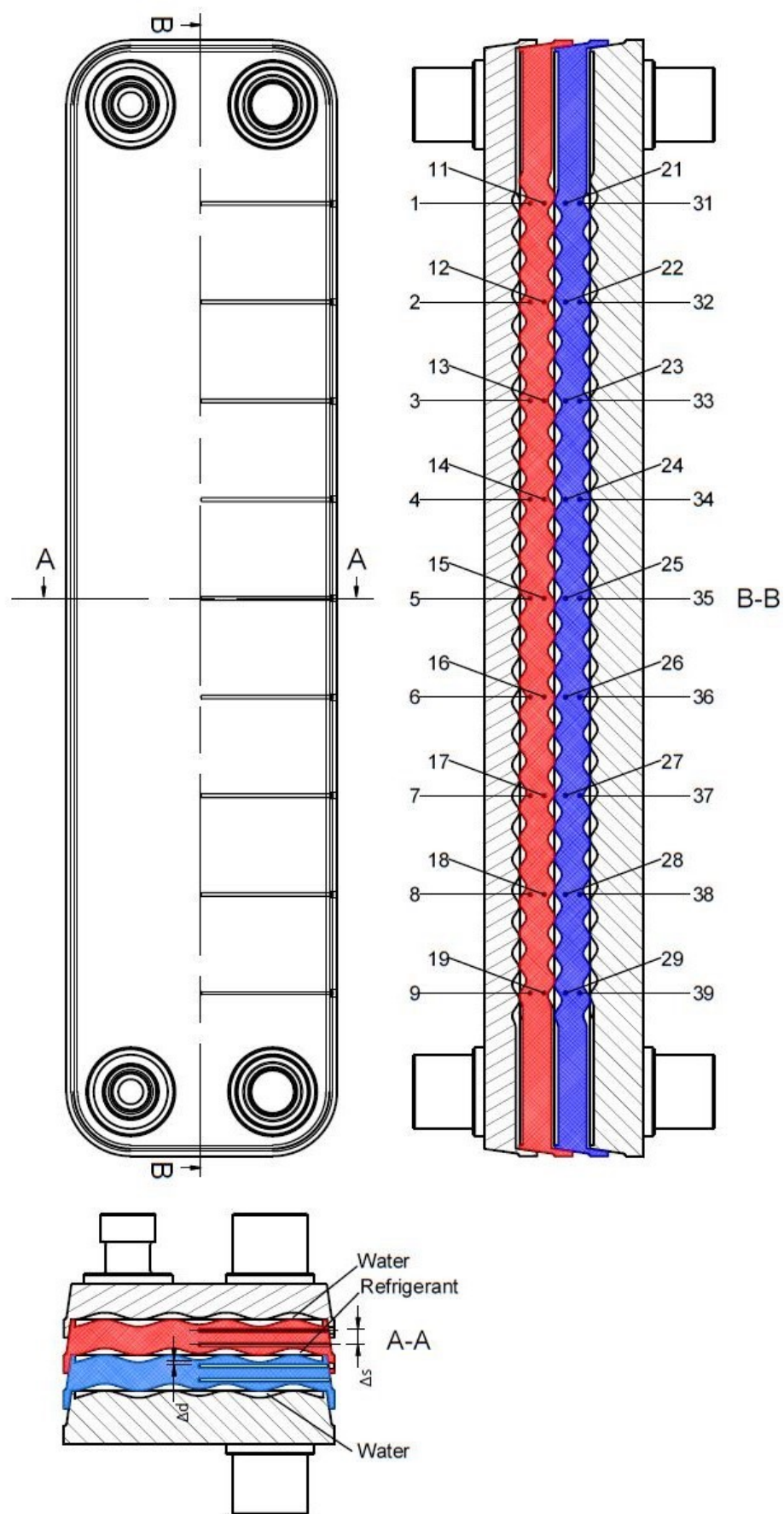


Figura 5.8 Sezione longitudinale e trasversale dello scambiatore prototipo.

Lo scambiatore è costituito da quattro piastre corrugate di grosso spessore e presenta un canale centrale dove scorre il fluido frigorigeno, e due canali laterali dove scorre acqua.

Le piastre, realizzate in acciaio inossidabile AISI316L, sono spesse 10 mm e presentano una corrugazione a spina di pesce con un angolo di inclinazione β di 65° , una profondità b di 2.0 mm e un passo P di 8.0 mm. La lunghezza di deflusso della piastra L è di 278 mm e la larghezza della piastra W è di 72 mm.

Tabella 5.3 Caratteristiche geometriche dello scambiatore a piastre prototipo.

Parametro	Misura/Tipo
Lunghezza di deflusso della piastra L (mm)	278.0
Larghezza della piastra W (mm)	72.0
Area della piastra S (m ²)	0.020
Tipo di corrugazione	Chevron
Angolo della corrugazione β (°)	65
Profondità della corrugazione b (mm)	2.0
Passo della corrugazione p (mm)	8.0
Rugosità della piastra R_a (μm) (ISO)	0.4
Rugosità della piastra R_p (μm) (DIN)	1.0
Numero totale di piastre	4
Numero di piastre effettive	2
Canali dal lato refrigerante	1
Canali dal lato acqua	2

Facendo riferimento alla sezione longitudinale B-B della Figura 5.8, il fluido frigorigeno scorre nel canale tra la piastra blu e quella rossa, muovendosi dall'alto verso il basso, nel caso della condensazione, o dal basso verso l'alto nel caso della vaporizzazione. L'acqua invece scorre in controcorrente nei canali a sinistra della piastra rossa e a destra della piastra blu.

Come si può osservare nella Figura 5.9, entrambe le piastre presentano sul bordo laterale due file di nove fori, realizzati per elettroerosione (EDM).

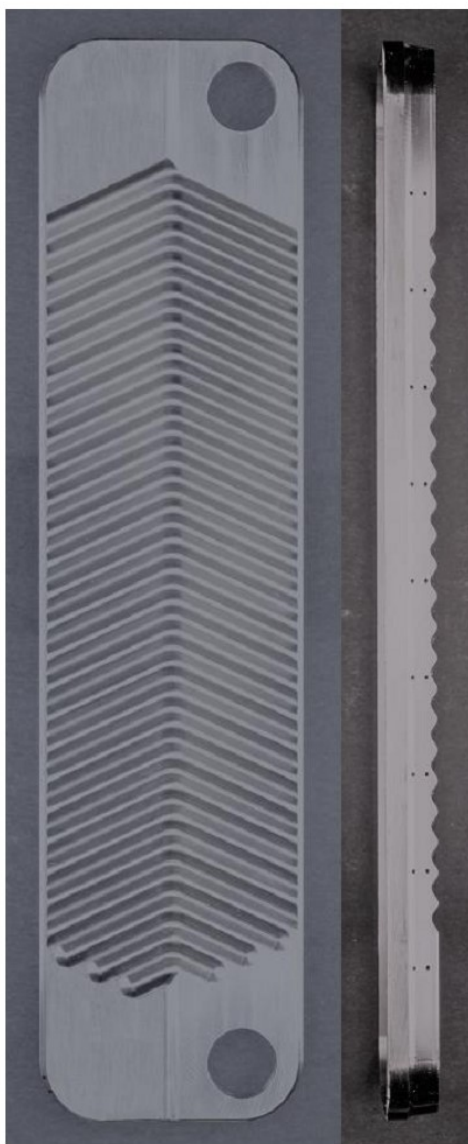
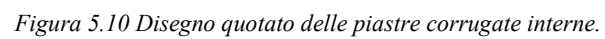


Figura 5.9 Foto della piastra corrugata interna.

I fori servono per potervi alloggiare le termocoppie per la misura dei flussi termici locali e della temperatura superficiale locale.

Tramite la sezione trasversale A-A delle piastre, riportata nella Figura 5.8, è possibile comprendere con maggiore dettaglio la geometria e la disposizione dei fori per la collocazione delle termocoppie.

Nella Figura 5.10 è riportato un disegno quotato dal quale è possibile comprendere la geometria e le dimensioni della corrugazione, come anche la posizione dei fori.



5.1.4 Software acquisizione e monitoraggio dei dati

Tramite l'utilizzo del software LabView vengono monitorati in tempo reale i principali parametri dell'impianto. Di seguito sono riportati degli esempi delle tre schermate principali utilizzate, nel caso di test in vaporizzazione.

La Figura 5.11 corrisponde alla schermata denominata *sinottico*, nella quale è schematizzato graficamente l'impianto nei suoi componenti principali. A essi sono associati i parametri più utili da monitorare. Questi possono essere, ad esempio, i valori delle portate dei diversi circuiti, le temperature, le pressioni o il valore del titolo del fluido.

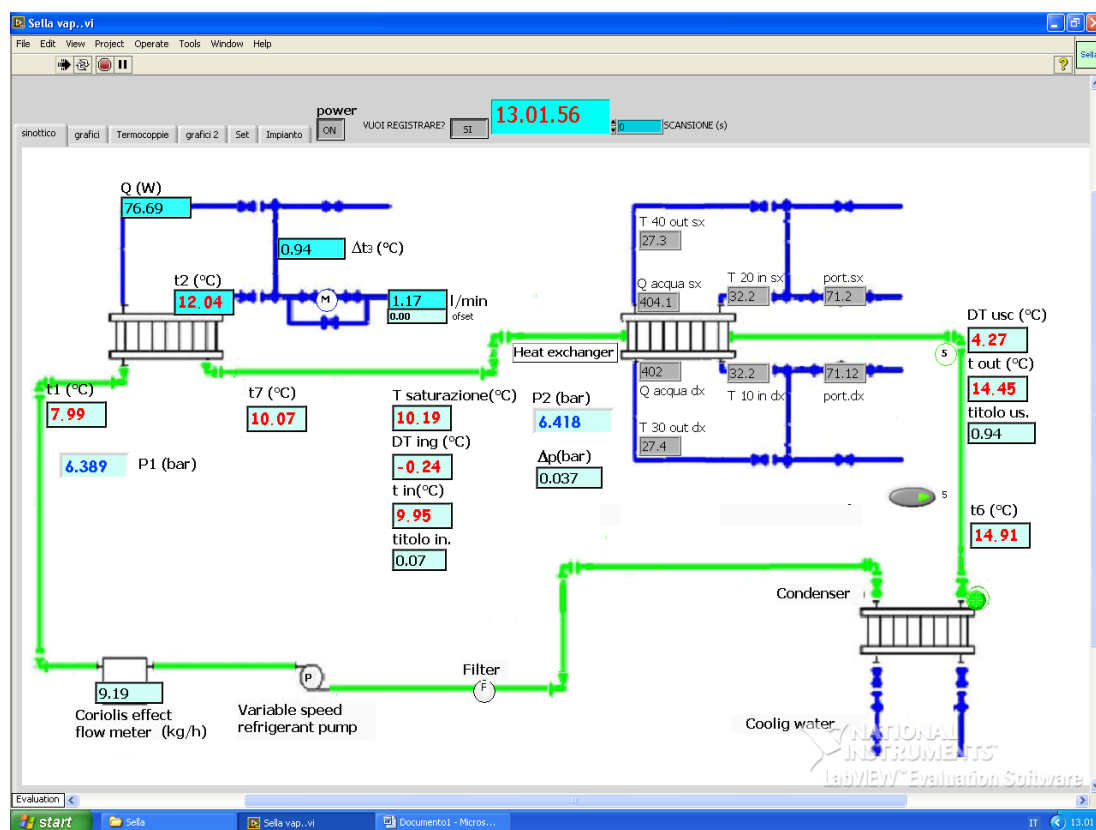


Figura 5.11 Schermata "sinottico" del software LabView per il monitoraggio dei parametri dell'impianto.

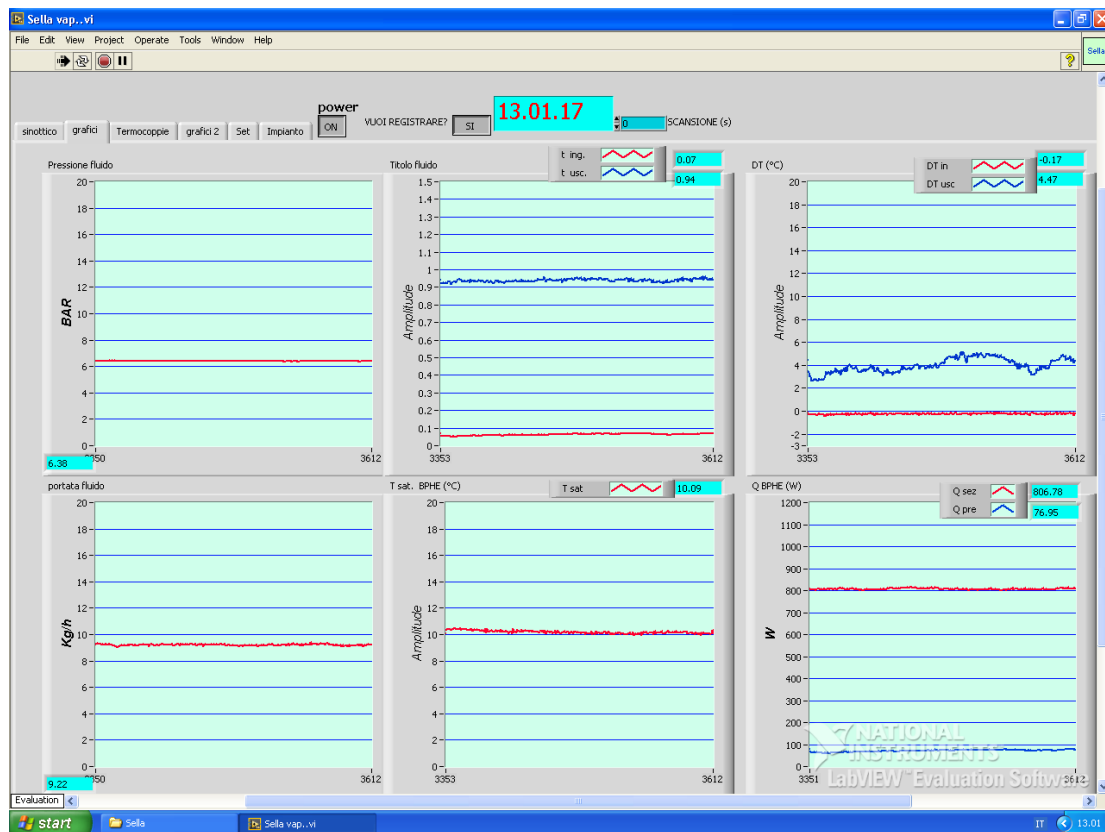


Figura 5.12 Schermata “grafici” del software LabView per il monitoraggio dei parametri dell’impianto.

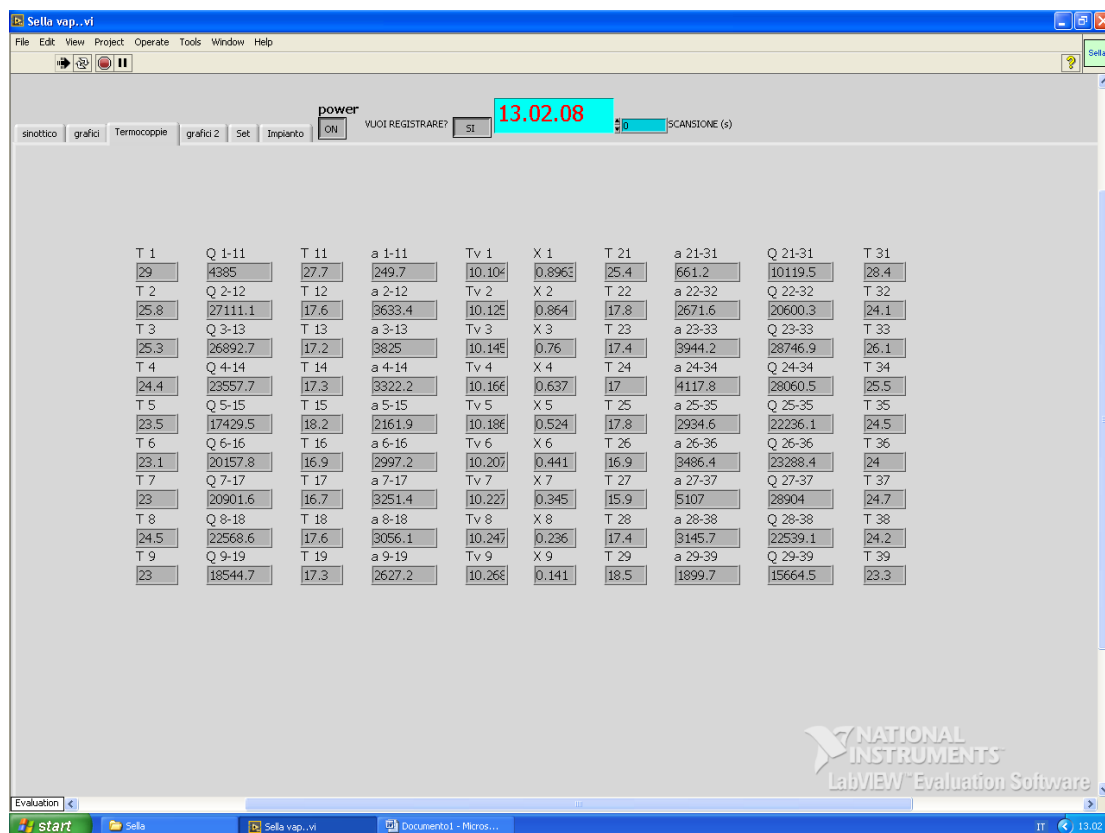


Figura 5.13 Schermata “termocoppie” del software LabView per il monitoraggio dei parametri dell’impianto.

Diversa invece è la funzione della seconda schermata denominata *grafici*, raffigurata nella Figura 5.12. Qui compaiono i grafici che riportano l'andamento nel tempo del valore di parametri come la pressione (bar) del fluido frigorifero, il valore del titolo e del surriscaldamento ($^{\circ}\text{C}$) del fluido all'ingresso e all'uscita dello scambiatore, la portata del fluido (kg/h), la temperatura di saturazione ($^{\circ}\text{C}$) e la potenza scambiata (W) dallo scambiatore e dal pre-evaporatore.

Nella terza schermata di Figura 5.13, *Termocoppie*, sono invece riportate le misure istantanee delle termocoppie inserite nelle piastre dello scambiatore e i valori istantanei dei coefficienti locali e del titolo di vapore locale.

Poter disporre di queste informazioni in tempo reale è di fondamentale importanza durante le fasi di regolazione, nelle quali si porta l'impianto nelle condizioni operative desiderate per effettuare le misure. Ogni modifica apportata in termini di variazione di portata o di temperatura di uno dei circuiti, anche se minima, ha sempre degli effetti che si ripercuotono su tutto il resto del sistema.

Il software permette inoltre, raggiunta la condizione di regime permanente, di registrare i dati, che vengono acquisiti generalmente per un tempo di dieci minuti. Durante questo periodo si tengono monitorate le condizioni dell'impianto, verificando che si mantengano il più possibile costanti nel tempo. Alla fine della misura, per ogni parametro registrato, viene calcolato il valore medio e la varianza lungo tutto il periodo di acquisizione.

5.2 *Descrizione delle prove*

Durante ogni prova, una volta raggiunte le condizioni di regime permanente, tutti i parametri vengono misurati e registrati. Successivamente viene ricavato per ogni parametro il valor medio calcolato sull'intero periodo dell'acquisizione.

L'elevata inerzia termica dell'impianto, data dalla notevole massa delle piastre in acciaio dello scambiatore, garantisce che, una volta raggiunto l'equilibrio termico, il sistema si mantenga a lungo in tali condizioni, senza che si verifichino sostanziali variazioni che influenzerebbero negativamente la precisione delle misure.

5.3 *Elaborazione dei dati*

Vediamo ora il procedimento che sta alla base del calcolo dei coefficienti di scambio locali e che sfrutta i dati acquisiti durante le misure sperimentali.

Le due piastre che vanno a formare il canale dove scorre il refrigerante possono essere suddivise in nove sezioni, corrispondenti a ciascuna coppia di fori sul fianco della piastra, come illustrato nella Figura 5.14.

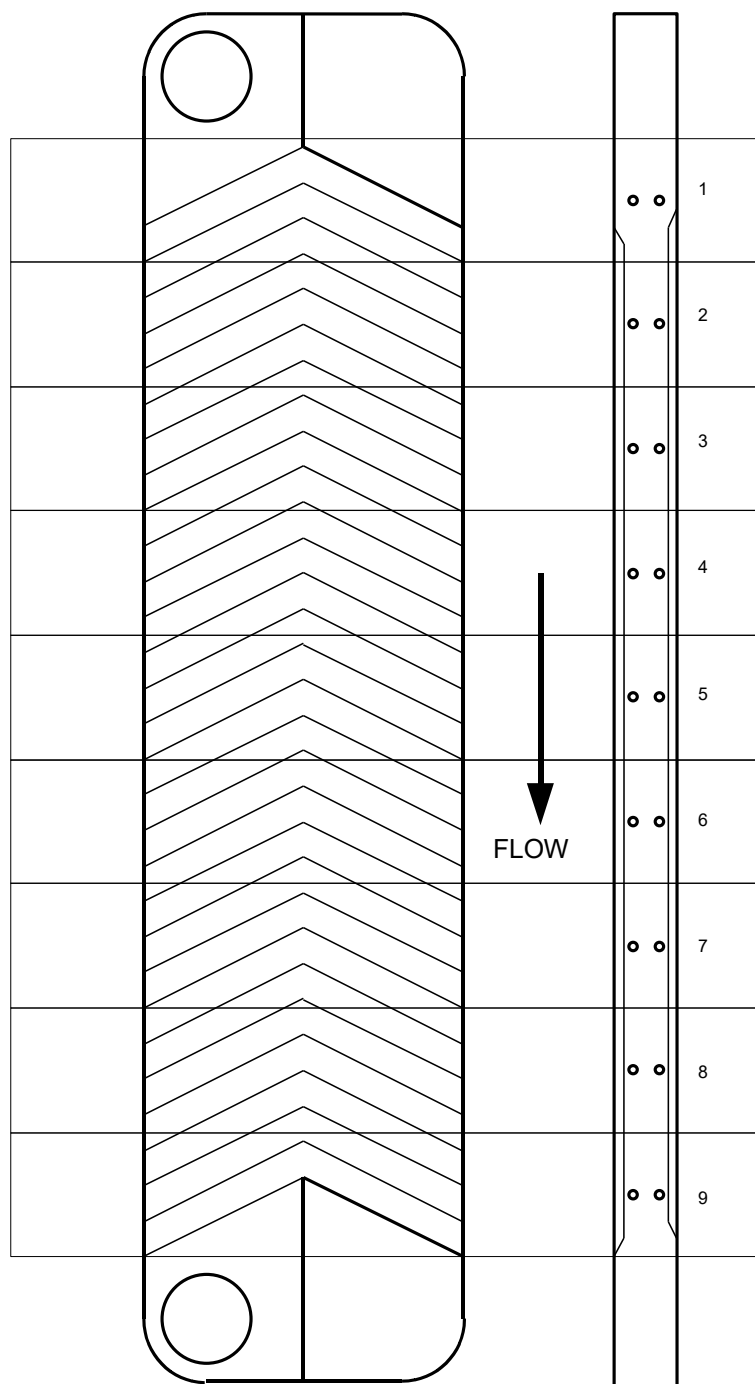


Figura 5.14 Suddivisione delle piastre corrugate attorno al canale del refrigerante.

Applicando la legge di Fourier agli scambi termici che avvengono per conduzione in entrambe le piastre, che chiameremo *left* e *right*, e andando poi a mediare i due valori ottenuti, si può calcolare il flusso termico q_j nella j -esima sezione nel seguente modo:

$$q_{j.left} = \lambda_{p.j.left} \frac{(T_j - T_{1j})}{\Delta s} \quad \text{con } j = 1 \rightarrow 9 \quad (5.1)$$

$$q_{j.right} = \lambda_{p.j.right} \frac{(T_{3j} - T_{2j})}{\Delta s} \quad \text{con } j = 1 \rightarrow 9 \quad (5.2)$$

$$q_j = \frac{(q_{j.left} + q_{j.right})}{2} \quad \text{con } j = 1 \rightarrow 9 \quad (5.3)$$

T_j e T_{1j} sono le temperature misurate nella j -esima sezione rispettivamente dal lato acqua e dal lato del fluido frigorifero, quando si considera la piastra corrugata che sta alla sinistra del canale del refrigerante (piastra rossa in Figura 5.8).

T_{2j} e T_{3j} sono le temperature misurate nella j -esima sezione rispettivamente dal lato del fluido frigorifero e dal lato acqua, quando si considera la piastra corrugata che sta alla destra del canale del refrigerante (piastra blu in Figura 5.8).

$\Delta s = 4 \text{ mm}$ è la distanza tra i due fori adiacenti in ogni j -esima sezione di entrambe le piastre (rossa e blu) come illustrato nella Figura 5.8.

$\lambda_{p,j}$ è la conduttività termica dell'acciaio inossidabile AISI316L di cui sono fatte le due piastre, in ogni j -esima sezione, calcolata alla temperatura media della piastra tramite la seguente correlazione:

$$\lambda_{p,j} \left(\frac{W}{mK} \right) = 0,0002T^2 + 0,0348T + 12,462 \quad 0^\circ C < T(^{\circ}C) < 50^\circ C \quad (5.4)$$

La correlazione (5.4) è stata ricavata tramite procedura di best-fitting su una serie di misure effettuate con lo strumento HotDisk 2500s su un campione dello stesso materiale utilizzato per produrre le piastre corrugate.

A questo punto il coefficiente di scambio locale h_j è calcolato come segue:

$$h_{j.left} = \frac{q_{j.left}}{(T_{p.j.left} - T_{v.j})} \quad \text{con } j = 1 \rightarrow 9 \quad (5.5)$$

$$h_{j.right} = \frac{q_{j.right}}{(T_{p.j.right} - T_{v.j})} \quad \text{con } j = 1 \rightarrow 9 \quad (5.6)$$

$$h_j = \frac{(h_{j.left} + h_{j.right})}{2} \quad \text{con } j = 1 \rightarrow 9 \quad (5.7)$$

$T_{v,j}$ è la temperatura di saturazione della fase vapore del fluido frigorifero nella j-esima sezione, derivata dalla misura della pressione del fluido frigorifero all'ingresso $p_{v.in}$ e dal calcolo delle perdite di carico totali $\Delta p_{v,t}$ attraverso lo scambiatore, come segue:

$$T_{v,j} = T_{sat}[p_{v,j}] \quad \text{con } j = 1 \rightarrow 9 \quad (5.8)$$

$$p_{v,j} = p_{v.in} - j \frac{\Delta p_{v,t}}{10} \quad \text{con } j = 1 \rightarrow 9 \quad (5.9)$$

$T_{p,j.left}$ e $T_{p,j.right}$ sono le temperature della superficie della piastra nella j-esima sezione sul lato sinistro (rosso) e destro (blu) del canale del refrigerante, misurate dalle termocoppie inserite nel lato delle piastre. Ad esempio, se $j=2$, guardando Fig. 5.8, vengono considerate le termocoppie nelle posizioni 12 per il lato sinistro e 22 per il lato destro.

L'effetto della trasmissione di calore per conduzione, attraverso il sottile strato ($\Delta d = 0,75$ mm) di acciaio inox, tra la superficie e la colonna di fori nel lato del refrigerante, è tenuto in considerazione come segue:

$$T_{p,j.left} = T_{1j} - \frac{q_{j.left} \Delta d}{\lambda_{p,j.left}} \quad \text{con } j = 1 \rightarrow 9 \quad (5.10)$$

$$T_{p,j.right} = T_{2j} - \frac{q_{j.right} \Delta d}{\lambda_{p,j.right}} \quad \text{con } j = 1 \rightarrow 9 \quad (5.11)$$

Di seguito sono riportati i risultati sperimentali dei valori dei flussi termici, delle differenze di temperatura e dei coefficienti di scambio locali nelle nove sezioni dello scambiatore, ricavati in condensazione e in vaporizzazione per i tre fluidi frigoriferi.

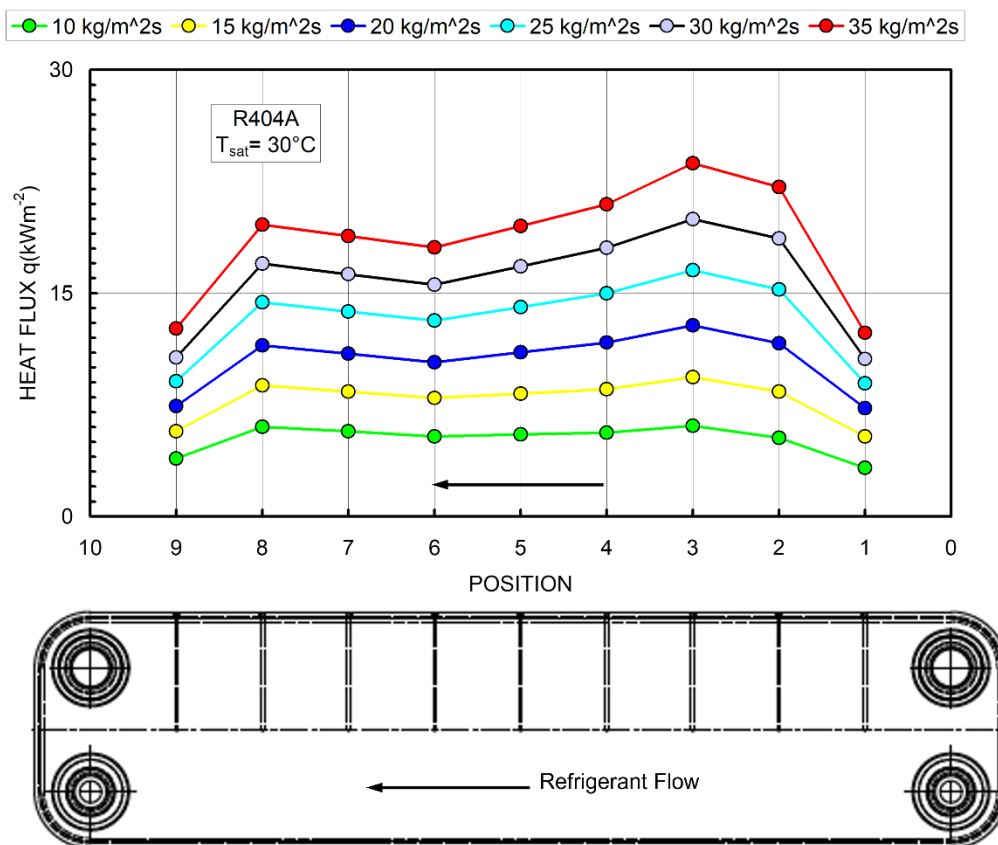


Figura 5.15 Flussi termici misurati nelle nove sezioni dello scambiatore con fluido R404A in condensazione a diverse portate.

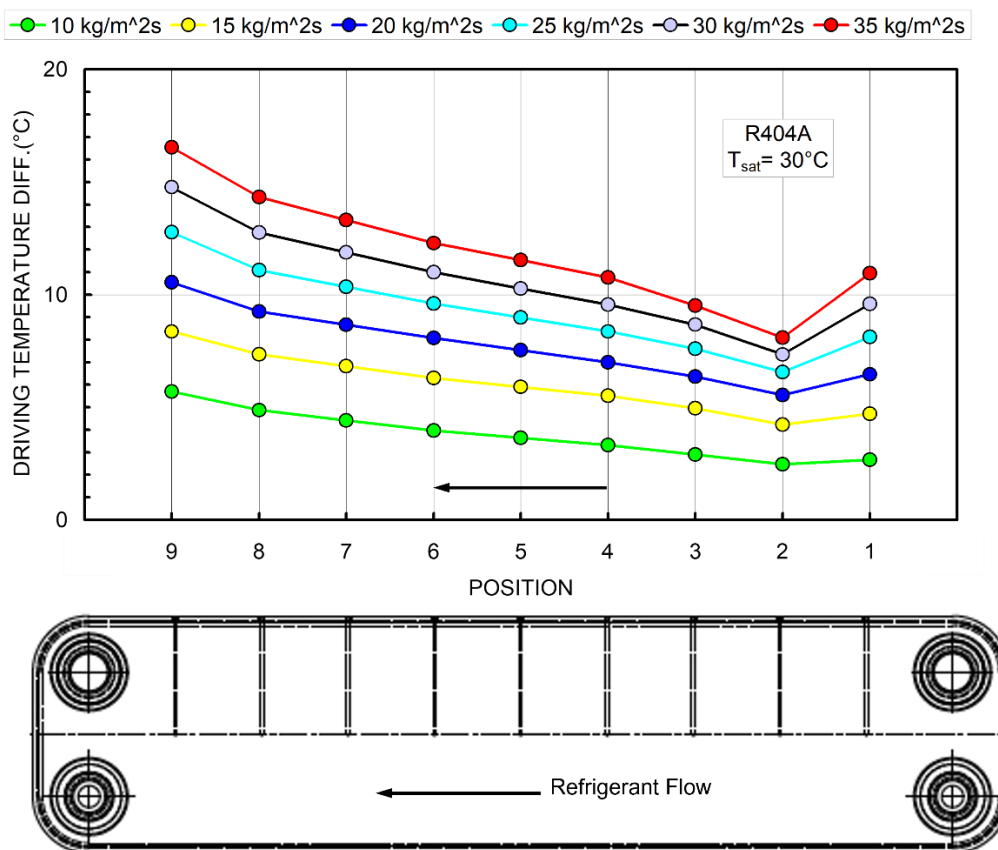


Figura 5.16 Differenze di temperatura misurate nelle nove sezioni dello scambiatore con R404A in condensazione a diverse portate.

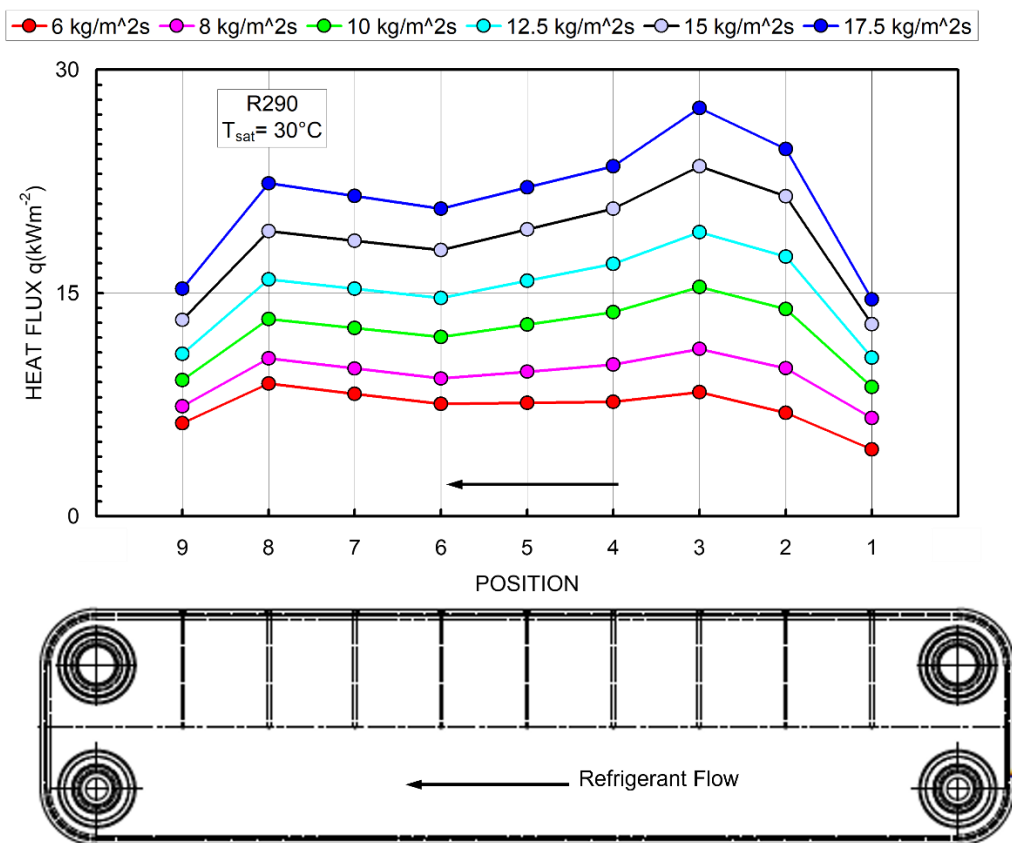


Figura 5.17 Flussi termici misurati nelle nove sezioni dello scambiatore con fluido R290 in condensazione a diverse portate.

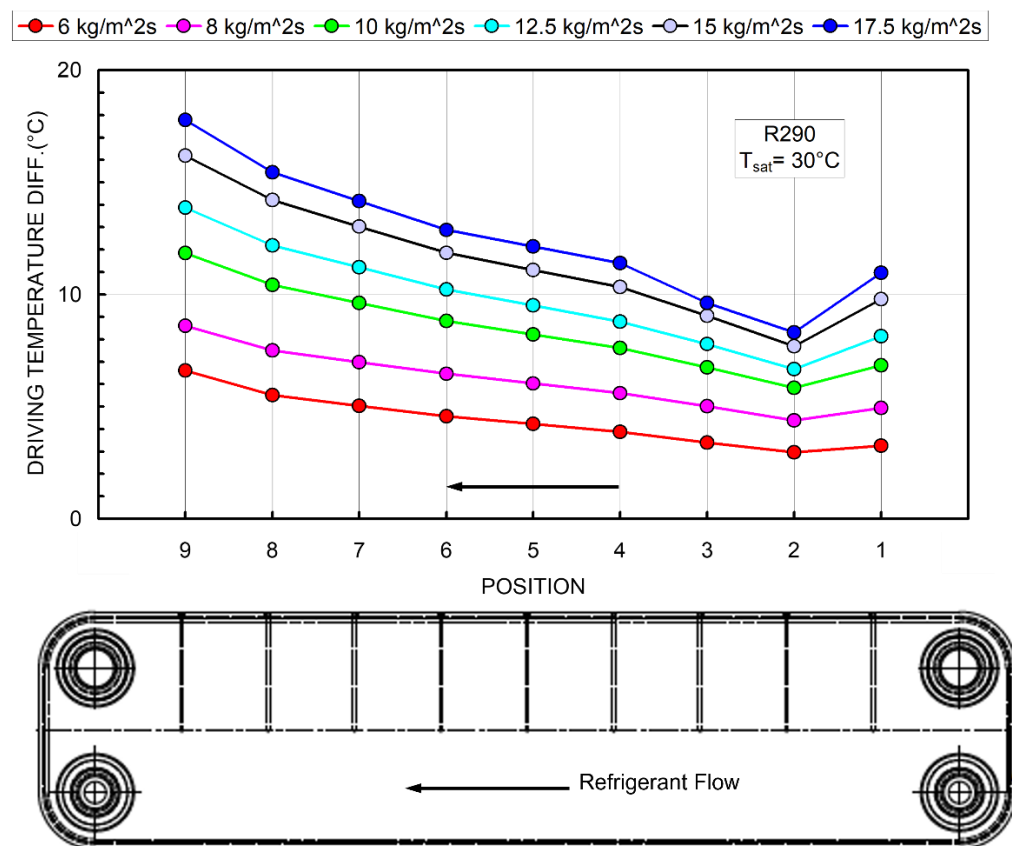


Figura 5.18 Differenze di temperatura misurate nelle nove sezioni dello scambiatore con R290 in condensazione a diverse portate.

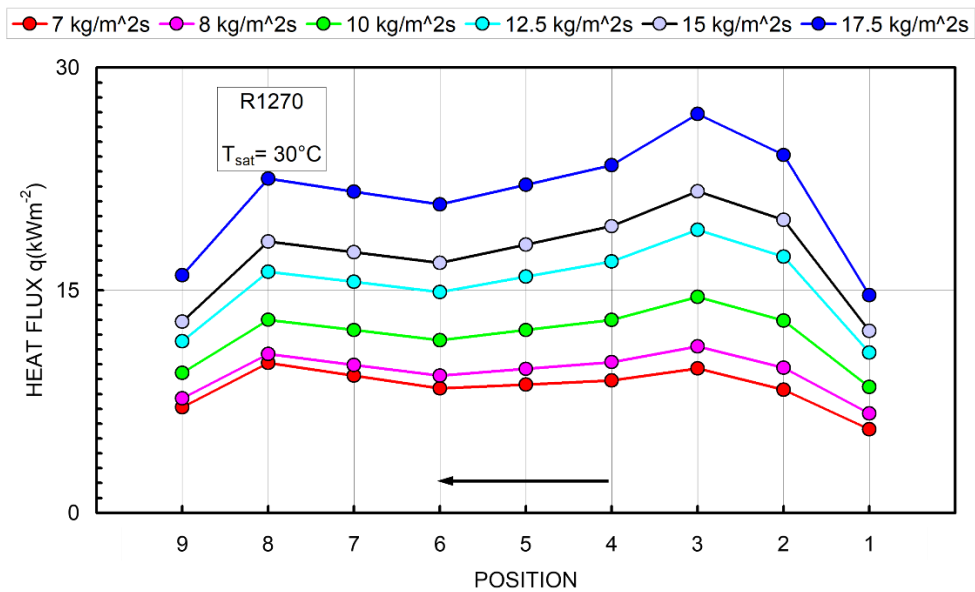


Figura 5.19 Flussi termici misurati nelle nove sezioni dello scambiatore con fluido R1270 in condensazione a diverse portate.

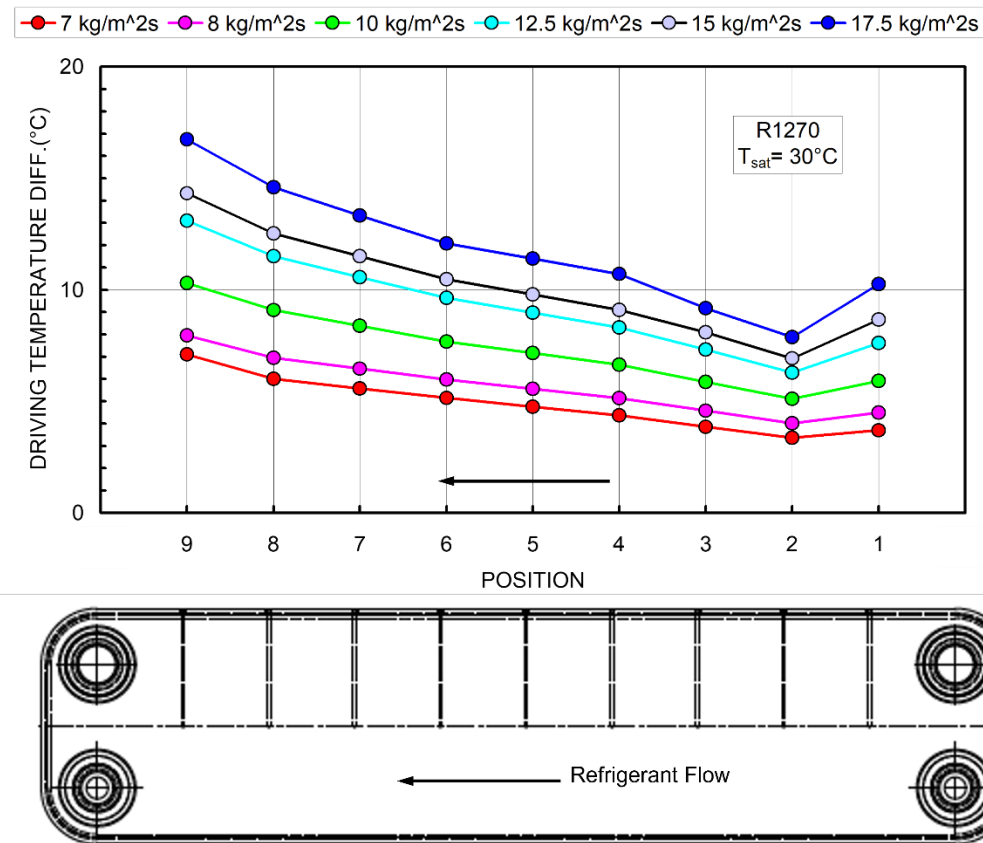


Figura 5.20 Differenze di temperatura misurate nelle nove sezioni dello scambiatore con R1270 in condensazione a diverse portate.

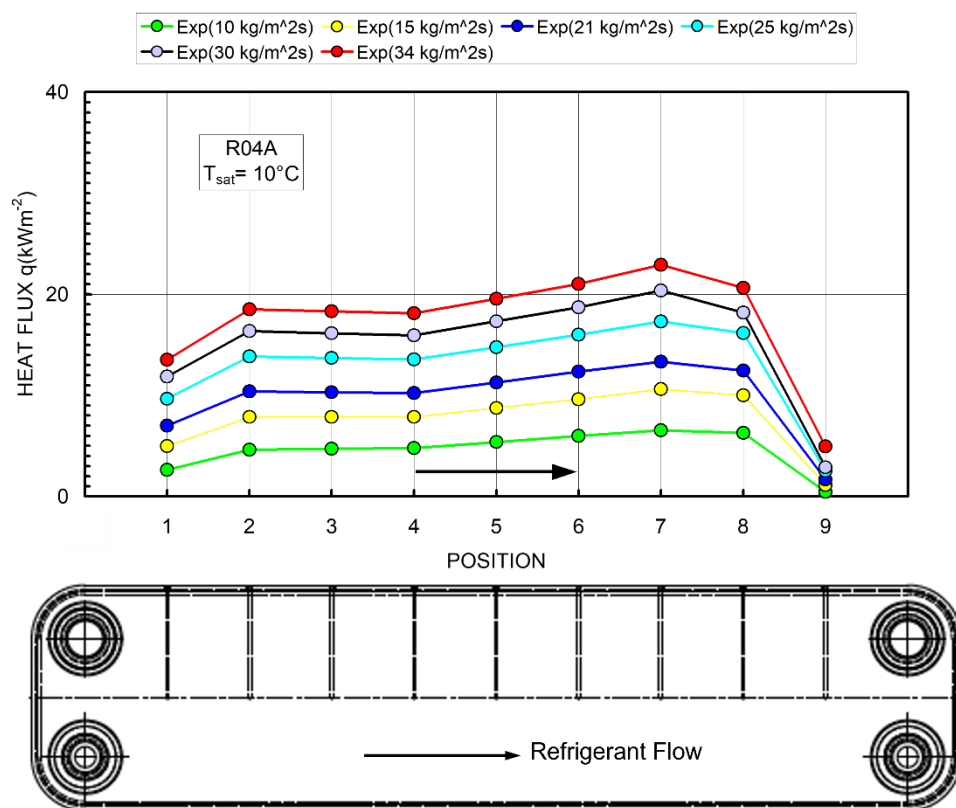


Figura 5.21 Flussi termici misurati nelle nove sezioni dello scambiatore con fluido R404A in vaporizzazione a diverse portate.

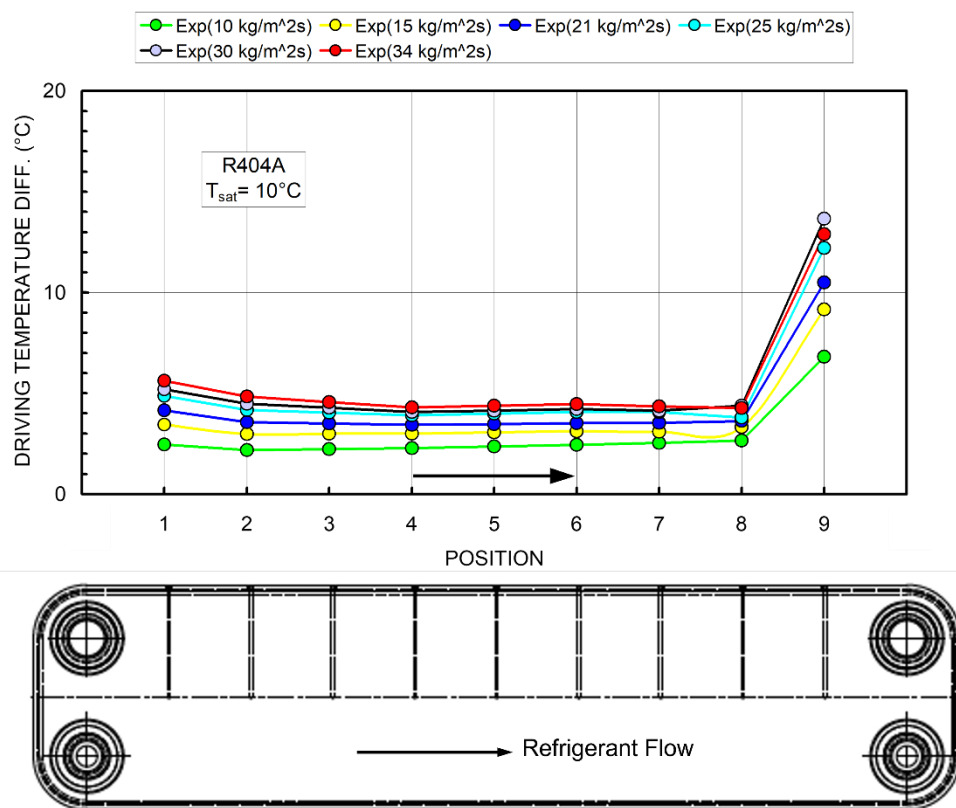


Figura 5.22 Differenze di temperatura misurate nelle nove sezioni dello scambiatore con R404A in vaporizzazione a diverse portate.

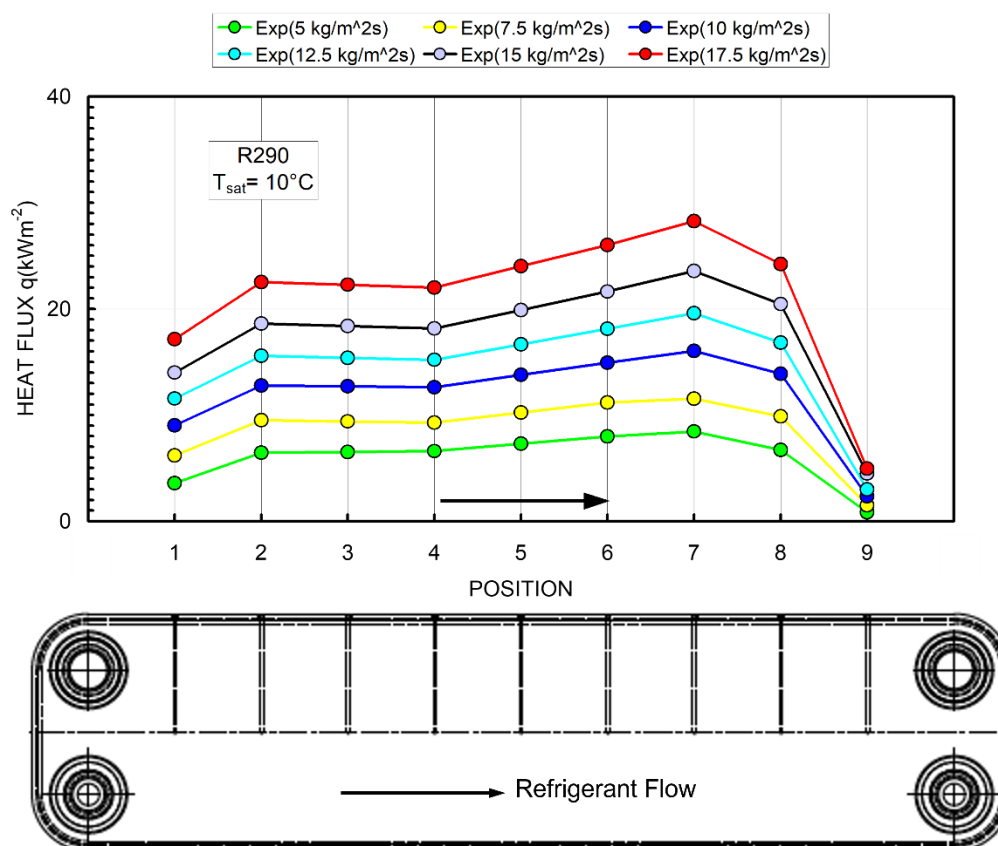


Figura 5.23 Flussi termici misurati nelle nove sezioni dello scambiatore con fluido R290 in vaporizzazione a diverse portate.

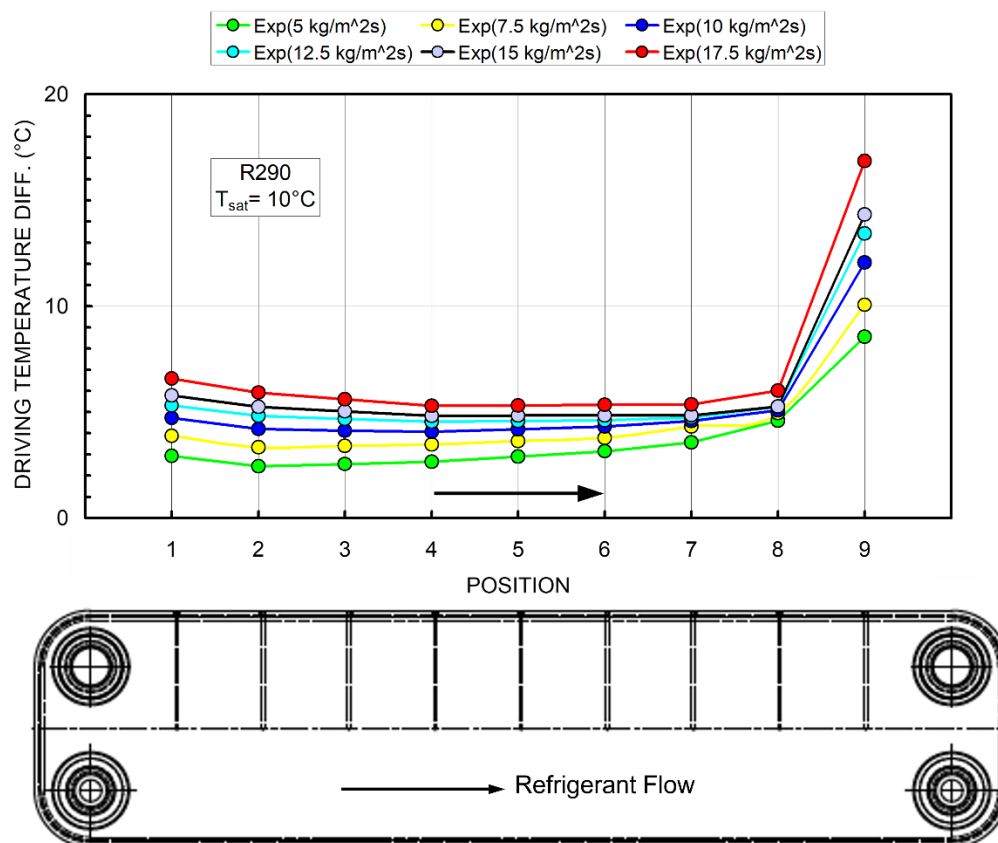


Figura 5.24 Differenze di temperatura misurate nelle nove sezioni dello scambiatore con R290 in vaporizzazione a diverse portate.

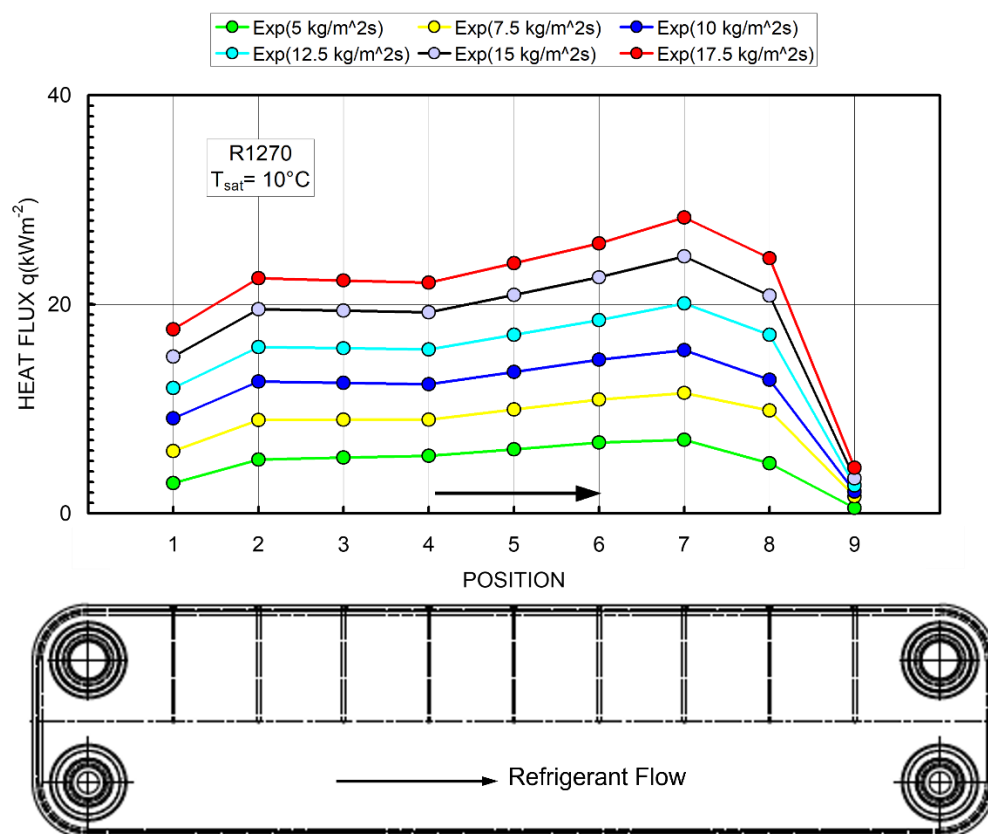


Figura 5.25 Flussi termici misurati nelle nove sezioni dello scambiatore con fluido R1270 in vaporizzazione a diverse portate.

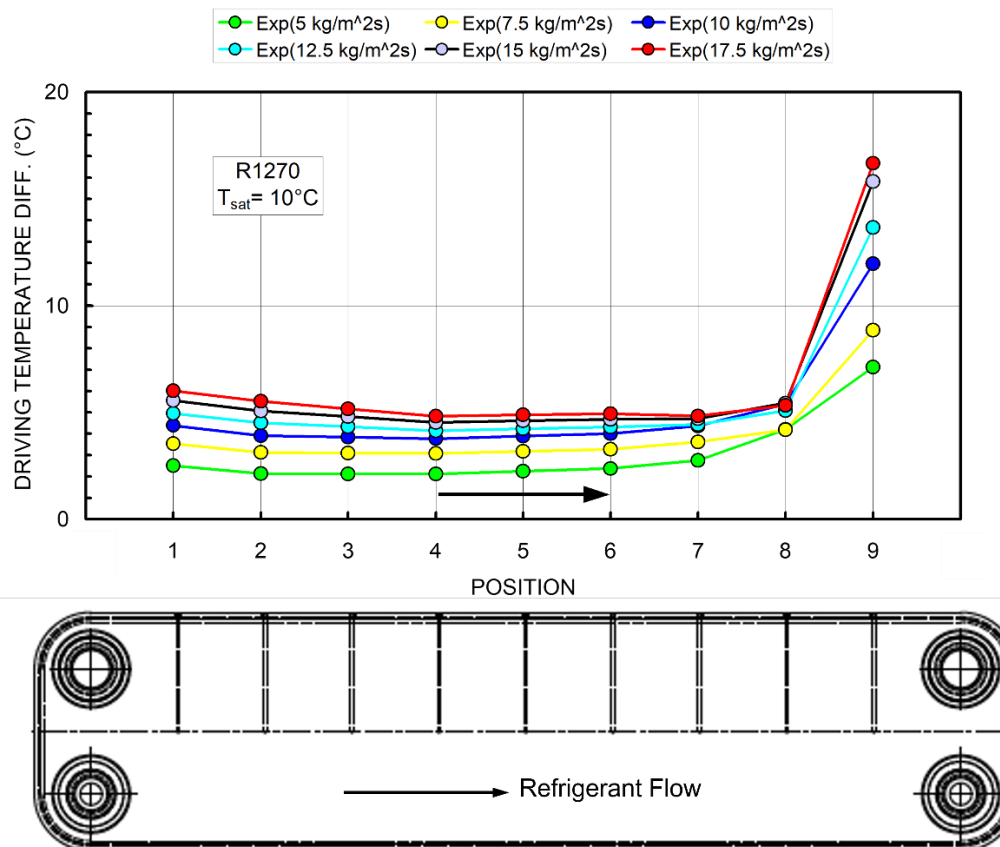


Figura 5.26 Differenze di temperatura misurate nelle nove sezioni dello scambiatore con R1270 in vaporizzazione a diverse portate.

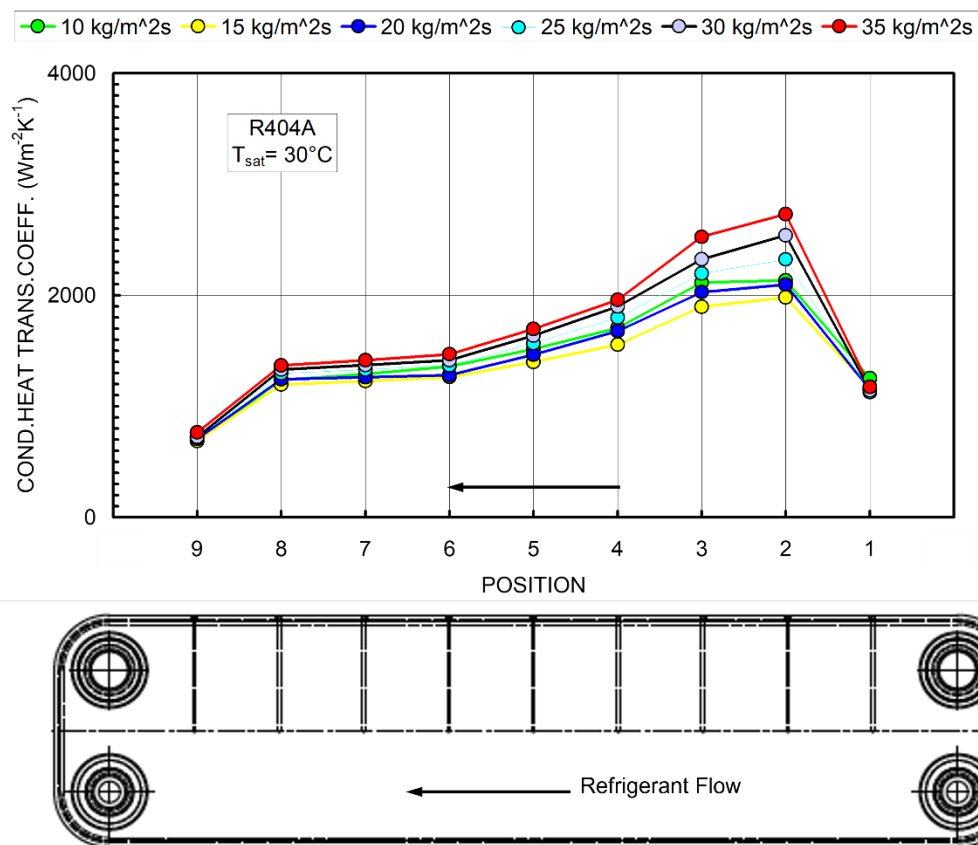


Figura 5.27 Coefficienti locali di scambio nelle nove sezioni dello scambiatore con R404A in condensazione a diverse portate.

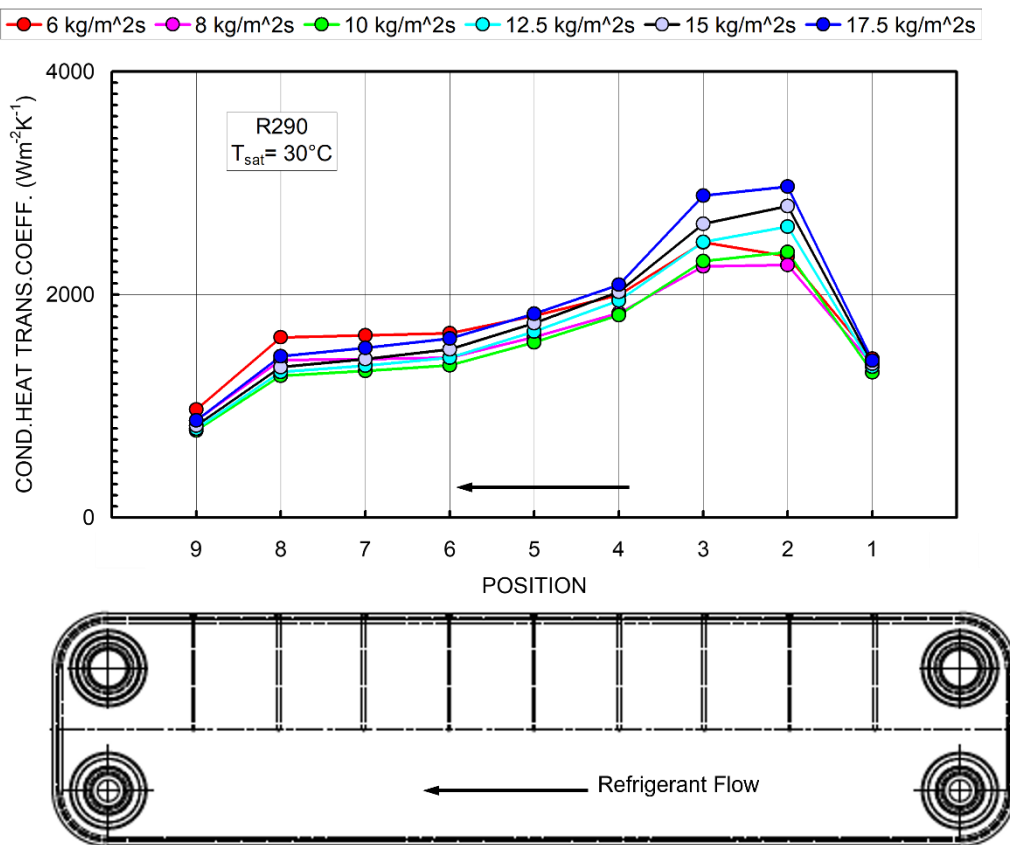


Figura 5.28 Coefficienti locali di scambio nelle nove sezioni dello scambiatore con R290 in condensazione a diverse portate.

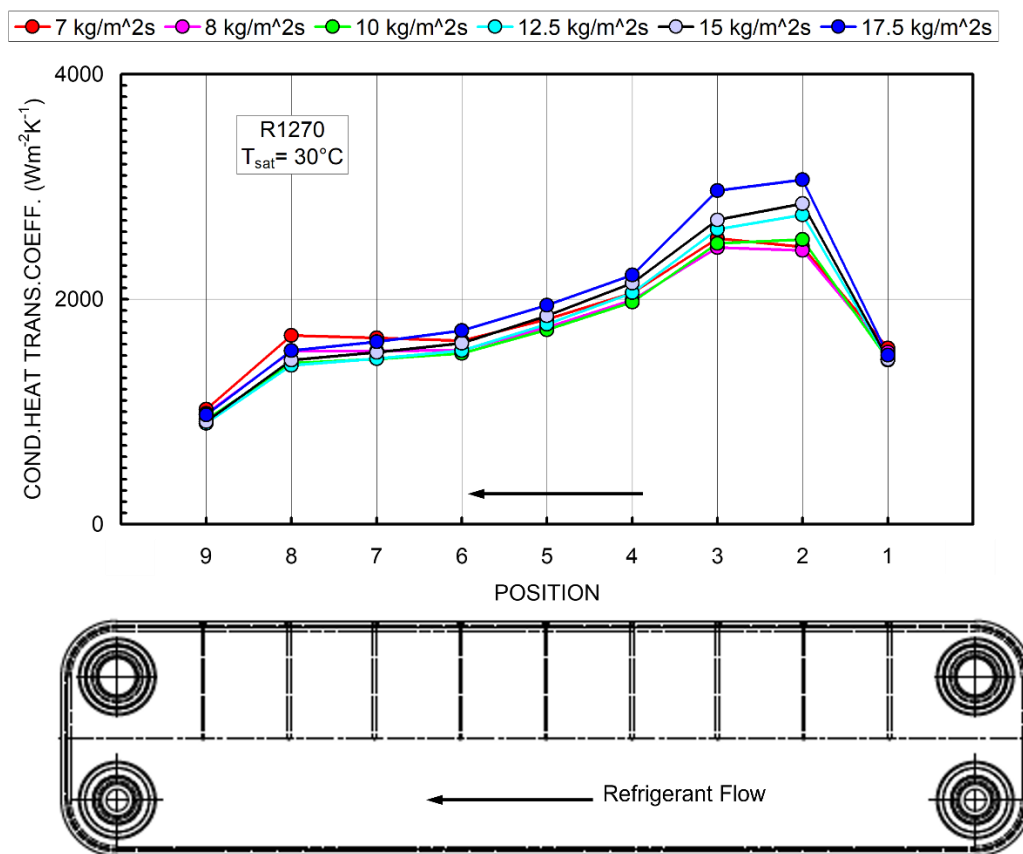


Figura 5.29 Coefficienti locali di scambio nelle nove sezioni dello scambiatore con R1270 in condensazione a diverse portate.

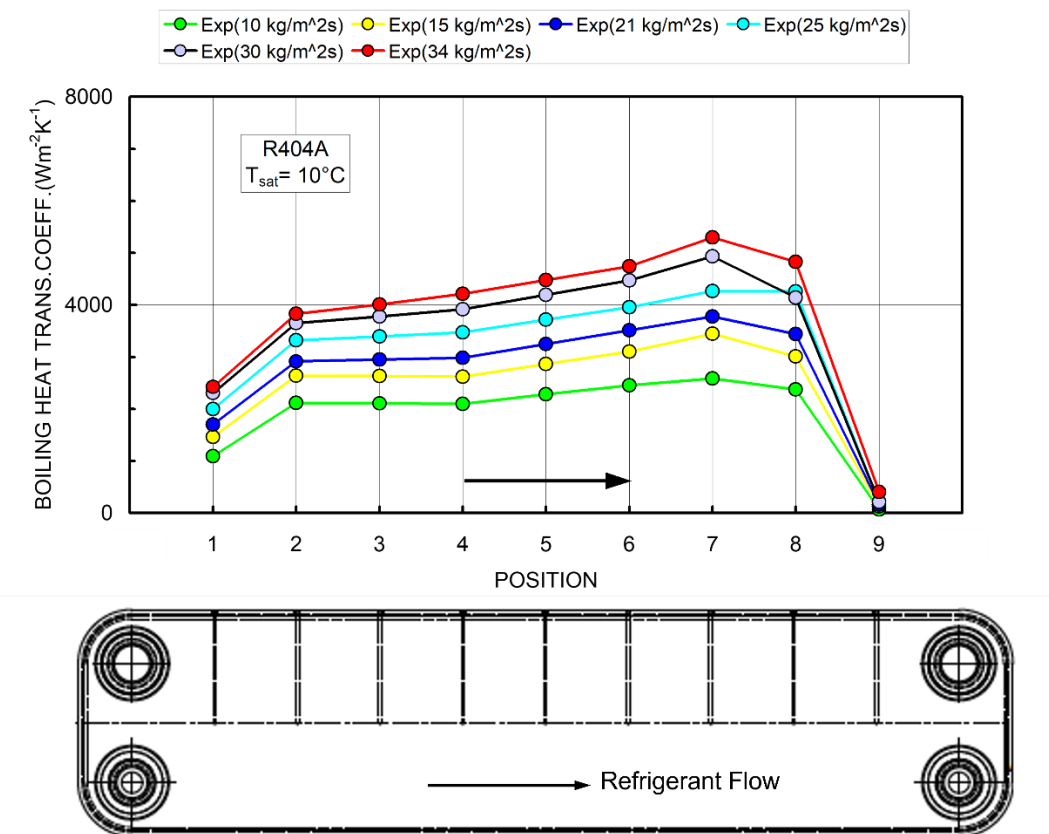


Figura 5.30 Coefficienti locali di scambio nelle nove sezioni dello scambiatore con R404A in vaporizzazione a diverse portate.

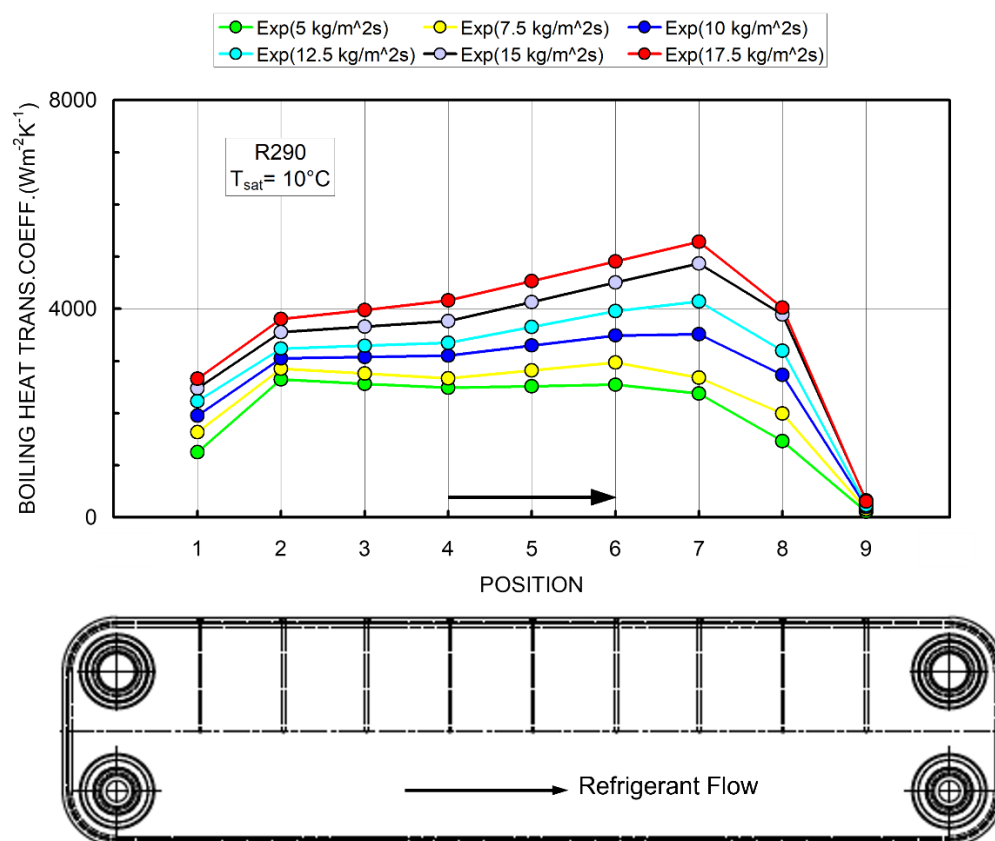


Figura 5.31 Coefficienti locali di scambio nelle nove sezioni dello scambiatore con R290 in vaporizzazione a diverse portate.

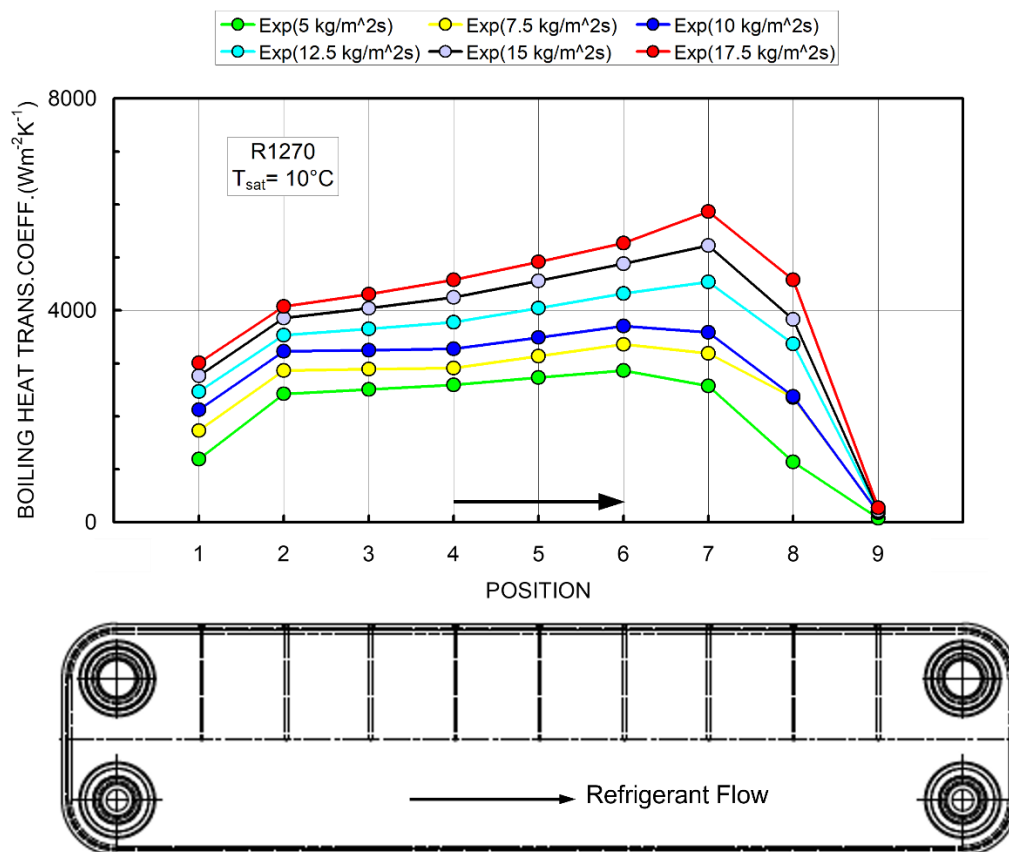


Figura 5.32 Coefficienti locali di scambio nelle nove sezioni dello scambiatore con R1270 in vaporizzazione a diverse portate.

Il titolo di vapore del fluido frigorifero X_j nella j-esima sezione dello scambiatore è calcolato a partire dalla temperatura $T_{e.in}$ e pressione $p_{e.in}$ del refrigerante all'ingresso del pre-evaporatore (liquido sottoraffreddato), considerando i flussi termici nel pre-evaporatore Q_e , quelli nelle precedenti j-1 sezioni q_i , e la pressione del fluido nella j-esima sezione p_{vj} :

$$X_j = f[J_j, p_{v,j}] \quad (5.12)$$

$$J_j = J_{e.in}(T_{e.in}, p_{e.in}) + \frac{Q_e}{m_r} + \sum_{i=1, j-1} \frac{q_i 2W \frac{L}{10}}{m_r} \quad (5.13)$$

$$Q_e = m_{e.w} c_{p.w} |\Delta T_{e.w}| \quad (5.14)$$

dove J è l'entalpia specifica del fluido frigorifero, m_r la portata di massa del fluido frigorifero, $m_{e.w}$ la portata di massa dell'acqua e $|\Delta T_{e.w}|$ la variazione di temperatura dell'acqua attraverso il pre-evaporatore.

Le proprietà dei fluidi frigoriferi sono valutate mediante NIST Standard Reference Database REFPROP 10.0 [22].

Di seguito vengono riportati in figura i valori ricavati sperimentalmente del titolo in tutte le nove sezioni, in condensazione e in vaporizzazione per i tre fluidi frigoriferi, alle diverse portate.

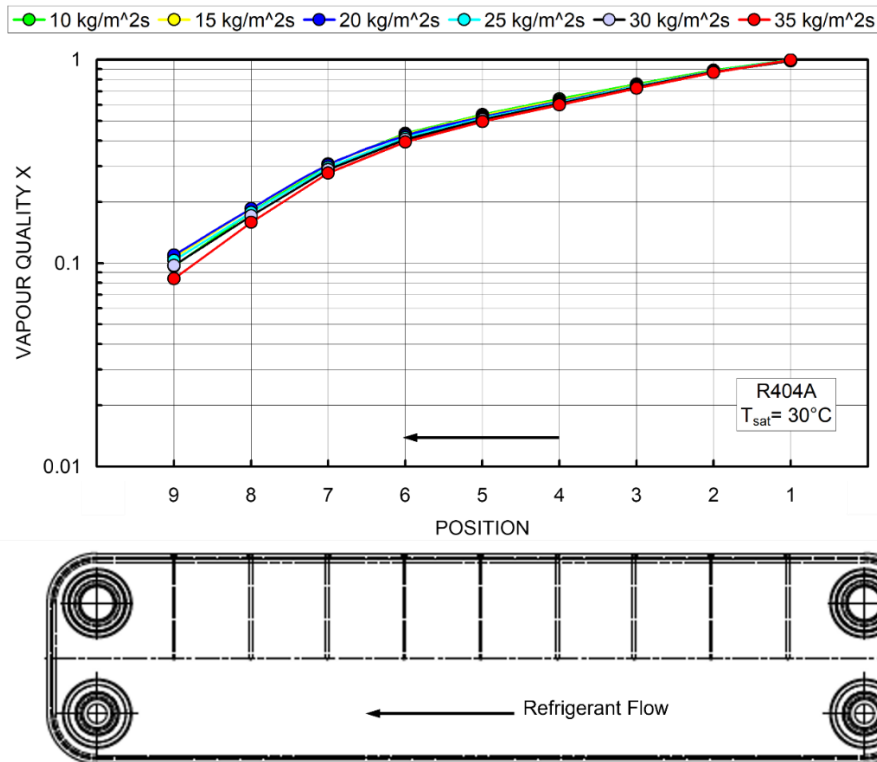


Figura 5.33 Titoli di vapore calcolati nelle nove sezioni dello scambiatore con R404A in condensazione a diverse portate.

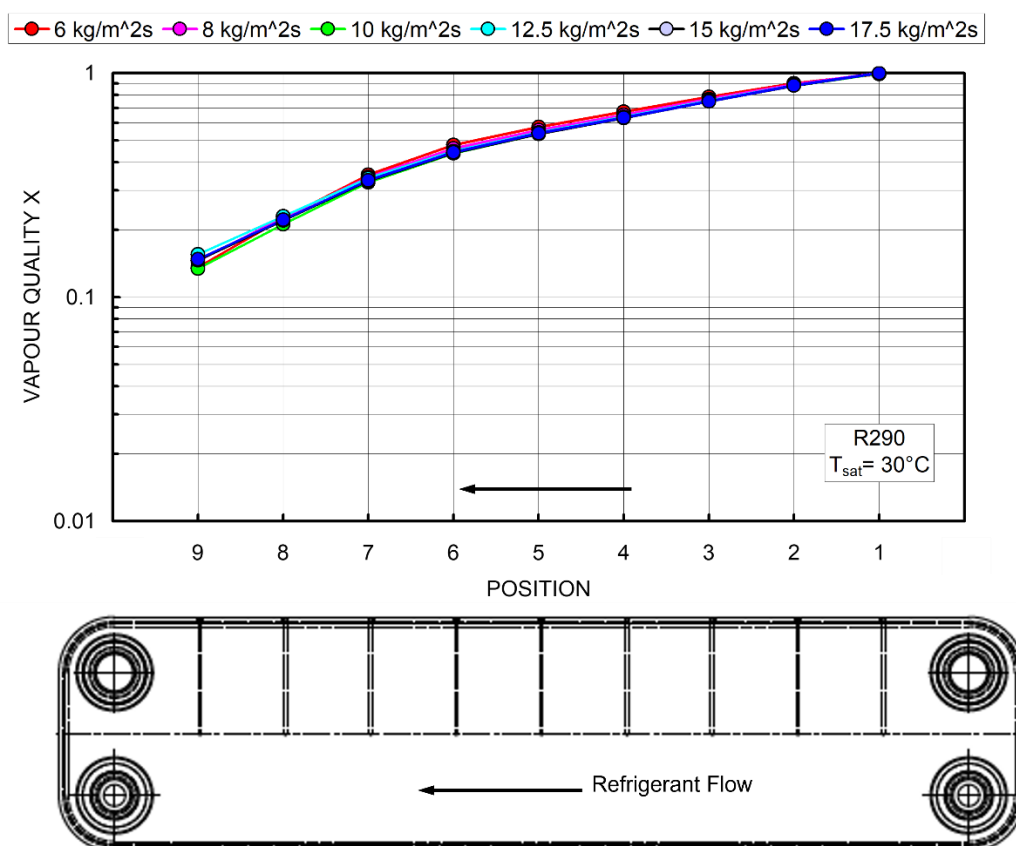


Figura 5.34 Titoli di vapore calcolati nelle nove sezioni dello scambiatore con R290 in condensazione a diverse portate.

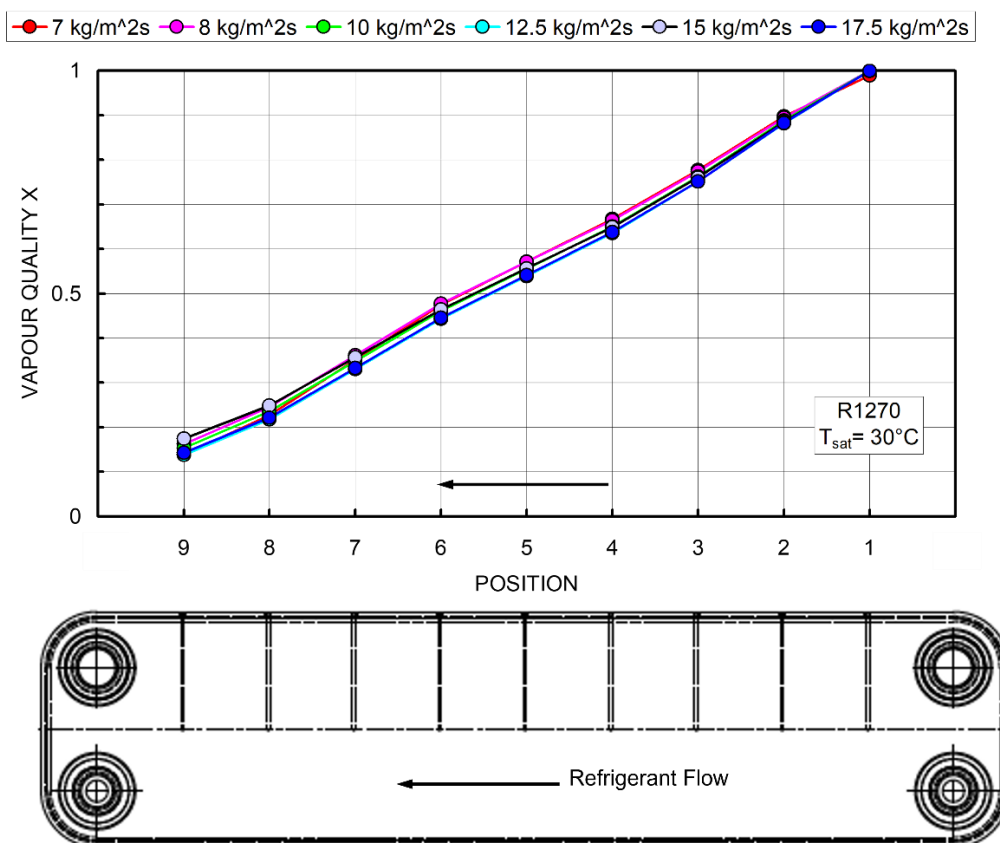


Figura 5.35 Titoli di vapore calcolati nelle nove sezioni dello scambiatore con R1270 in condensazione a diverse portate.

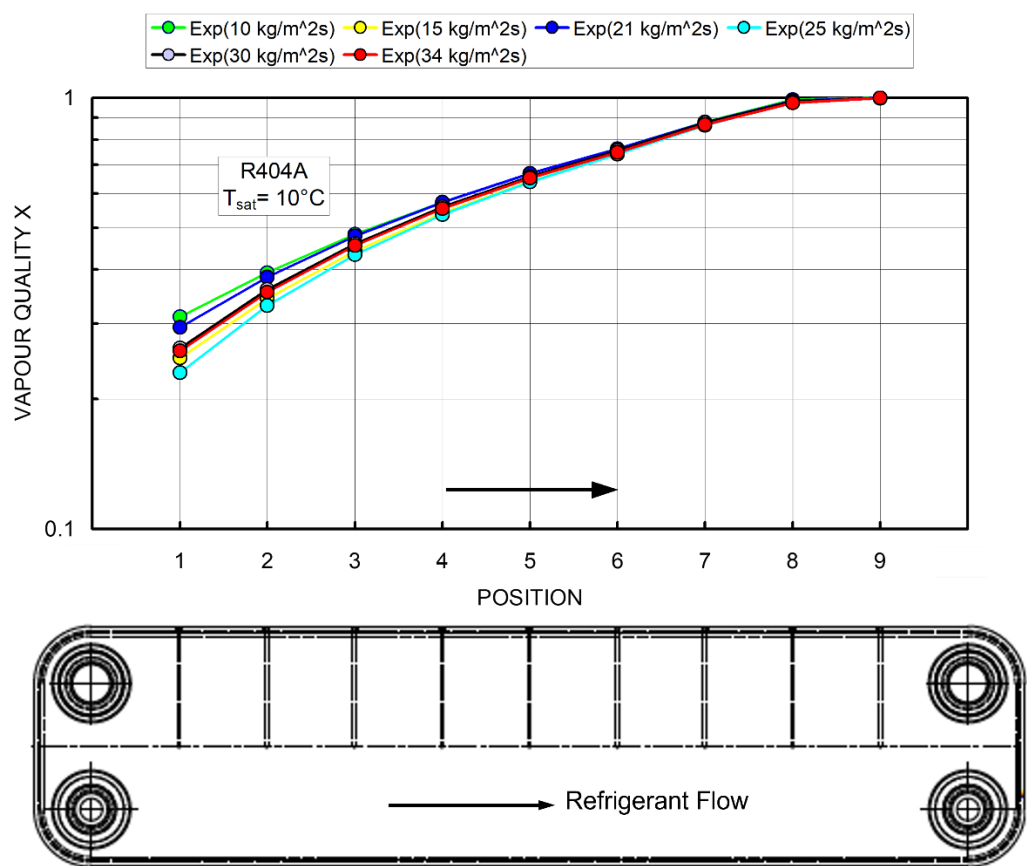


Figura 5.36 Titoli di vapore calcolati nelle nove sezioni dello scambiatore con R404A in vaporizzazione a diverse portate.

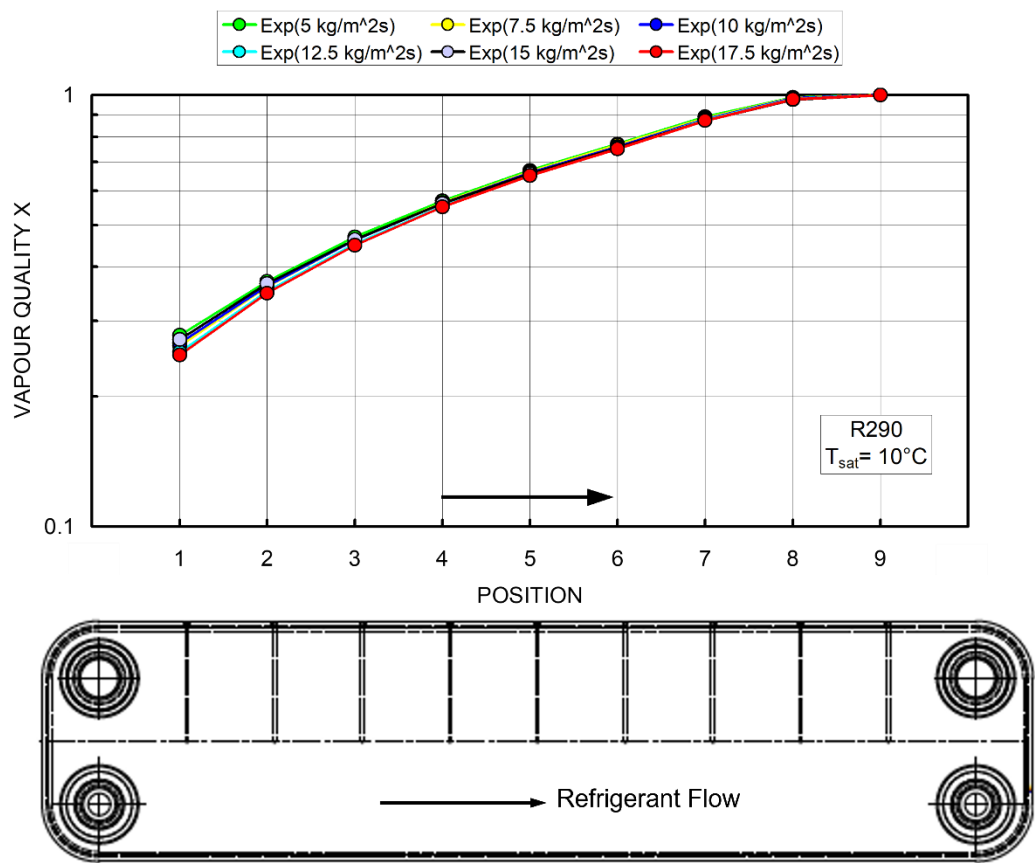


Figura 5.37 Titoli di vapore calcolati nelle nove sezioni dello scambiatore con R1290 in vaporizzazione a diverse portate.

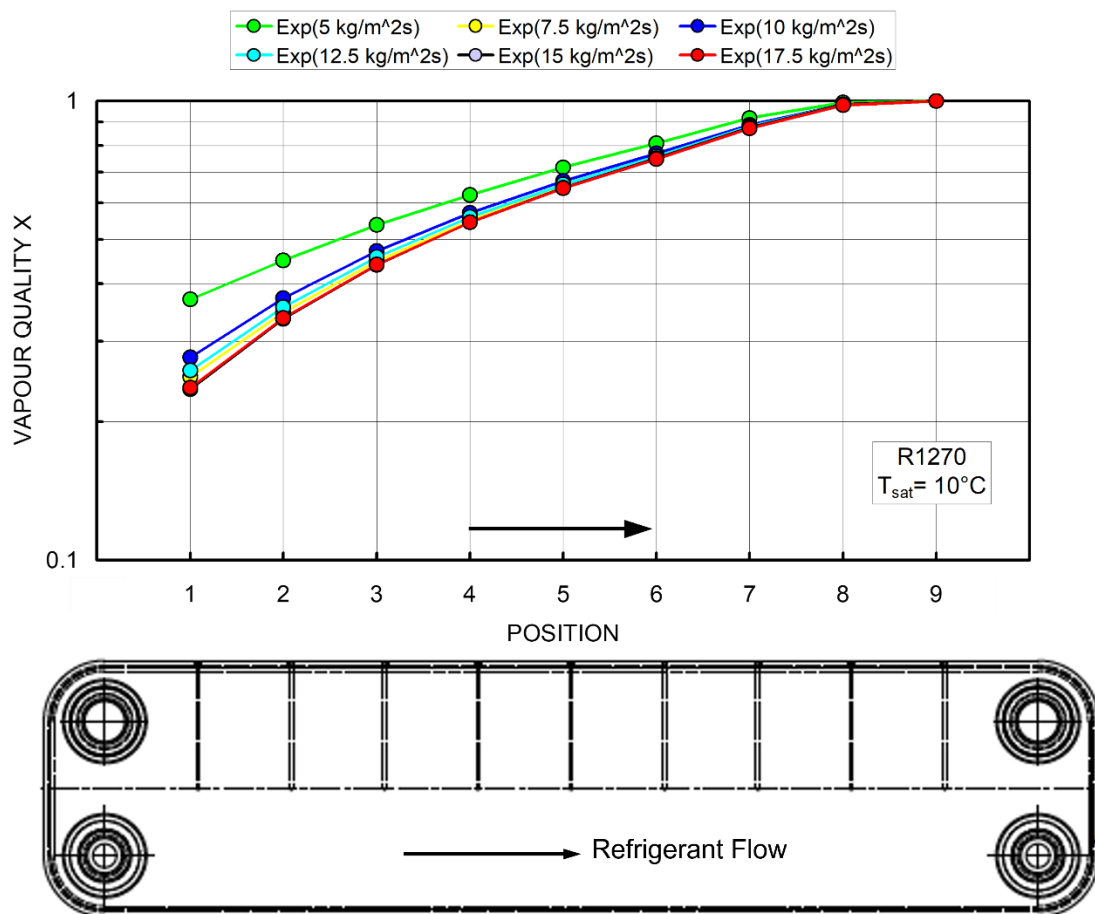


Figura 5.38 Titoli di vapore calcolati nelle nove sezioni dello scambiatore con R1270 in vaporizzazione a diverse portate.

5.4 Cenni a lavori simili presenti in letteratura

Ricavare sperimentalmente i coefficienti di scambio locali all'interno degli scambiatori a piastre non è un compito facile, specialmente se si tratta di scambiatori di tipo BPHE. Il fatto che le piastre siano saldobrasate tra loro costituisce la difficoltà principale da superare per effettuare delle corrette misure. Per questo motivo ad oggi sono relativamente pochi i lavori presenti in letteratura che forniscono risultati soddisfacenti.

Di seguito verranno fatti dei brevi accenni alle più rilevanti soluzioni proposte in tal senso da diversi gruppi di ricerca.

5.4.1 Kabelac et al. [23, 24]

Una prima soluzione è quella proposta da Kabelac et al. [23, 24], descritta nelle pubblicazioni in cui vengono esposti i risultati relativi ai coefficienti locali di scambio termico e le perdite di carico del fluido R-134a in condensazione [23] ed ebollizione [24] all'interno di uno scambiatore a piastre.

In Figura 5.39 è schematizzato l'impianto utilizzato per le prove sperimentali. Come si può osservare è composto da due circuiti principali: uno dedicato al fluido frigorifero e l'altro alla miscela di acqua e glicole.

E. M. Djordjević et al./Chemical Papers 62 (1) 78–85 (2008)

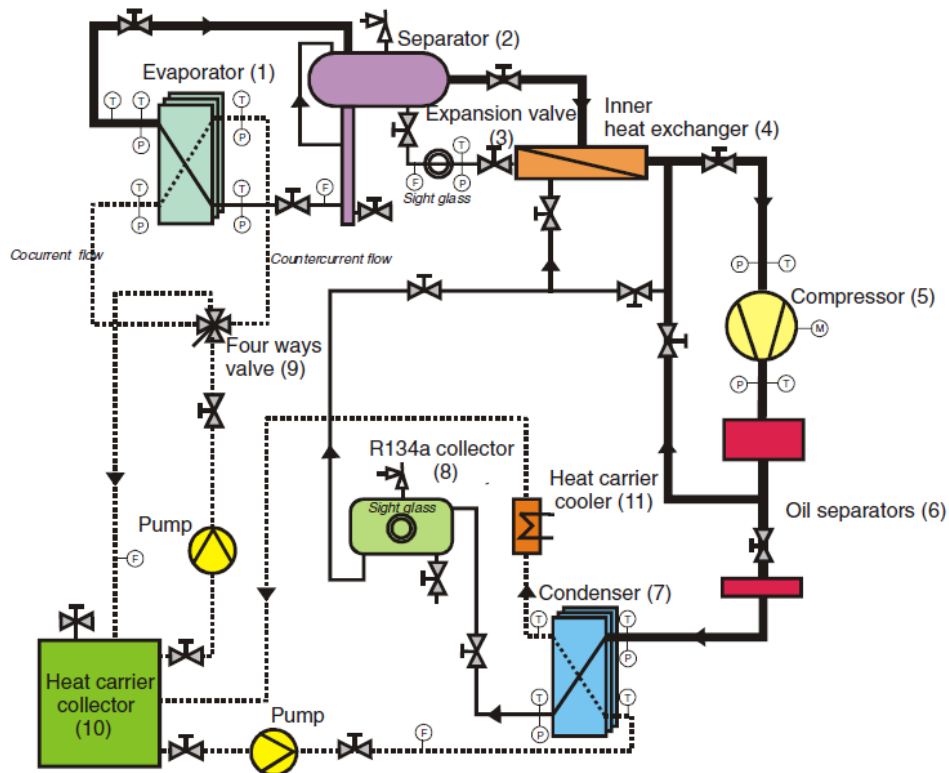


Figura 5.39 Schema dell'impianto.

Lo scambiatore utilizzato per le misure è composto da 10 piastre che vanno a formare 4 canali dal lato del refrigerante e 5 canali dal lato dell'acqua, come si vede in Figura 5.40.

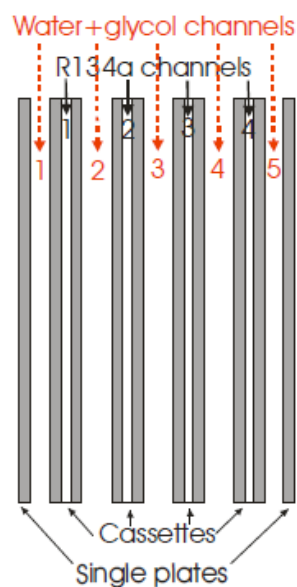


Figura 5.40 Configurazione delle piastre del condensatore.

In Tabella 5.3 vengono riassunte le caratteristiche geometriche delle piastre dello scambiatore.

Tabella 5.3 Dimensioni delle piastre.

Lunghezza deflusso (mm)	872
Larghezza deflusso (mm)	486
Altezza corrugazione (mm)	3.2
Passo corrugazione (mm)	12
Spessore piastre (mm)	0.6
Conduttività piastre ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)	15
Angolo corrugazione ($^{\circ}$)	63.26

Caratteristica peculiare dello scambiatore è la presenza di termocoppie (tipo K, 0,5 mm di diametro) saldate lungo una linea verticale sulla superficie delle piastre interne. Questa feature ha permesso di ricavare il profilo di temperature all'interno dello scambiatore.

In Figura 5.41 è schematizzata la geometria delle piastre e la posizione delle termocoppie.

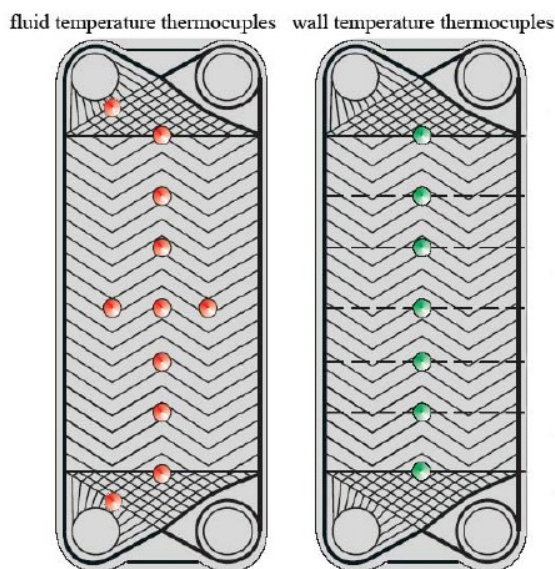


Figura 5.41 Geometria delle piastre e posizione delle termocoppie.

I coefficienti di scambio termico locali dal lato della miscela acqua e glicole sono stati calcolati misurando con le termocoppie la temperatura della parete della piastra da un lato e la temperatura del fluido dall'altra.

Le termocoppie per il calcolo della temperatura della parete sono state fissate alla superficie delle piastre tramite piccoli punti di saldatura in argento. Le termocoppie per la misura della temperatura del fluido invece sono state fissate qualche millimetro al di sotto della testa sensibile che è poi stata piegata verso il centro del canale dove scorre il fluido.

Nella linea centrale orizzontale delle piastre sono state posizionate tre termocoppie (lato fluido) una di fianco all'altra per controllare eventuali maldistribuzioni all'interno del canale.

Ulteriori termocoppie sono state installate anche in corrispondenza delle zone di ingresso e di uscita del fluido per verificare la presenza di maldistribuzioni.

5.4.2 Sarraf et al.

Una seconda soluzione è quella proposta da Saarf et al. [25] in un articolo in cui vengono pubblicati i risultati relativi ai coefficienti di scambio locali in condensazione di R601 (pentano) all'interno di un prototipo di scambiatore a piastre, ricavati applicando la tecnica della Termografia a Infrarosso.

Lo scambiatore prototipo, appositamente realizzato per lo scopo, è composto da tre piastre che vanno a formare due canali. In Tabella 5.4 sono riassunte le caratteristiche geometriche.

Tabella 5.4 Caratteristiche geometriche della piastra dello scambiatore prototipo.

Numero di piastre (mm)	3
Lunghezza totale (mm)	521
Lunghezza tra ingresso e uscita (mm)	476
Larghezza piastre (mm)	111,4
Angolo corrugazione (°)	55
Passo corrugazione (mm)	6
Altezza del canale(mm)	2,2

In Figura 5.42 uno schema della geometria della piastra.

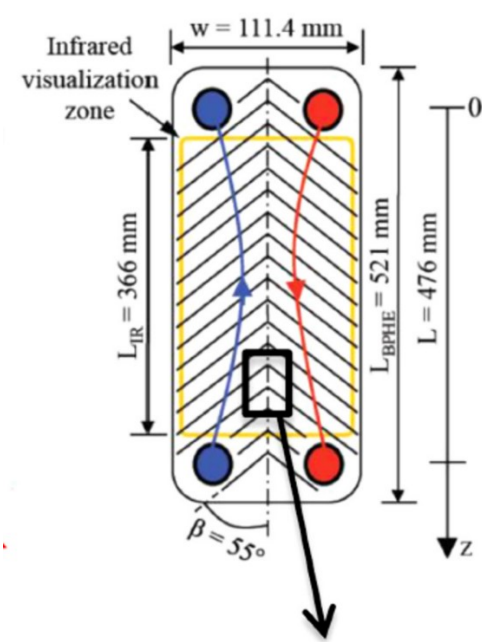


Figura 5.42 Schema della geometria della piastra corrugata.

La configurazione adottata permette di applicare la tecnica della Termografia a Infrarosso direttamente sulle piastre esterne dello scambiatore che sono a diretto contatto o con il fluido frigorifero, o con l'acqua.

Nella Figura 5.43 è schematizzato l'impianto sperimentale utilizzato. Esso è composto da un boiler, la sezione di prova e un post-condensatore, entrambi in scambio termico con due bagni, un serbatoio, una pompa volumetrica, una telecamera a infrarossi e un sistema di acquisizione.

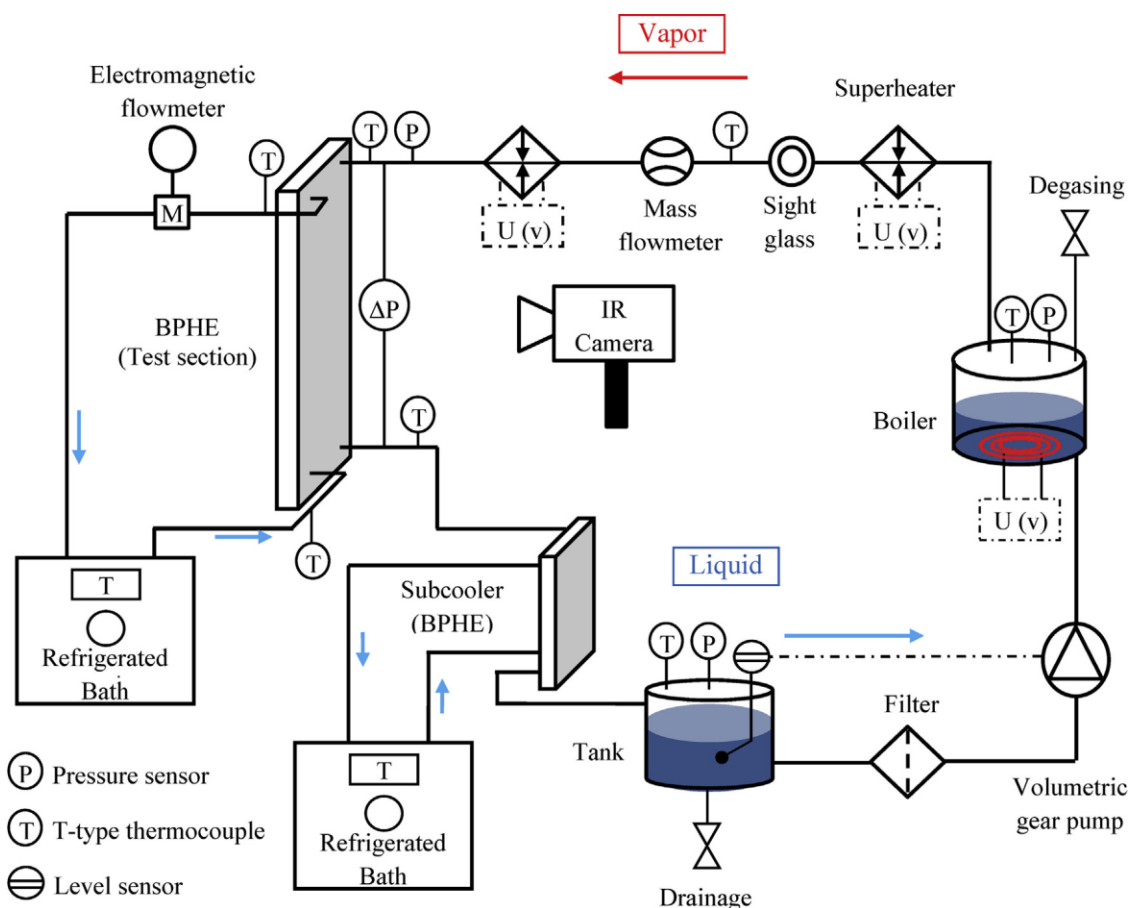


Figura 5.43 Schema dell'impianto.

Su entrambi i lati dello scambiatore è stato steso un sottile strato di vernice nera per ridurre al minimo gli effetti della riflessione proveniente dalla radiazione emessa dall'ambiente circostante e ottenere delle misure più precise.

Le acquisizioni effettuate hanno permesso di rilevare con termografia all'infrarosso (Figura 5.44) la distribuzione delle temperature sulle piastre esterne dello scambiatore, la quale è rappresentativa della distribuzione di temperatura dei fluidi all'interno dello scambiatore.

Per ottenere una risoluzione superiore, le immagini sono state ottenute assemblando cinque differenti fotografie, scattate con la telecamera in posizioni diverse. I profili di temperatura sono poi stati calcolati unendo i risultati di venti linee di misura lungo la larghezza della piastra.

Dai profili di temperatura ottenuti si possono distinguere due regioni: la zona di condensazione, dove la temperatura decresce lentamente con le perdite di carico, e la zona di sotto raffreddamento dove la temperatura della piastra decresce esponenzialmente con la posizione.

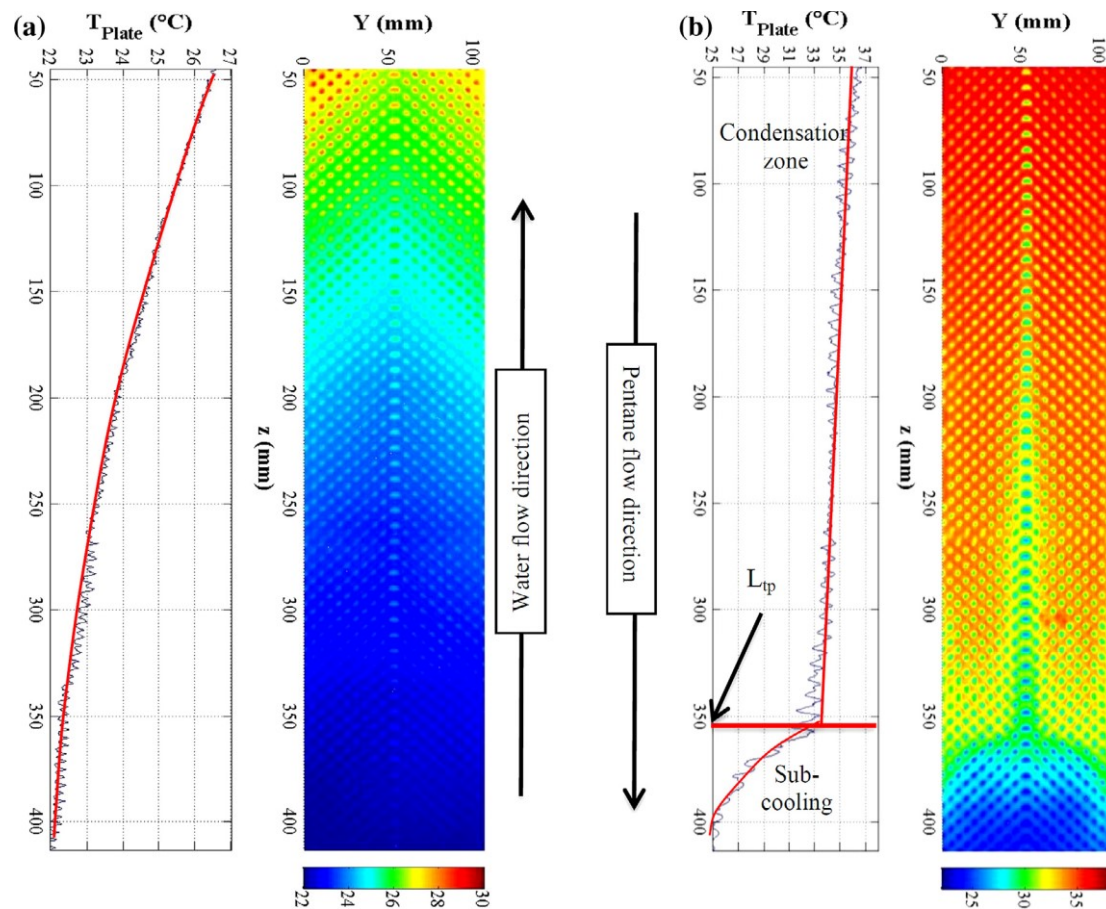


Figura 5.44 Esempio della distribuzione di temperatura sulle piastre esterne del BPHE, misurata con camera a infrarossi (lato acqua (a) e lato refrigerante (b)).

5.4.3 Miyara et al.

Infine si propone la soluzione adottata da Miyara et al. [26] nello studio in cui pubblicano i dati sui coefficienti di scambio locali in condensazione del fluido R1234ze(E) all'interno di un BPHE.

Lo scambiatore, appositamente fabbricato, è dotato di tre canali di cui quello centrale adibito al deflusso del refrigerante che scorre dall'alto verso il basso. Negli altri due canali invece scorre l'acqua in controcorrente.

La sezione di prova è composta da otto piastre. Di queste, due sono corrugate e vanno a formare il canale dove scorre il refrigerante. Altre due sono lisce e servono per poter effettuare le misure. Le rimanenti vanno a formare i canali dell'acqua.

Per poter ricavare i coefficienti locali di scambio sono state utilizzate 60 termocoppie. Queste sono state posizionate al centro della zona di deflusso e anche sui lati destro e sinistro delle piastre della sezione. Lo schema in Figura 5.45 mostra la geometria della piastra e il posizionamento delle termocoppie.

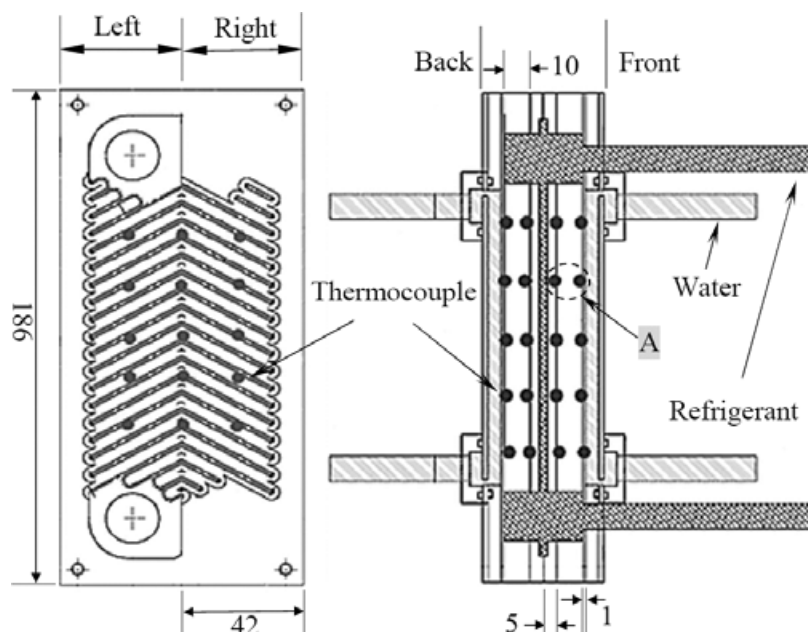


Figura 5.45 Schema della sezione di prova e delle posizioni delle termocoppie.

In Tabella 5.5 sono riportate le caratteristiche geometriche delle piastre dello scambiatore.

Tabella 5.5 Caratteristiche geometriche del BPHE.

Lunghezza deflusso (mm)	117,7
Larghezza piastra (mm)	64
Superficie piastra (mm²)	0,0075
Tipo corrugazione	Spina di pesce
Angolo corrugazione (°)	60
Passo corrugazione (mm)	5,6
Altezza corrugazione (mm)	1,5
Diametro idraulico (mm)	3
Numero di piastre	8
Canali lato refrigerante	1
Canali lato acqua	2

6 ANALISI DEI RISULTATI SPERIMENTALI

Durante le prove sono stati testati tre diversi fluidi frigorigeni: l'idrofluorocarburo R404A e i due idrocarburi R290 (propano) e R1270 (propilene).

Lo scambiatore di calore viene fatto lavorare in controcorrente. Più precisamente, nelle prove in condensazione il fluido frigorigeno scorre dall'alto verso il basso e l'acqua dal basso verso l'alto. L'opposto accade nelle prove in vaporizzazione.

Per ogni fluido sono state fatte 108 prove, di cui 54 in condensazione e 54 in vaporizzazione.

Per i tre fluidi frigorigeni sono stati ricavati i coefficienti di scambio locali, a diverse portate. In condensazione si è operato a una temperatura di saturazione di 30 °C e in vaporizzazione a una temperatura di saturazione di 10 °C.

I risultati ottenuti sono stati successivamente messi a confronto con dei modelli teorici. Per quanto riguarda la condensazione, i modelli di riferimento sono quello di Nusselt [1], valido per la condensazione su parete verticale in regime laminare sotto effetto della sola gravità; quello di Longo [3] e quello di Yan [2], validi per la condensazione in convezione forzata all'interno di scambiatori a piastre saldobrasate. In vaporizzazione invece il confronto è stato fatto con i modelli di Cooper [12] e di Gorenflo [13], validi per il regime di ebollizione nucleata; il modello di Longo [14] e di Amalfi [20], validi sia per l'ebollizione in convezione forzata che per l'ebollizione nucleata all'interno di scambiatori a piastre.

Grazie a questo confronto si possono fare alcune considerazioni sui meccanismi che governano maggiormente lo scambio termico nelle varie sezioni, al variare della portata.

Infine i coefficienti locali ricavati in questa serie di prove sono stati mediati per ottenere i coefficienti di scambio medio sull'intera piastra alle diverse portate. Questo ha permesso di metterli a confronto con i coefficienti medi di scambio misurati in prove sperimentali precedenti.

6.1 Risultati in condensazione per l'R404A

Le condizioni operative delle 54 prove in condensazione con il fluido R404A sono riassunte nella Tabella 6.1 che riporta la temperatura di saturazione T_{sat} , la pressione di saturazione p_{sat} , il titolo di vapore in ingresso X_{in} e in uscita X_{out} , la portata specifica del fluido frigorigeno G_r , la portata specifica dell'acqua G_w e il flusso termico specifico q .

Tabella 6.1 Condizioni operative delle prove in condensazione con il fluido R404A.

Fluido	R404A
N° di prove	54
T_{sat} (°C)	29.9 – 30.2
p_{sat} (MPa)	1.42 – 1.43
X_{in}	1.00
X_{out}	0.08 – 0.11
G_r (kg m⁻² s⁻¹)	10.1 – 35.0
G_w (kg m⁻² s⁻¹)	46.8 – 137.9
q (kW m⁻²)	3.3 – 23.7

Per i coefficienti di scambio del fluido R404A in condensazione la global uncertainty calcolata in accordo con [27] è del 14,4%.

Nella Figura 6.1 sono riportati i risultati ottenuti per i coefficienti di scambio locali in condensazione in funzione del titolo per il fluido R404A. La temperatura di saturazione è di 30°C. Sono riportati i coefficienti per diversi valori della portata specifica.

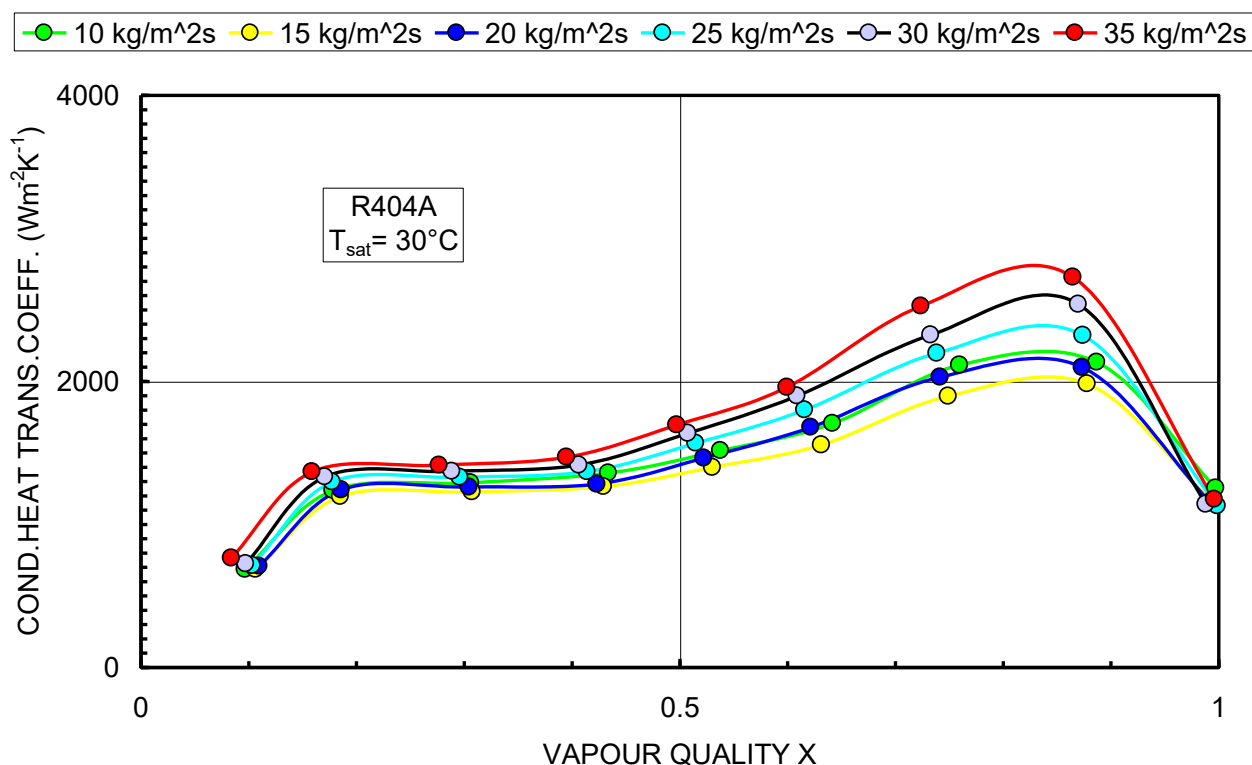


Figura 6.1 Coefficienti di scambio locali vs. titolo di vapore, per prove in condensazione di R404A a diverse portate.

Nelle Figure 6.2-6.7 vengono messi a confronto i valori dei coefficienti locali ricavati sperimentalmente alle diverse portate (punti rossi) con gli andamenti teorici dei modelli di Nusselt [1], Longo [3] e Yan [2].

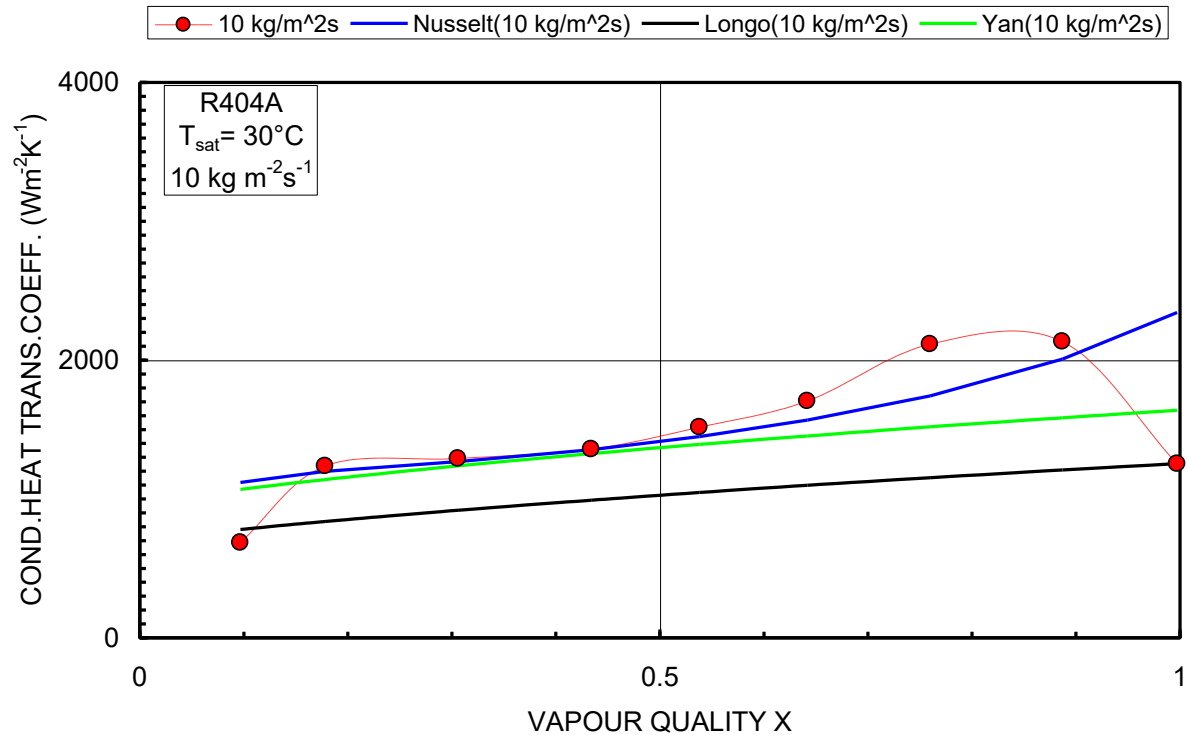


Figura 6.2 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R404A in condensazione a $10 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

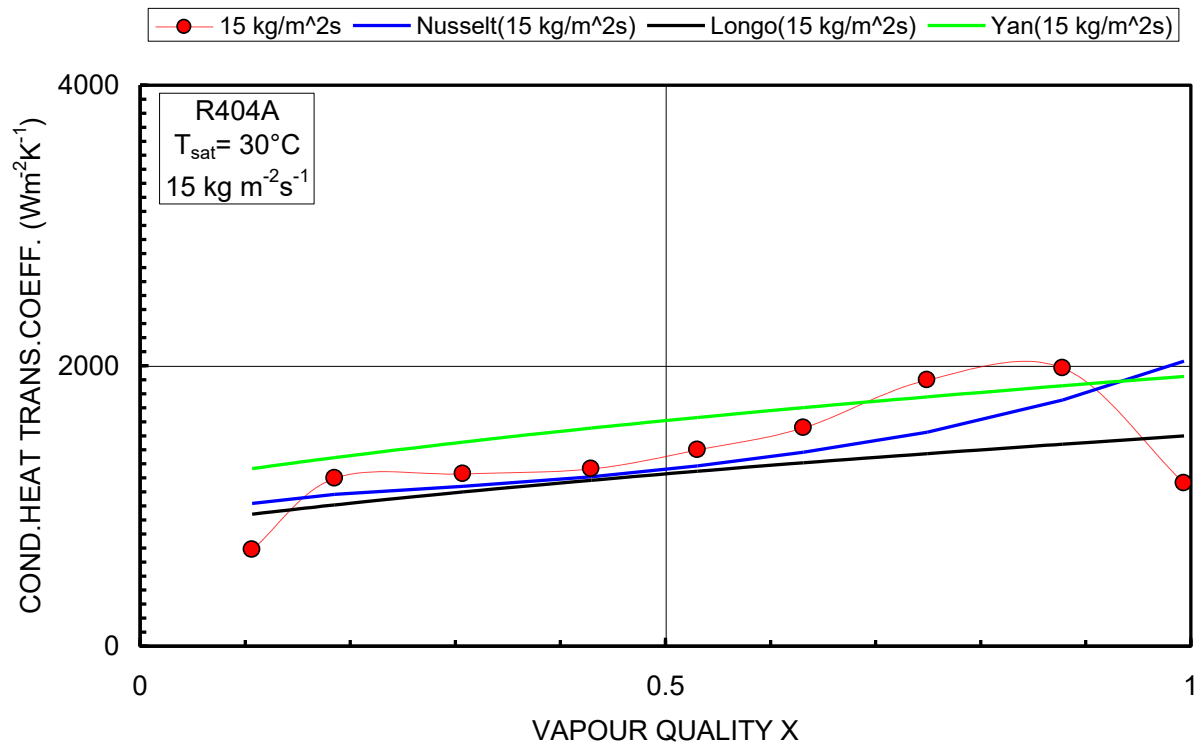


Figura 6.3 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R404A in condensazione a $15 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

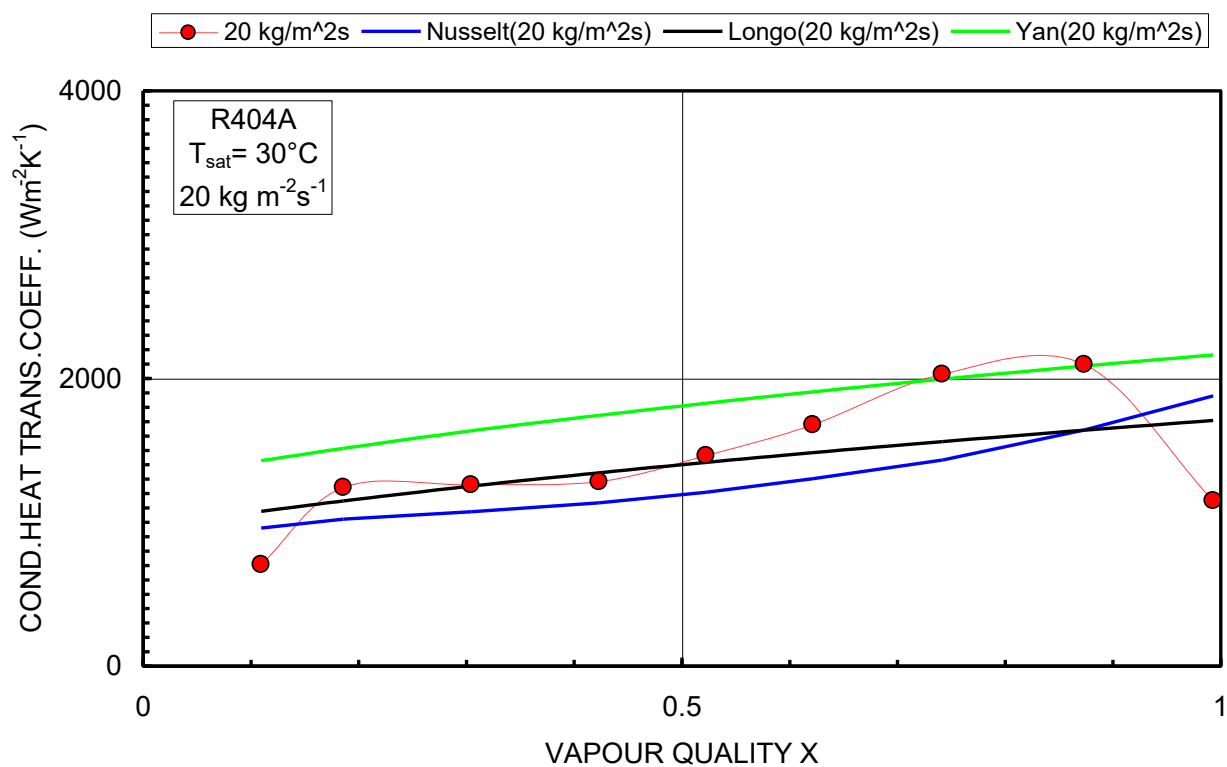


Figura 6.4 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R404A in condensazione a $20 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

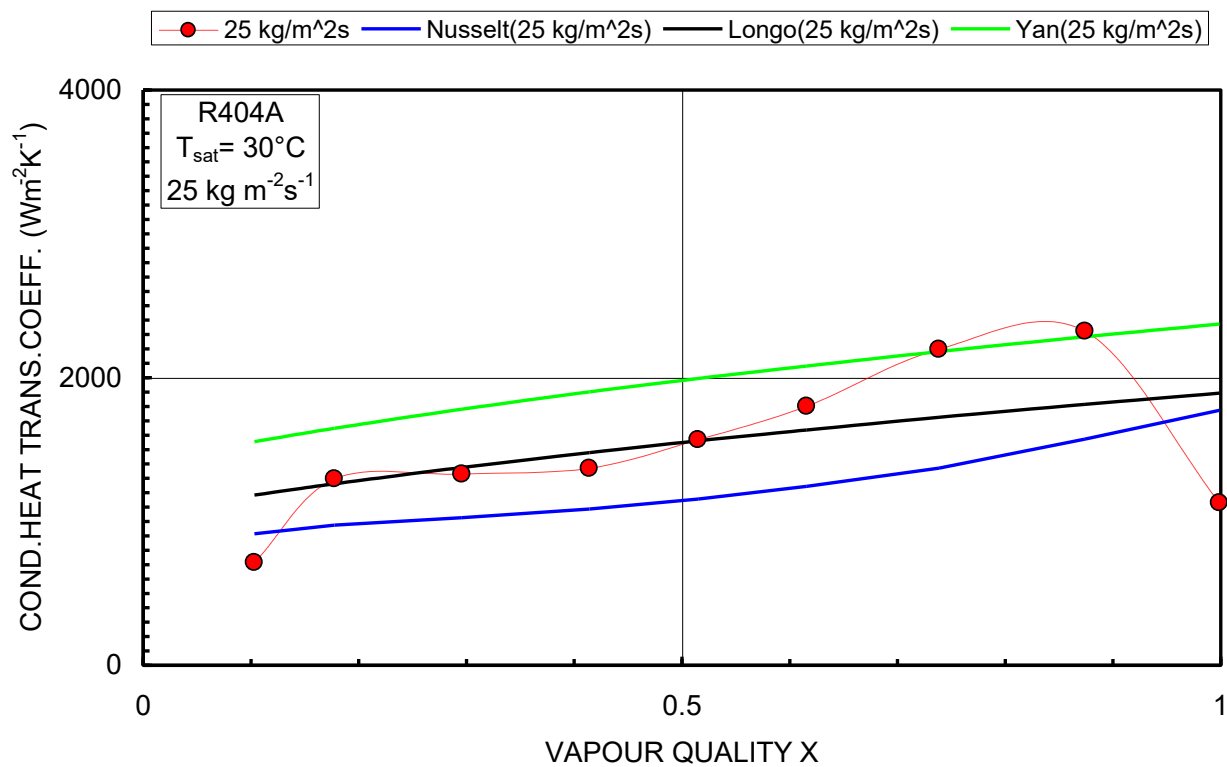


Figura 6.5 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R404A in condensazione a $25 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

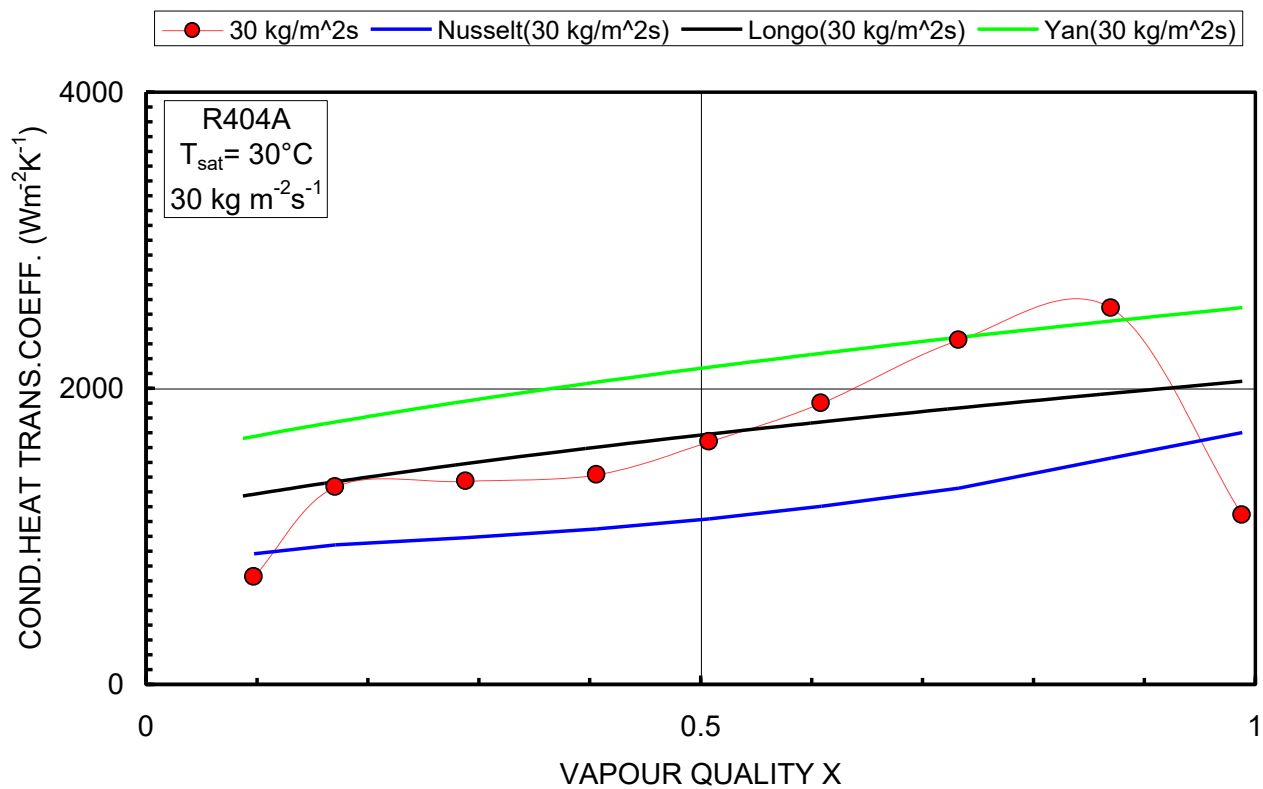


Figura 6.6 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R404A in condensazione a $30 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

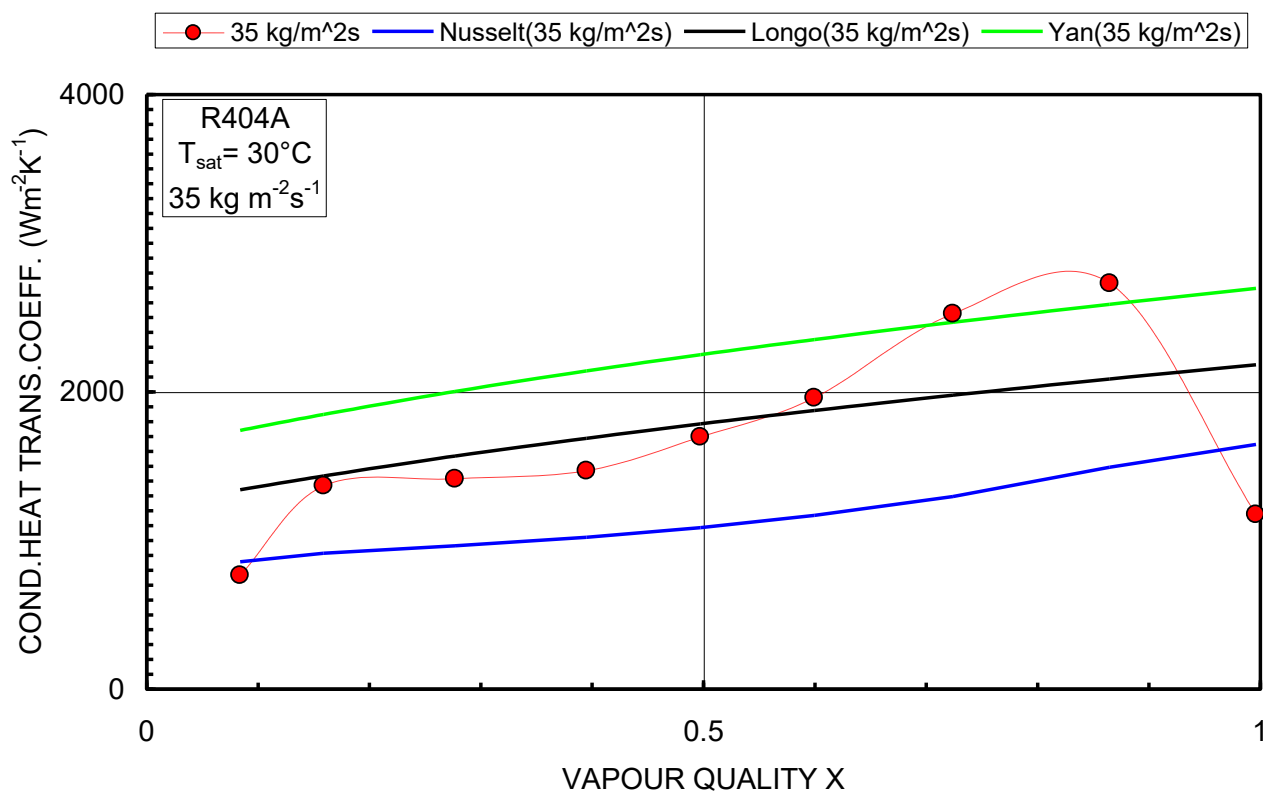


Figura 6.7 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R404A in condensazione a $35 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

La Figura 6.8 riporta il confronto tra i nuovi coefficienti medi di scambio sull'intera piastra (new), ricavati dai valori locali, e i vecchi coefficienti medi di scambio misurati in precedenza (old).

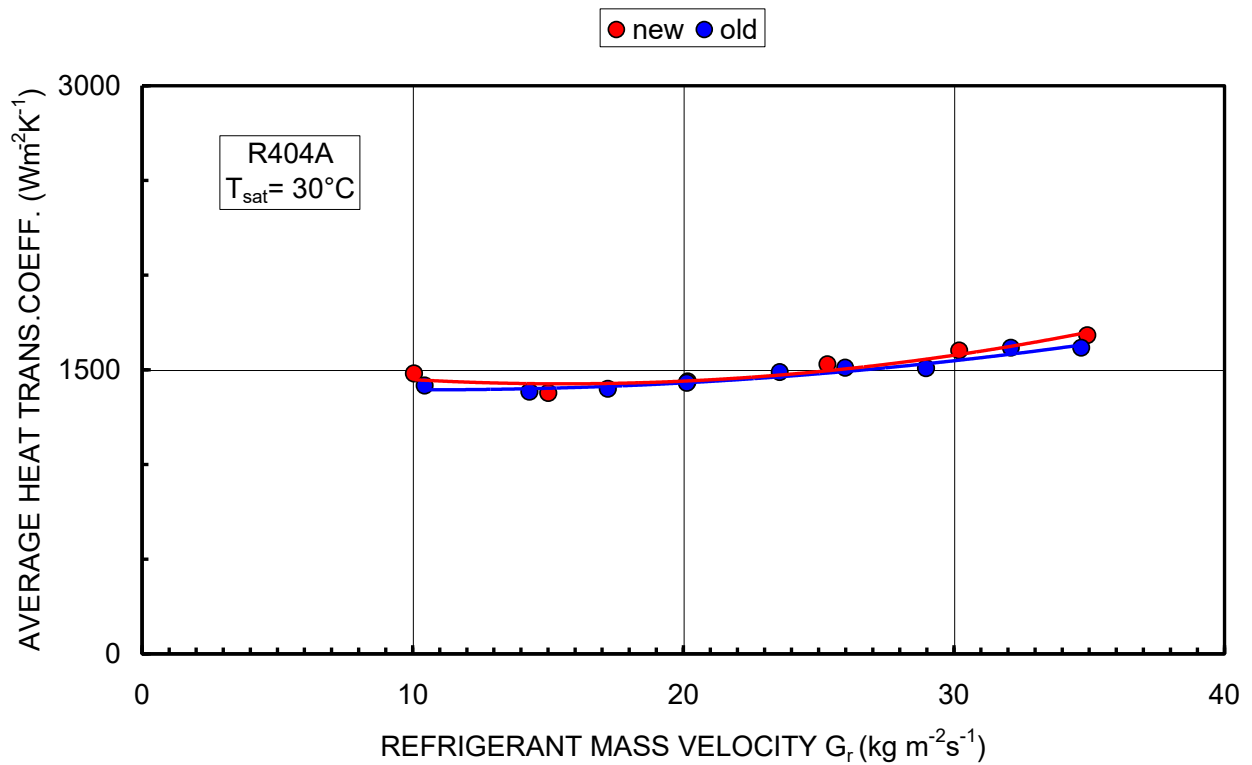


Figura 6.8 Confronto tra i coefficienti globali di scambio nuovi e vecchi per R404A a diverse portate in condensazione.

Si può osservare un'ottima corrispondenza tra i due valori che sta a indicare che le misure locali attuali sono coerenti con le misure dei valori medi eseguite in passato.

6.2 Risultati in condensazione per l'R290

Le condizioni operative delle 54 prove in condensazione con il fluido R290 sono riportate nella Tabella 6.2:

Tabella 6.2 Condizioni operative delle prove in condensazione con il fluido R290.

Fluido	R290
N° di prove	54
T_{sat} (°C)	29.7 – 30.0
p_{sat} (MPa)	1.07 – 1.08
X_{in}	1.00
X_{out}	0.13 – 0.16
G_r (kg m ⁻² s ⁻¹)	6.0 – 17.5
G_w (kg m ⁻² s ⁻¹)	51.5 – 128.8
q (kW m ⁻²)	4.5 – 27.4

Per i coefficienti di scambio del fluido R290 in condensazione la global uncertainty calcolata in accordo con [27] è del 10,4%.

Nella Figura 6.9 sono riportati i coefficienti di scambio locali in condensazione in funzione del titolo a una temperatura di 30°C, per il fluido R290, per diversi valori della portata specifica.

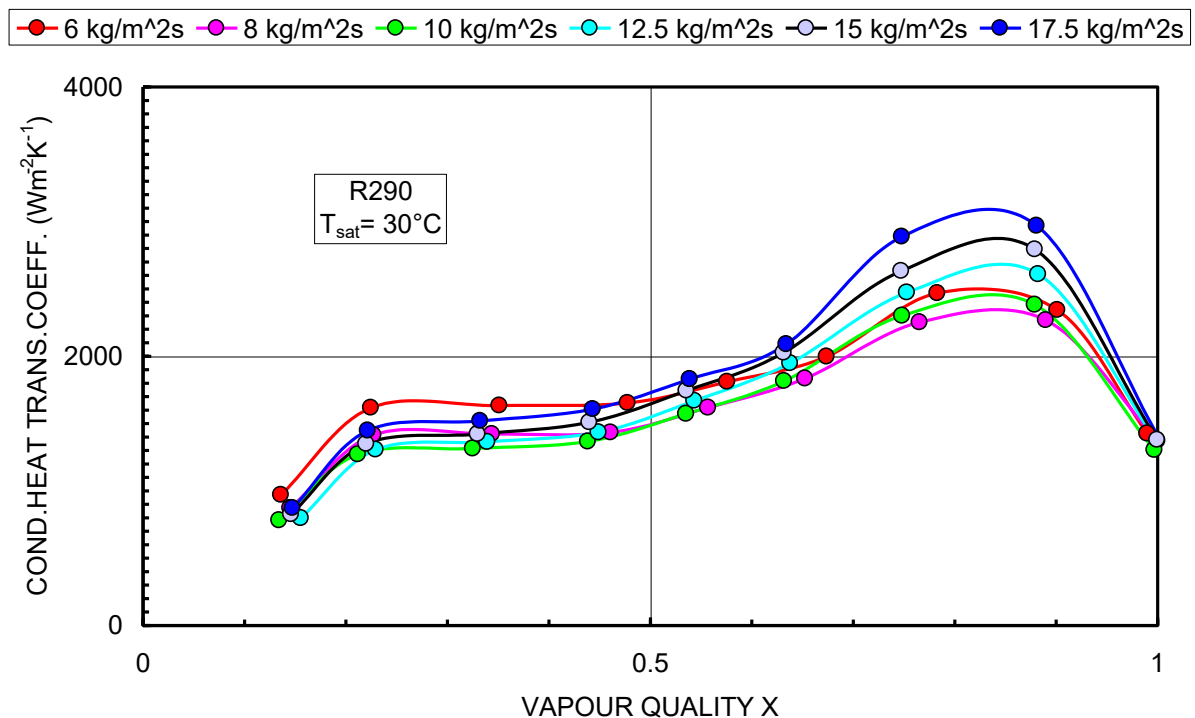


Figura 6.9 Coefficienti di scambio locali vs. titolo di vapore, per prove in condensazione di R290 a diverse portate.

Nelle Figure 6.10-6.15 vengono messi a confronto i valori dei coefficienti locali ricavati sperimentalmente alle diverse portate (punti rossi) con gli andamenti teorici dei modelli di Nusselt [1], Longo [3] e Yan [2].

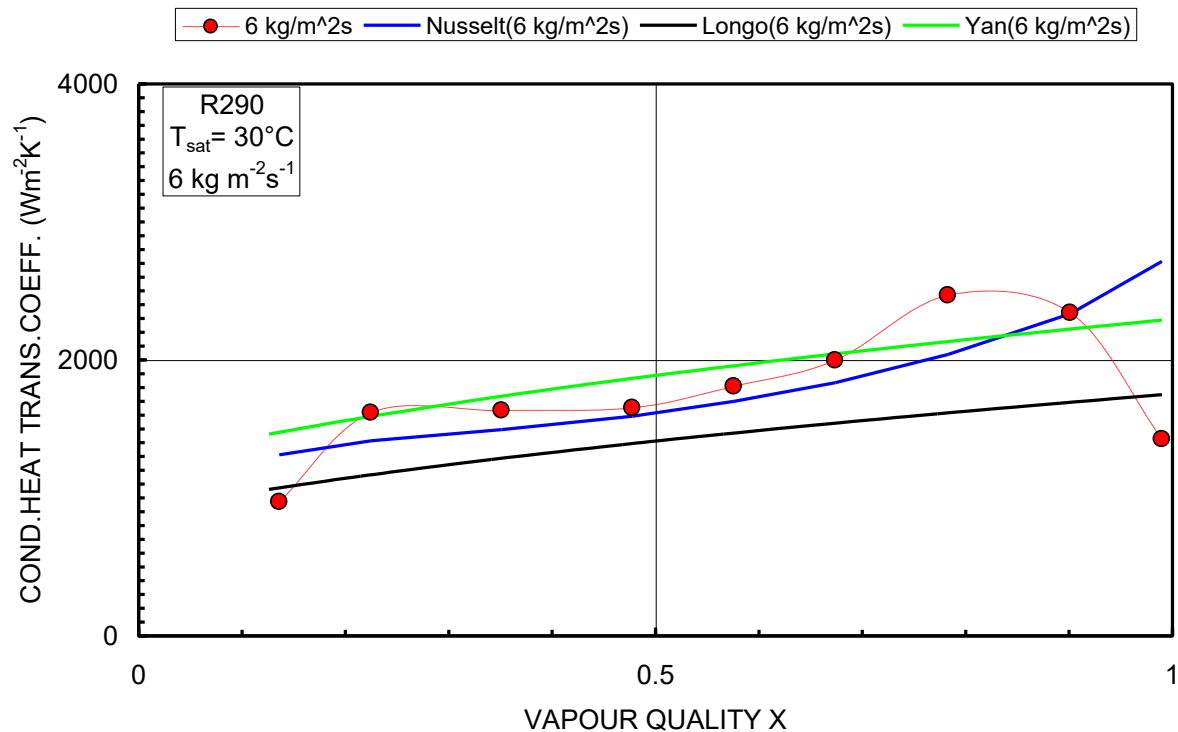


Figura 6.10 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R290 in condensazione a $6 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

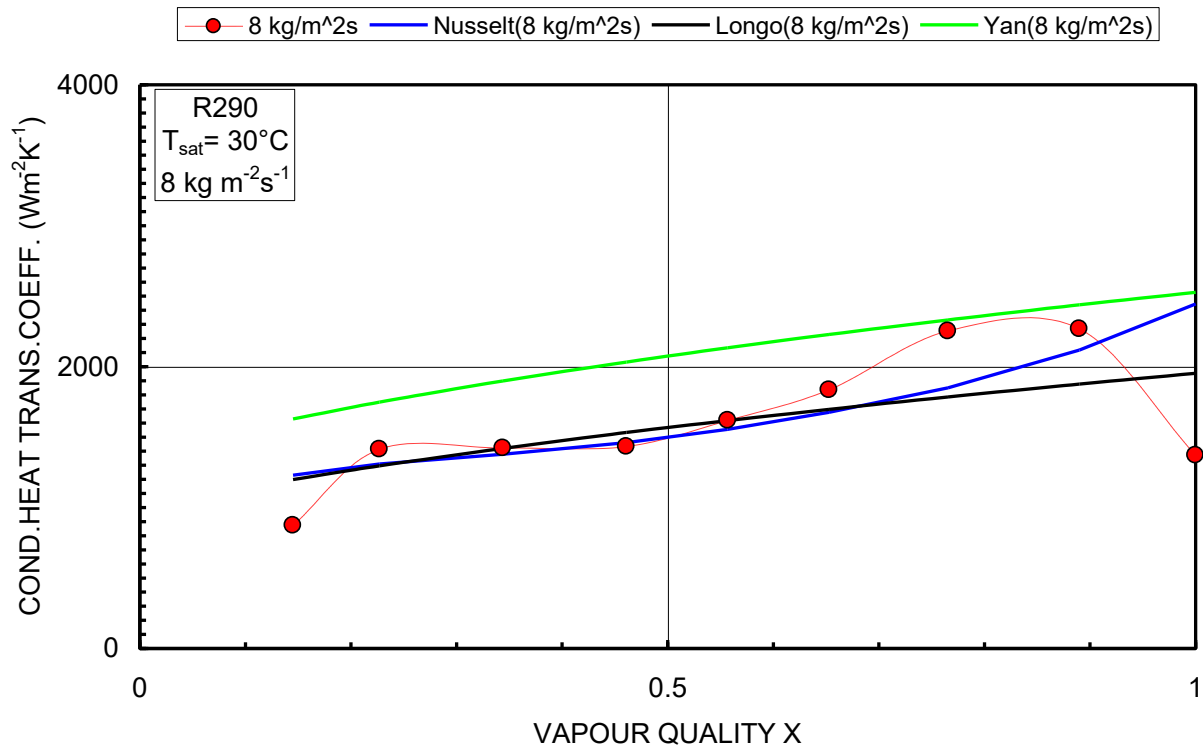


Figura 6.11 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R290 in condensazione a $8 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

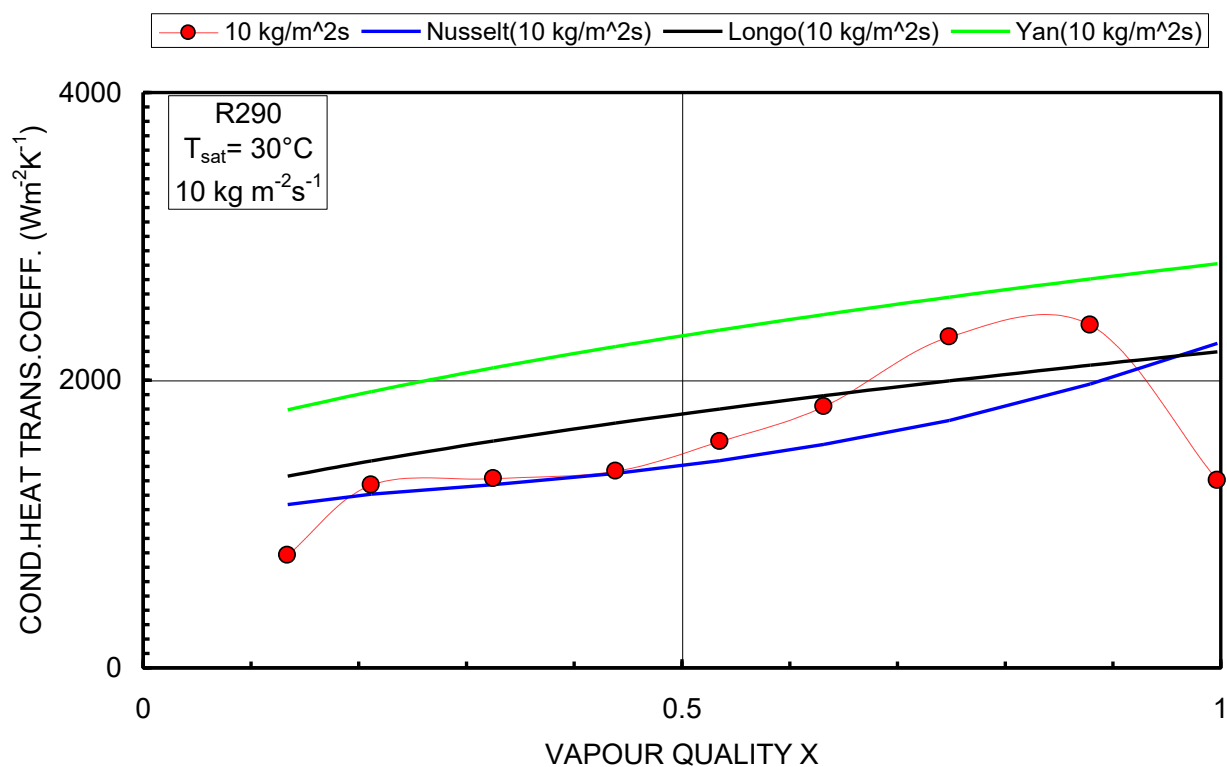


Figura 6.12 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R290 in condensazione a $10 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

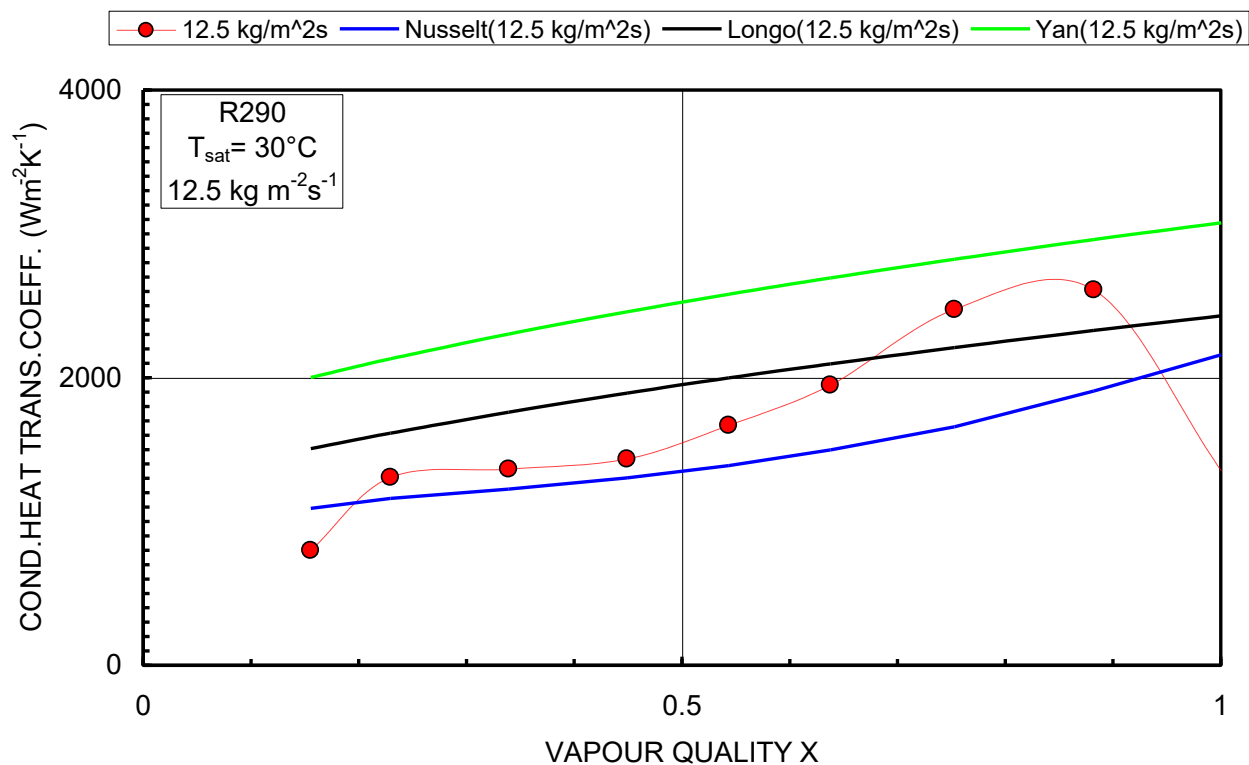


Figura 6.13 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R290 in condensazione a $12,5 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

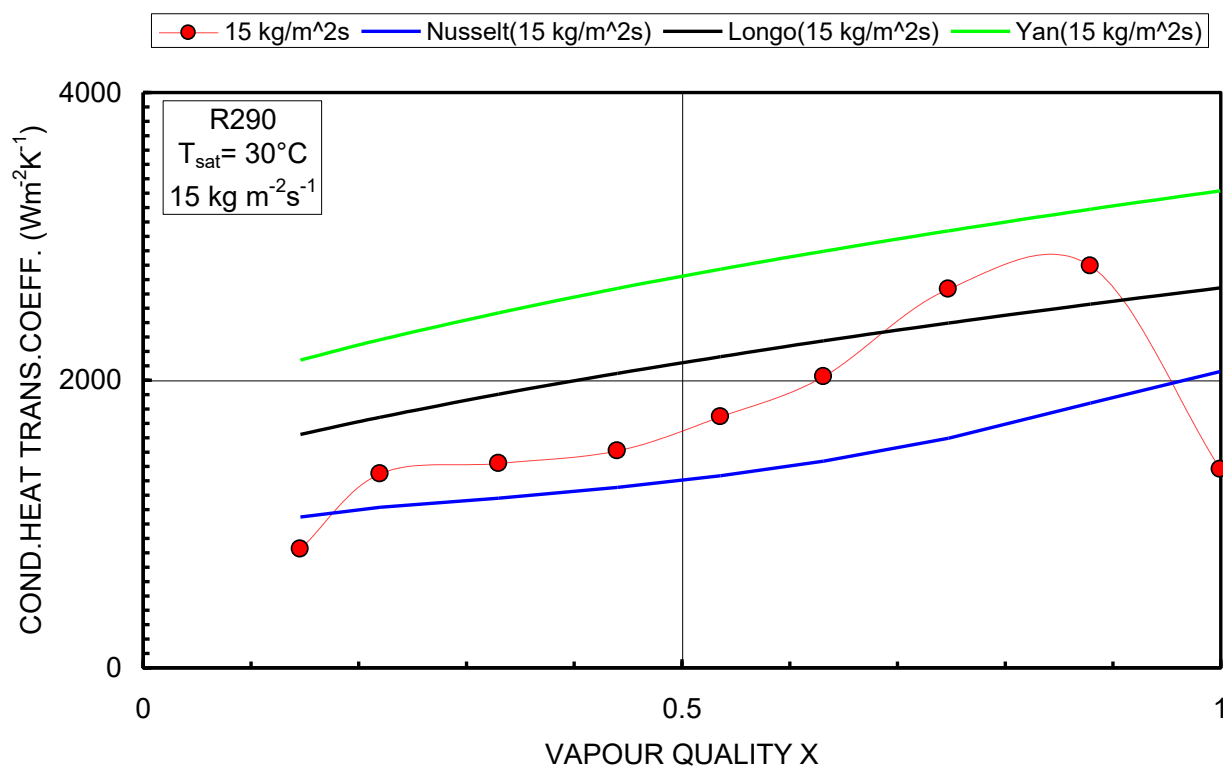


Figura 6.14 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R290 in condensazione a $15 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

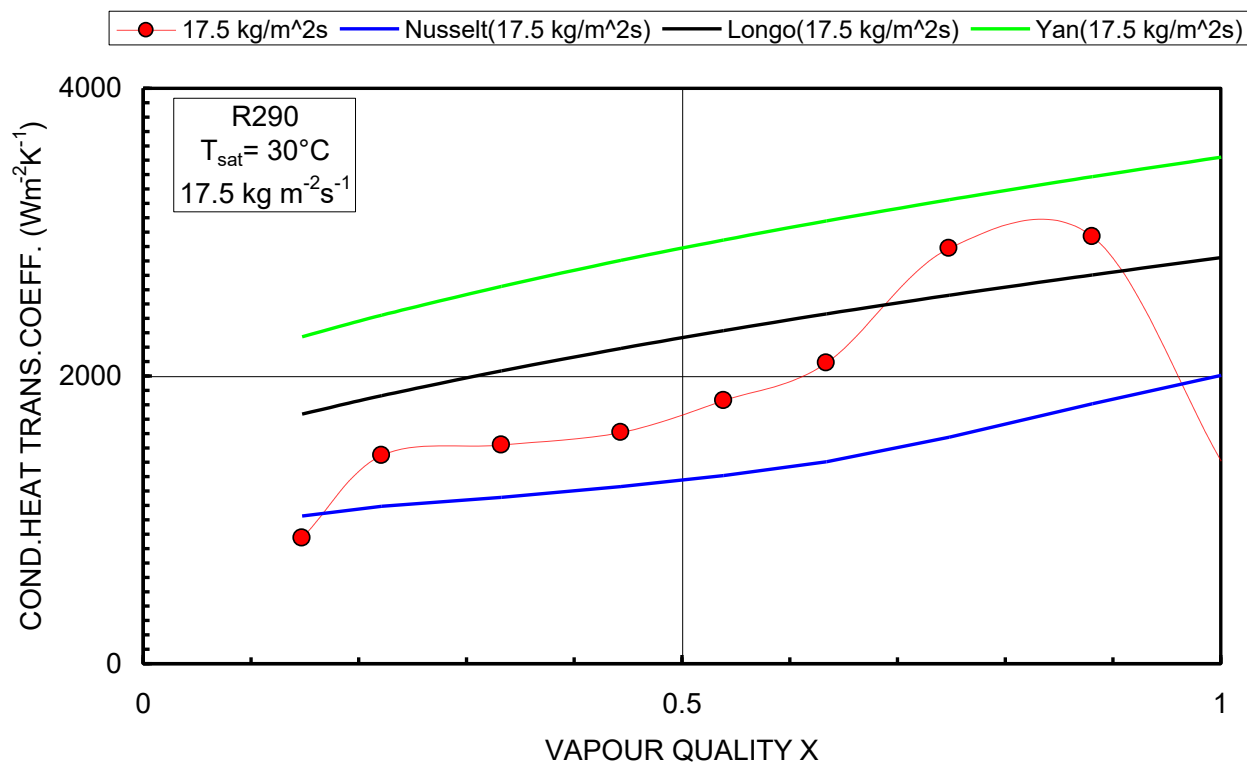


Figura 6.15 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R290 in condensazione a $17,5 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

La Figura 6.16 mostra il confronto tra i coefficienti medi ricavati dalla misura dei coefficienti locali ed i vecchi coefficienti medi misurati in precedenza.

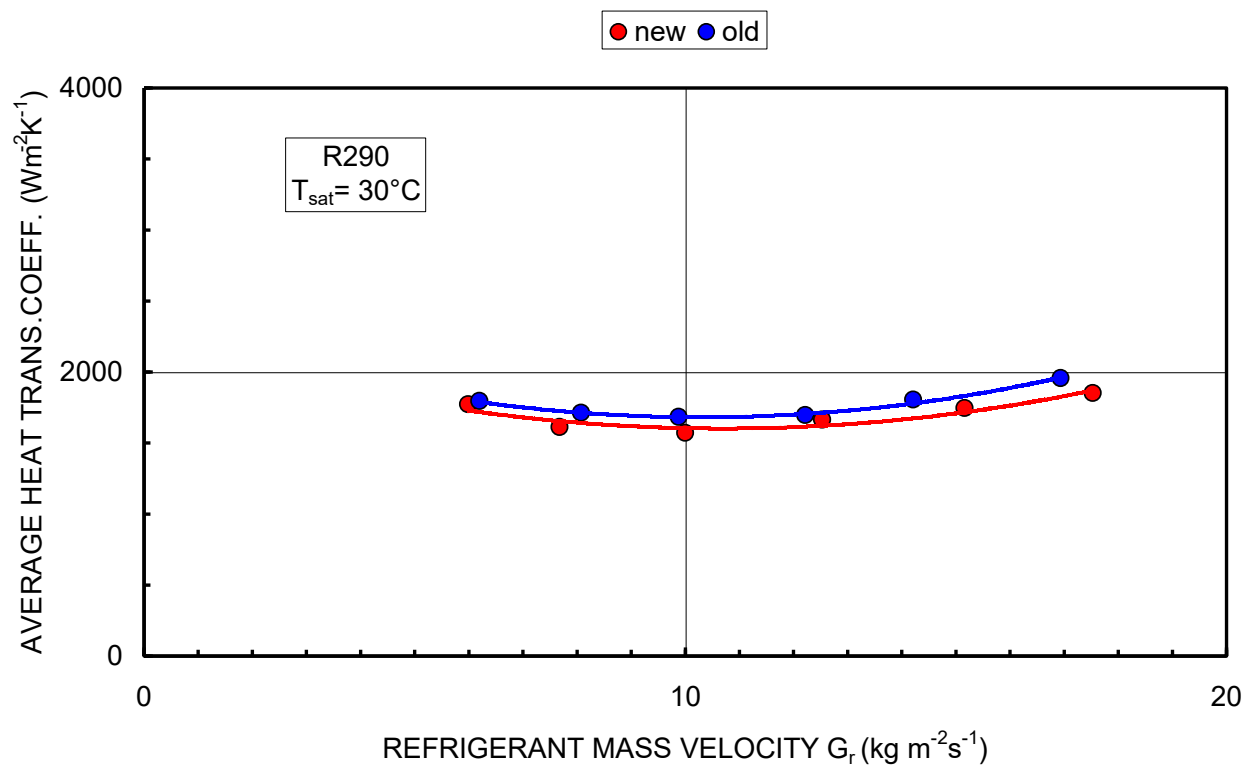


Figura 6.16 Confronto tra i coefficienti globali di scambio nuovi e vecchi per R290 a diverse portate in condensazione.

Anche in questo caso si può osservare un'ottima corrispondenza tra valori vecchi e nuovi a conferma della coerenza tra le nuove misure locali e le precedenti misure dei coefficienti medi.

6.3 Risultati in condensazione per l'R1270

Le condizioni operative delle 54 prove in condensazione con il fluido R1270 sono riportate nella Tabella 6.3.

Tabella 6.3 Condizioni operative delle prove in condensazione con fluido R1270.

Fluido	R1270
N° di prove	54
T_{sat} (°C)	29.8 – 30.2
p_{sat} (MPa)	1.30 – 1.32
X_{in}	1.00
X_{out}	0.14 – 0.17
G_r (kg m ⁻² s ⁻¹)	5.9 – 17.5
G_w (kg m ⁻² s ⁻¹)	63.9 – 126.6
q (kW m ⁻²)	4.6 – 26.9

Per i coefficienti di scambio del fluido R1270 in condensazione la global uncertainty calcolata in accordo con [27] è del 10,3%.

Nella Figura 6.17 sono riportati i coefficienti di scambio locali in condensazione in funzione del titolo a una temperatura di 30°C, per il fluido R1270, per diversi valori della portata specifica.

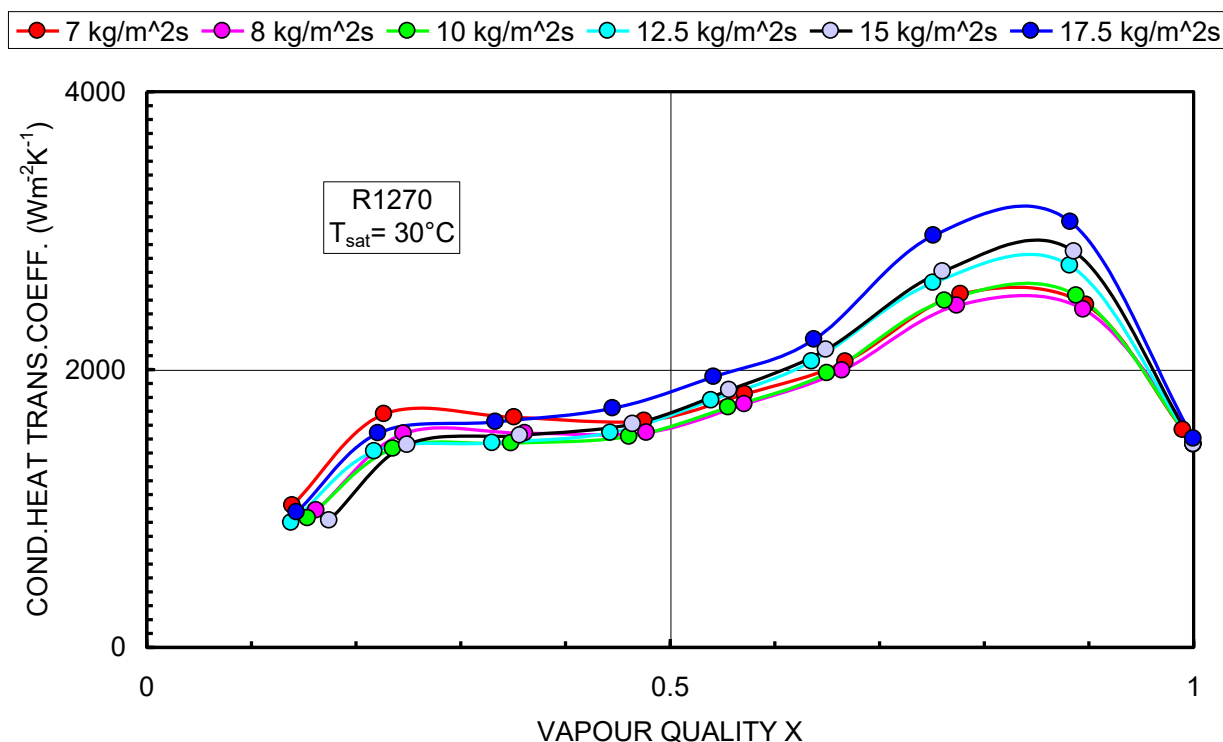


Figura 6.17 Coefficienti di scambio locali vs. titolo di vapore, per prove in condensazione di R1270 a diverse portate.

Nelle Figure 6.18-6.23 vengono messi a confronto i valori dei coefficienti locali ricavati sperimentalmente alle diverse portate (punti rossi) con gli andamenti teorici dei modelli di Nusselt [1], Longo [3] e Yan [2].

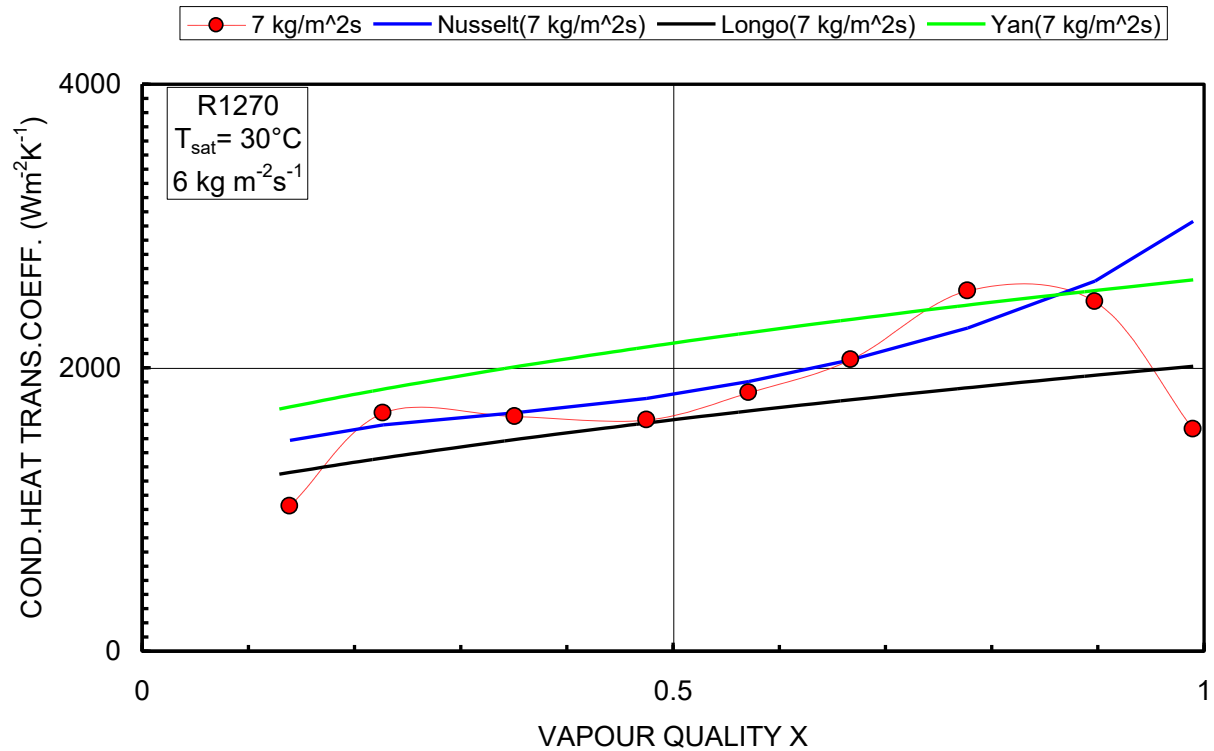


Figura 6.18 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R1270 in condensazione a $6 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

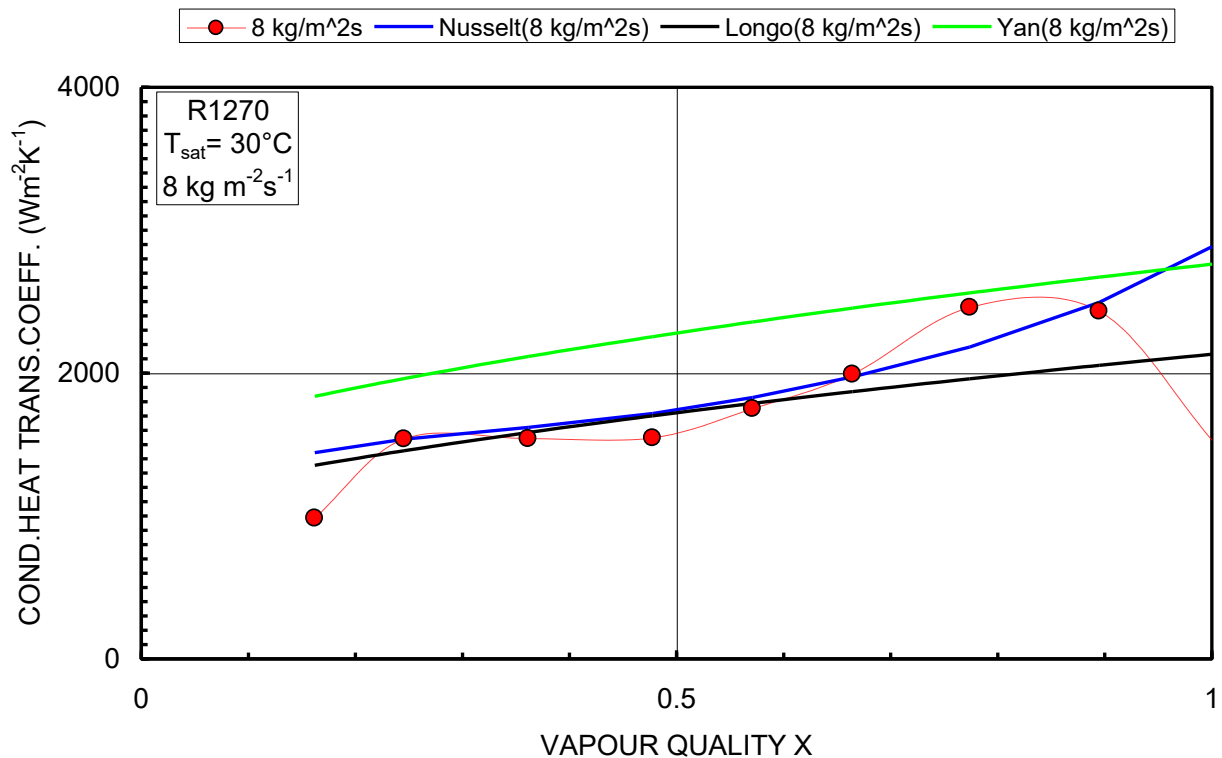


Figura 6.19 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R1270 in condensazione a $8 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

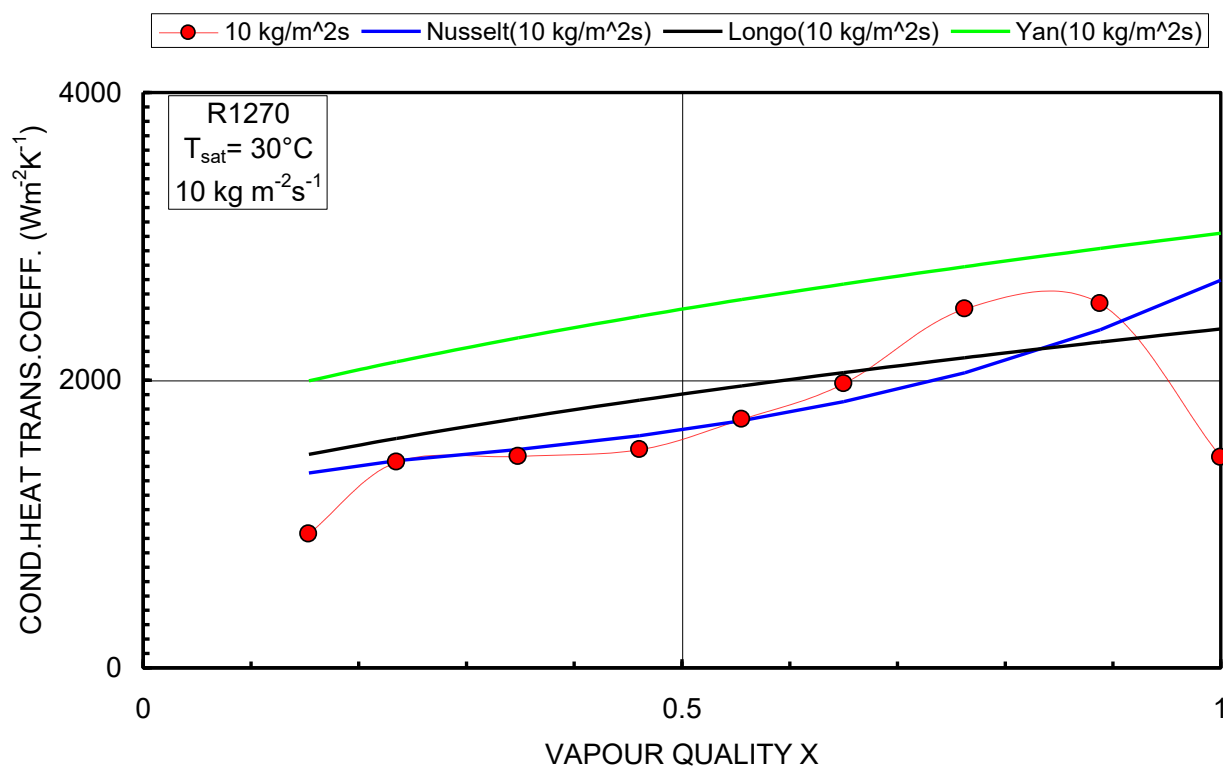


Figura 6.20 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R1270 in condensazione a $10 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

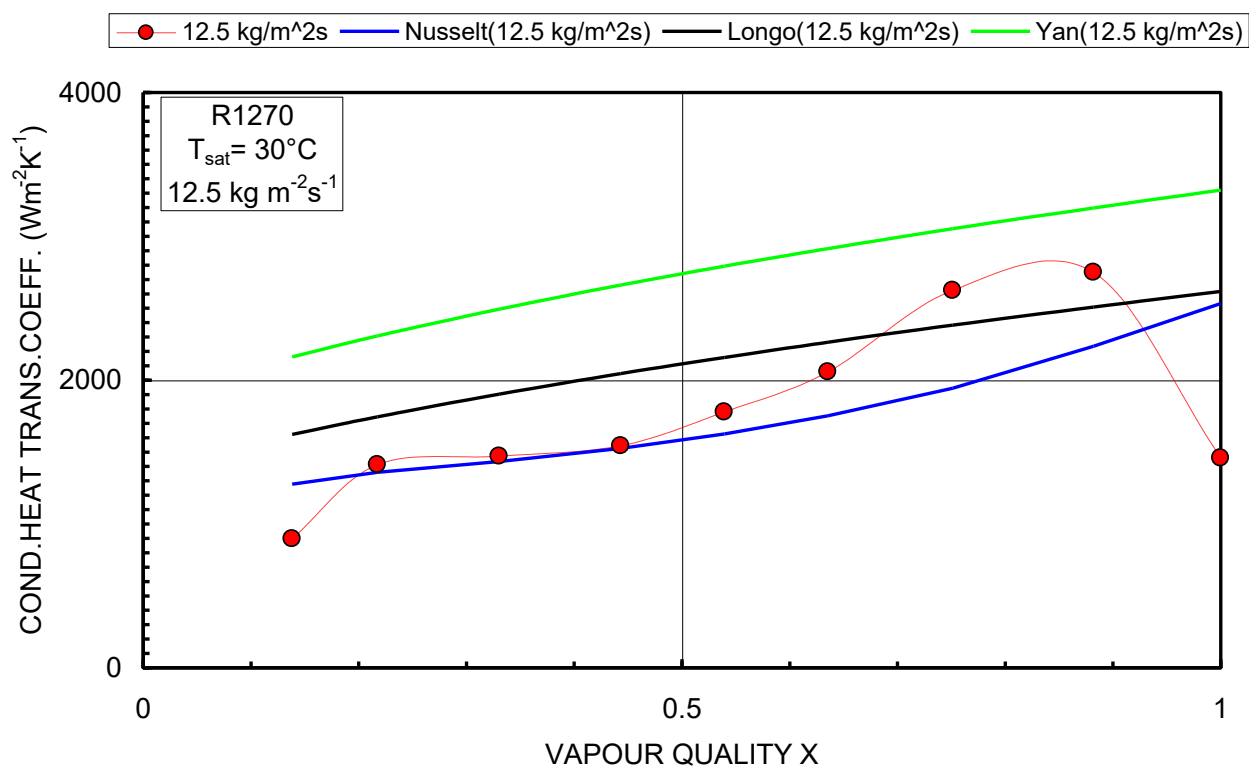


Figura 6.21 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R1270 in condensazione a $12,5 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

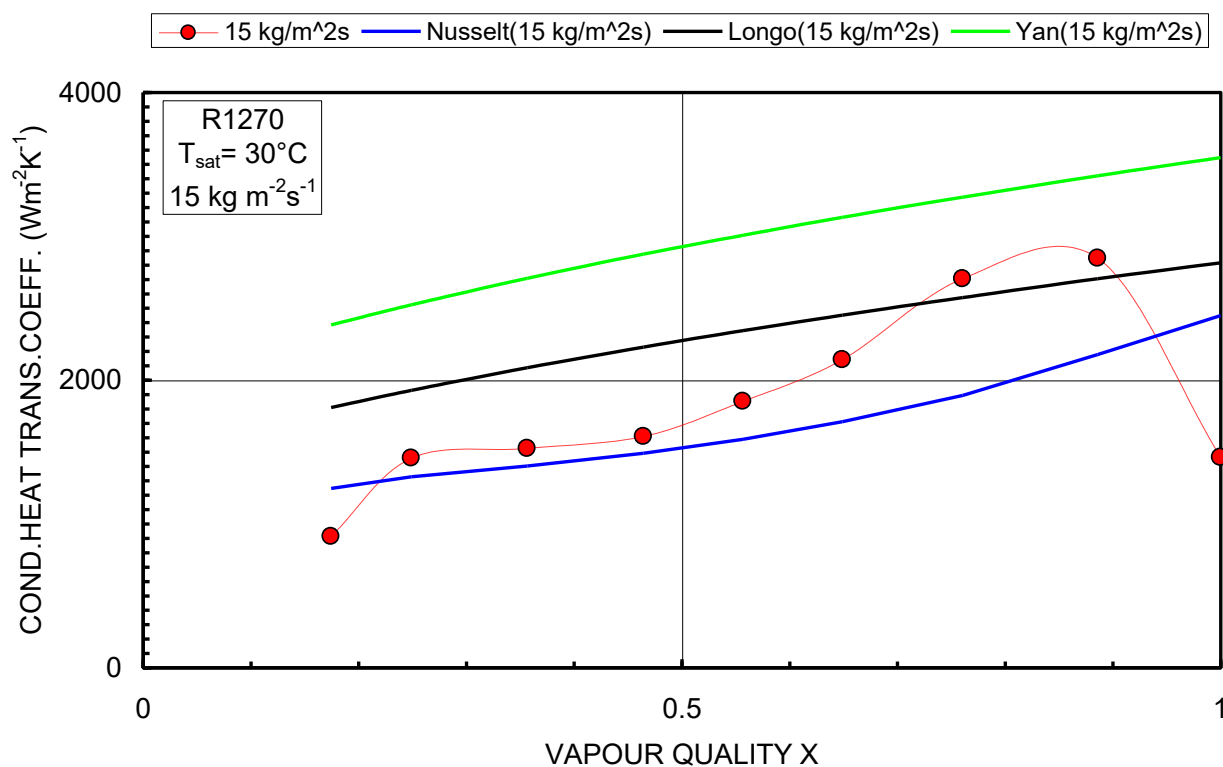


Figura 6.22 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R1270 in condensazione a $15 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

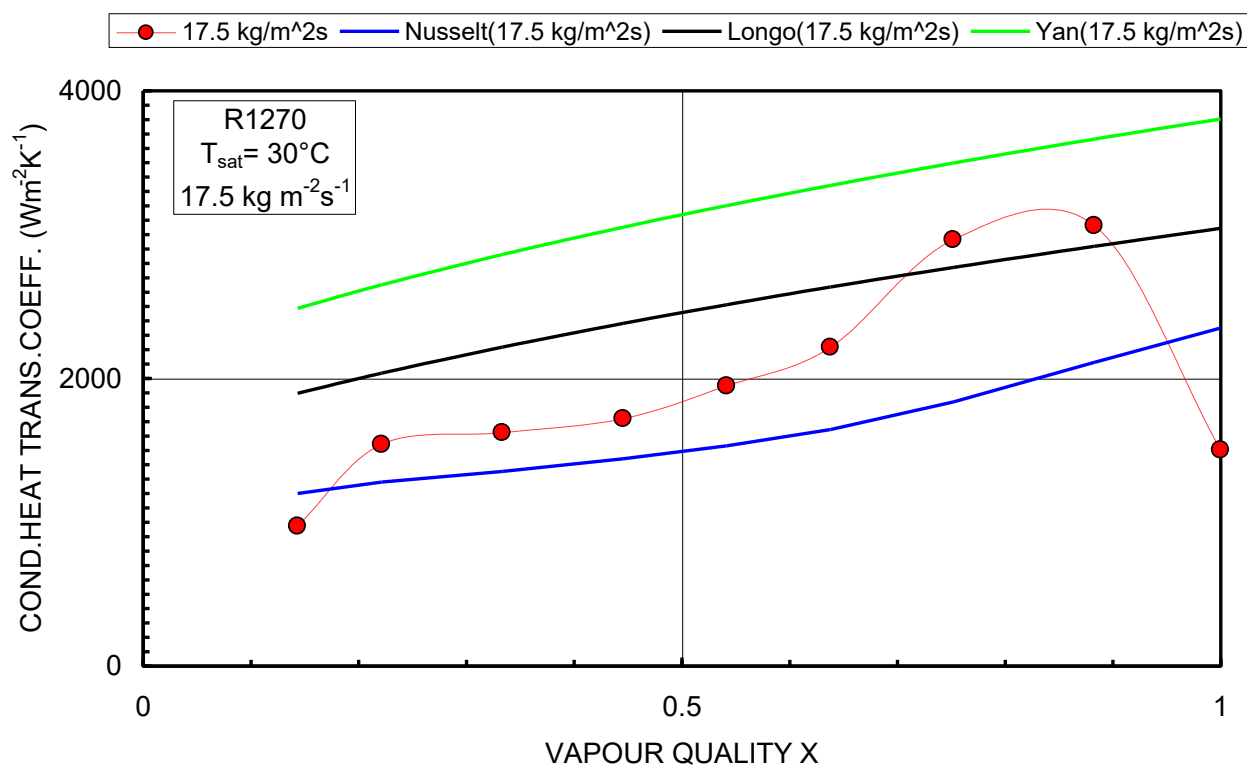


Figura 6.23 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R1270 in condensazione a $17,5 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

La Figura 6.24 mostra il confronto tra i coefficienti medi ricavati dalla misura dei coefficienti locali ed i vecchi coefficienti medi misurati in precedenza.

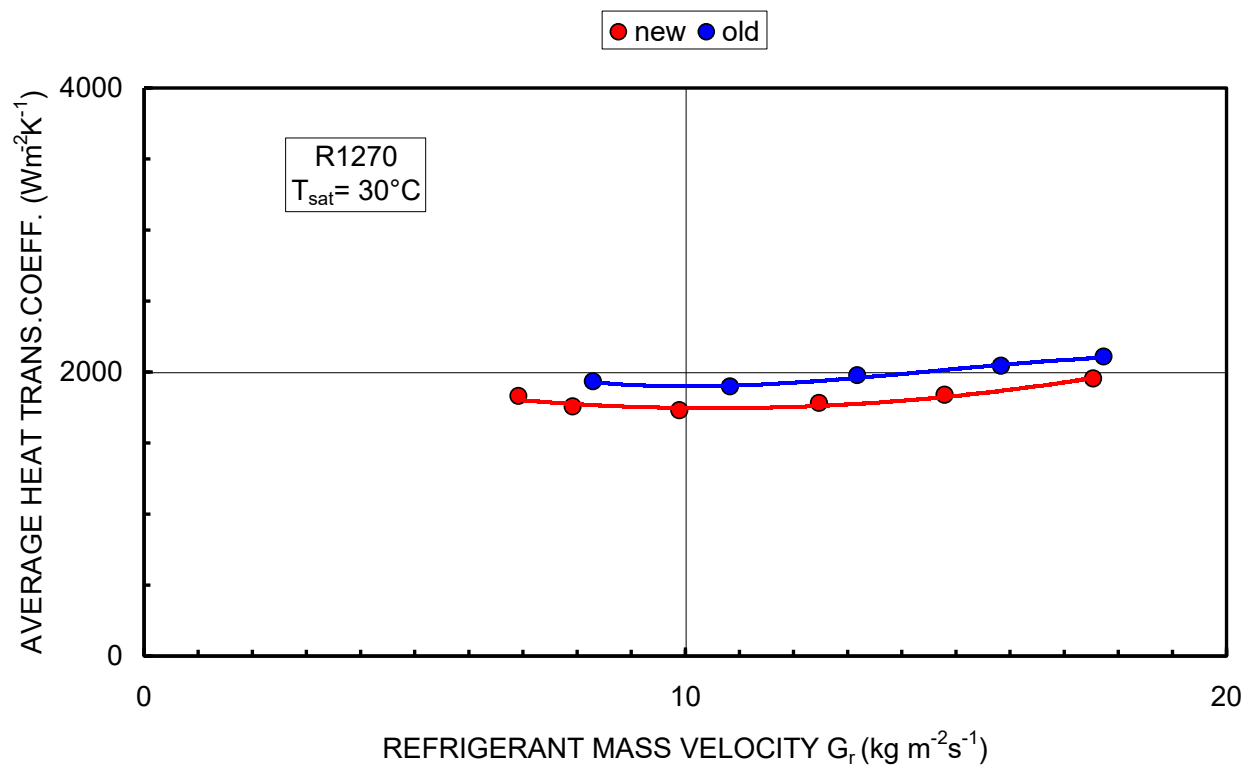


Figura 6.24 Confronto tra i coefficienti globali di scambio nuovi e vecchi per R1270 a diverse portate in condensazione.

Anche in questo caso si può osservare un'ottima corrispondenza tra valori vecchi e nuovi a conferma della coerenza tra le nuove misure locali e le precedenti misure dei coefficienti medi.

6.4 Analisi dei risultati in condensazione

Osservando i dati ricavati in condensazione si può dire che i valori effettivi dei coefficienti di scambio del propano (R290) e del propilene (R1270) siano molto simili, mentre è evidente come l'R404A abbia un'inferiore capacità di scambio termico.

Va precisato che per ottenere all'incirca gli stessi flussi termici, durante le prove con R404A sono stati impostati valori di portate doppi rispetto a quelli utilizzati con i due idrocarburi. Questo perché l'R404A ha un calore latente di vaporizzazione/condensazione che è circa la metà di quello degli idrocarburi.

Per quanto riguarda invece gli andamenti dei coefficienti di scambio, si osserva come siano simili per tutti e tre i fluidi. Precisamente, nella prima sezione di ingresso i coefficienti di scambio sono inferiori rispetto a quelli nella seconda sezione. Questo si spiega col fatto che nella zona di entrata il fluido frigorigeno è mal distribuito. Nelle sezioni d'ingresso, infatti, vi è una porzione di superficie di piastra che non è interessata dal deflusso del fluido e quindi non contribuisce allo scambio termico.

Nelle sezioni successive, ovvero dalla sezione 2 fino alla 9, i coefficienti calano con il titolo, ovvero con l'aumentare dello spessore del film di liquido che si forma a contatto con le pareti delle piastre. Si può notare anche come per titoli elevati ($X > 0,5$), questo calo sia più significativo.

Andando a confrontare i dati ricavati, con differenti modelli per il calcolo dei coefficienti di scambio in condensazione all'interno degli scambiatori a piastre, si può comprendere quali siano i meccanismi di scambio termico dominanti.

I modelli utilizzati per il confronto sono:

- Il modello di Nusselt (1916) [1], per la condensazione di un film di liquido su parete verticale sotto l'effetto della gravità, nella forma:

$$h_{Nusselt} = 0,943 \sqrt[4]{\frac{\lambda_l^3 \rho_l^2 g c_{lv}}{\mu_l \Delta T_j j \left(\frac{L}{10}\right)}} \quad (6.1)$$

- Il modello di Yan et al. (1999) [2], per la condensazione in convezione forzata all'interno di scambiatori a piastre:

$$h_{Yan} = 4,118 \frac{\lambda_l}{d_h} Re_{eq}^{0,4} Pr_l^{1/3} \quad (6.2)$$

- Il modello di Longo et al. (2015) [3], per la condensazione in convezione forzata all'interno di scambiatori a piastre:

$$h_{Longo} = 1.875 \Phi \left(\frac{\lambda_l}{d_h} \right) Re_{eq}^{0.445} Pr_l^{1/3} \quad (6.3)$$

Una prima constatazione che si può fare, osservando i dati relativi al fluido R404A, è che alla portata specifica di $10 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ (Figura 6.2) il modello di Nusselt [1] interpola con precisione i dati sperimentali, fatta eccezione che per la sezione d'ingresso. Questo sta a significare che in quel caso la condensazione è controllata dalla gravità.

Alla portata specifica di $15 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ (Figura 6.3) il modello di Nusselt è meno efficace, anche se prevede ancora discretamente i coefficienti delle sezioni in cui il titolo è inferiore a 0,6.

Alle portate di 20 e $25 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ (Figura 6.4 e Figura 6.5) invece, cominciano a dominare i meccanismi di scambio propri della condensazione in convezione forzata. In queste condizioni è il modello di Longo [3] a fornire la stima più accurata, specialmente per le sezioni in cui il titolo è inferiore a 0,6.

Le prove con il propano (R290) vengono invece ben interpolate dal modello di Nusselt [1], per portate specifiche inferiori o uguali a $8 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ (Figura 6.10 e Figura 6.11). Alla portata di $10 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ (Figura 6.12) tale modello funziona bene solo per le sezioni a titolo inferiore a 0,5.

A portate specifiche superiori a $10 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ insorgono i meccanismi della convezione forzata e i dati sperimentali sono meglio interpolati dal modello di Longo [3].

Le medesime considerazioni viste per il propano valgono anche per le prove con il propilene (R1270), con la differenza che la transizione alla condensazione in convezione forzata avviene alla portata di $12,5 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, dove il modello di Nusselt [1] prevede ancora bene solo i punti a titolo inferiore a 0,5.

La Tabella 6.4 riassume il confronto, in termini di MAPE (Mean Absolute Percentage Error), tra i coefficienti di scambio ricavati sperimentalmente e quelli calcolati con i tre modelli di riferimento, nei rispettivi campi applicativi.

Tabella 6.4 Confronto tra i coefficienti sperimentali e calcolati.

Correlazione	R404A	R290	R1270
Nusselt (1916)	8.0%	8.6%	6.8%
Yan et al. (1999)	22.2%	46.6%	48.9%
Longo et al. (2015)	10.7%	19.6%	19.7%

Va osservato come il modello di Nusselt [1], per le prove che rimangono nel suo campo di pertinenza, fornisce sempre eccellenti risultati. L'errore di riproduzione attorno all'8% infatti è inferiore all'uncertainty sperimentale che è di circa 10%-12%.

6.5 Risultati in vaporizzazione per l'R404A

Le condizioni operative delle 54 prove in vaporizzazione con il fluido R404A sono riportate nella Tabella 6.4.

Tabella 6.5 Condizioni operative delle prove in vaporizzazione con fluido R404A.

Fluido	R404A
N° di prove	54
$T_{\text{sat}} (^{\circ}\text{C})$	10.0 – 10.4
$p_{\text{sat}} (\text{MPa})$	0.83 – 0.84
X_{in}	0.23 – 0.31
X_{out}	1.00
$G_r (\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1})$	9.9 – 34.4
$G_w (\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1})$	46.8 – 137.9
$q (\text{kW m}^{-2})$	2.6 – 22.9

Per i coefficienti di scambio del fluido R404A in vaporizzazione la global uncertainty calcolata in accordo con [27] è del 17,9%.

Nella Figura 6.25 seguente sono riportati i coefficienti di scambio locali in vaporizzazione in funzione del titolo a una temperatura di 10°C, per il fluido R404A, per diversi valori della portata specifica.

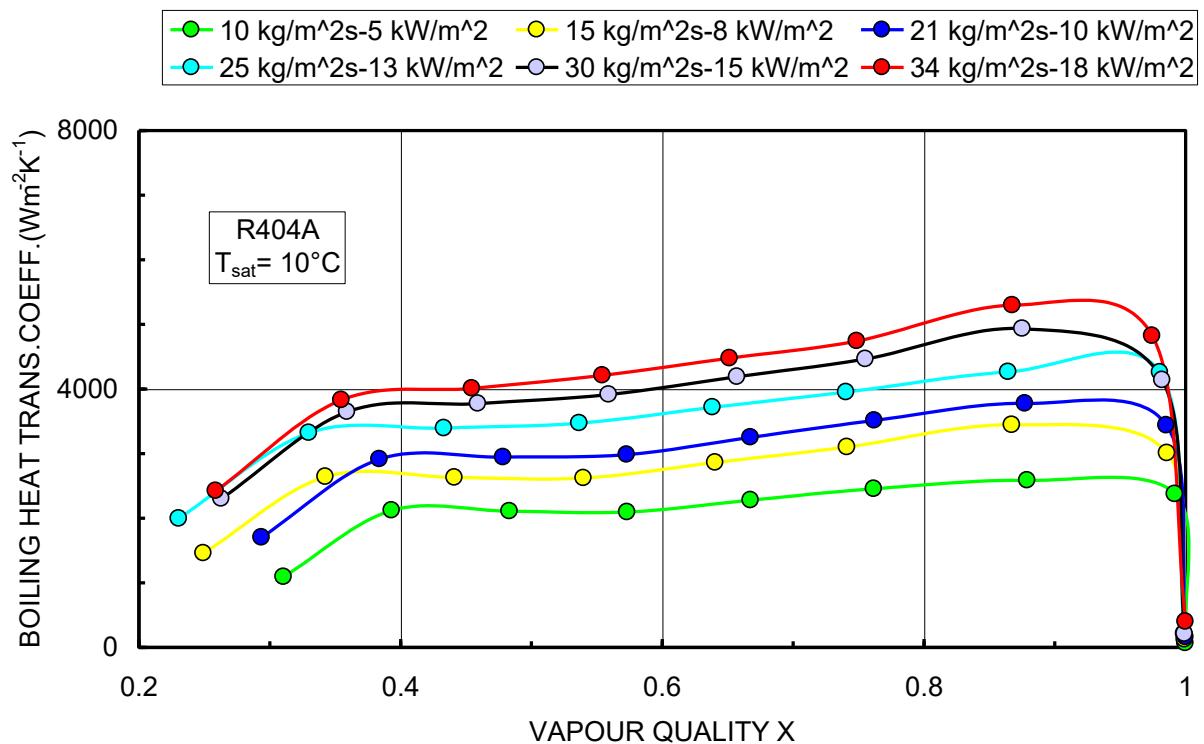


Figura 6.25 Coefficienti di scambio locali vs. titolo di vapore, per prove in vaporizzazione di R404A a diverse portate.

Nelle Figure 6.26-6.31 vengono messi a confronto i valori dei coefficienti locali ricavati sperimentalmente alle diverse portate (punti rossi) con gli andamenti teorici dei modelli di Cooper [12], Gorenflo [13], Longo [14] e Amalfi [20].

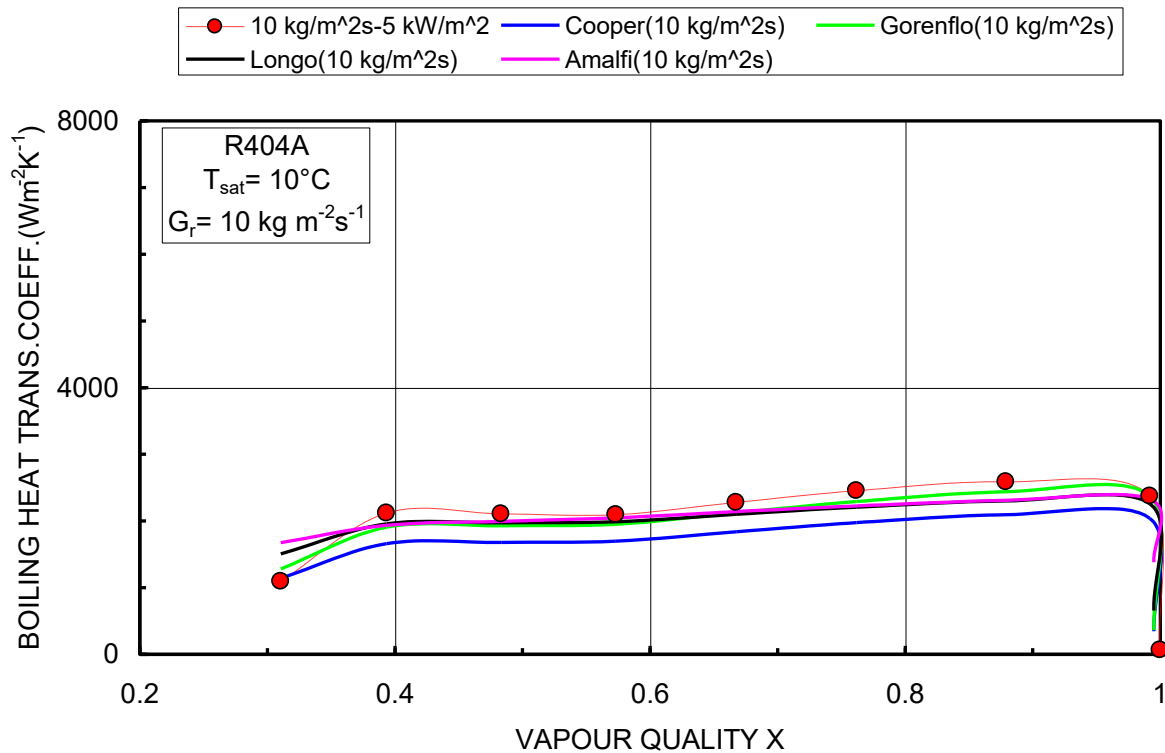


Figura 6.26 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R404A in vaporizzazione a $10 kg m^{-2} s^{-1}$.

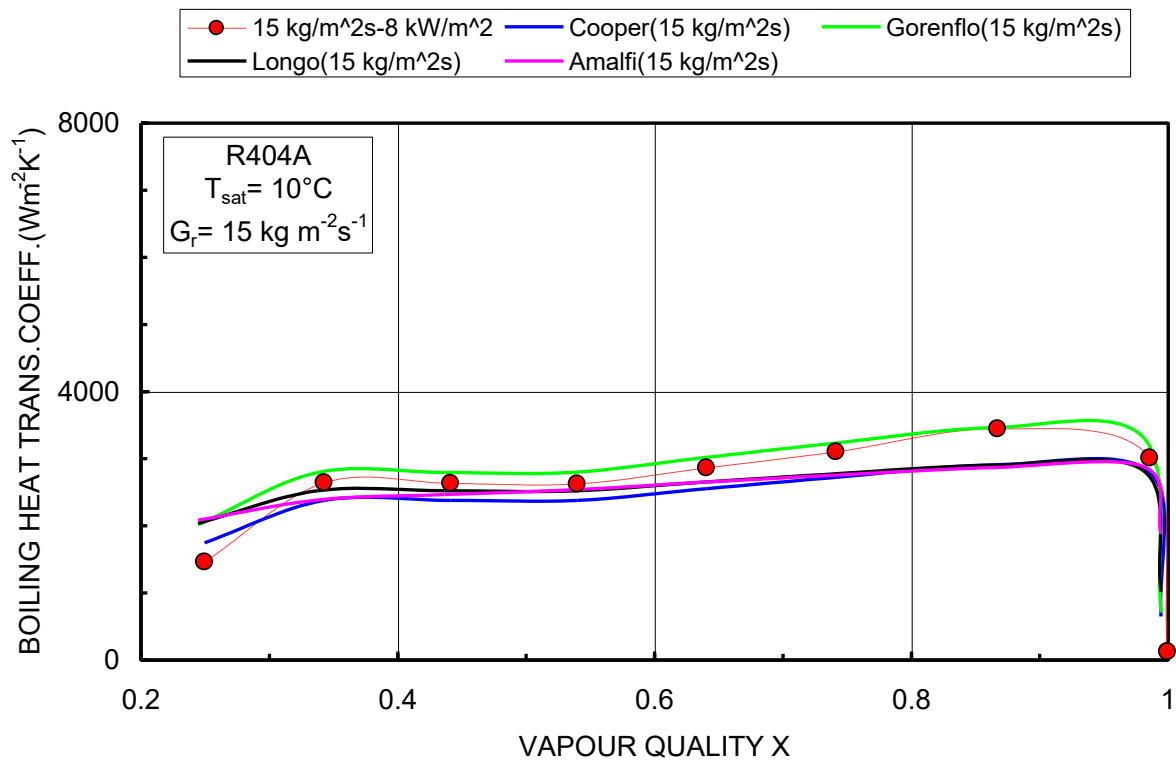


Figura 6.27 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R404A in vaporizzazione a $15 kg m^{-2} s^{-1}$.

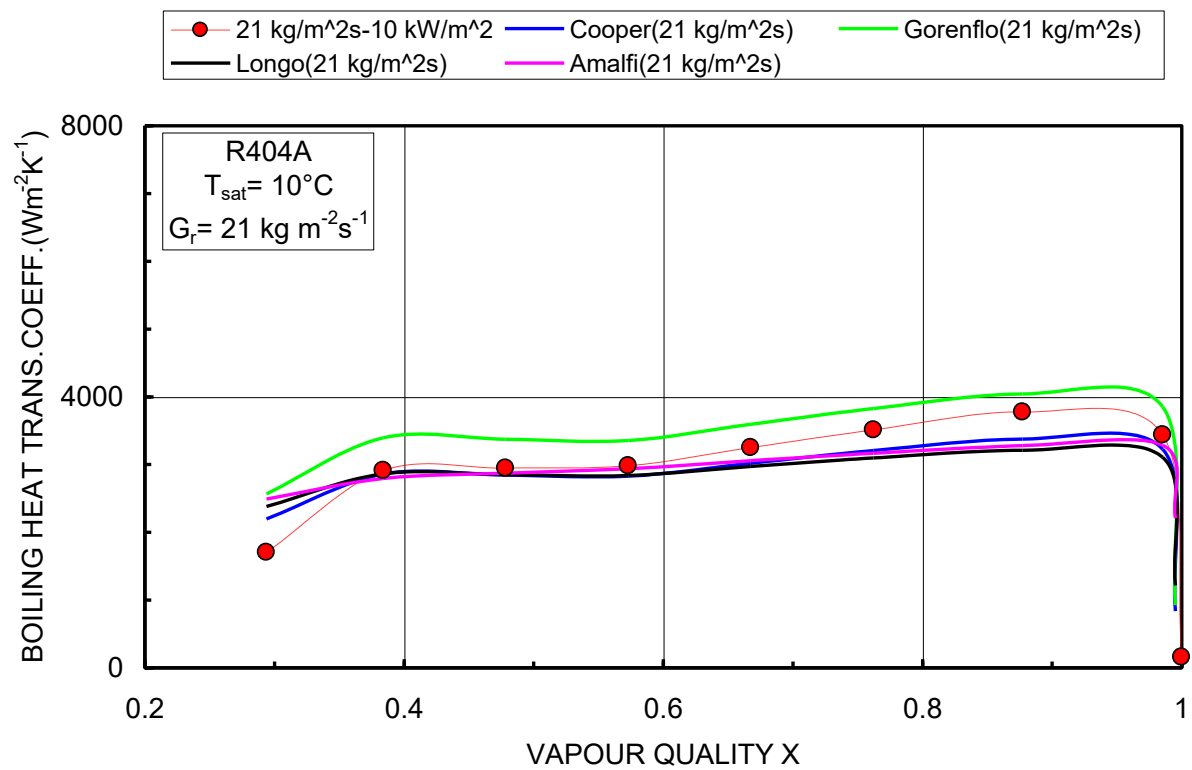


Figura 6.28 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R404A in vaporizzazione a $21 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

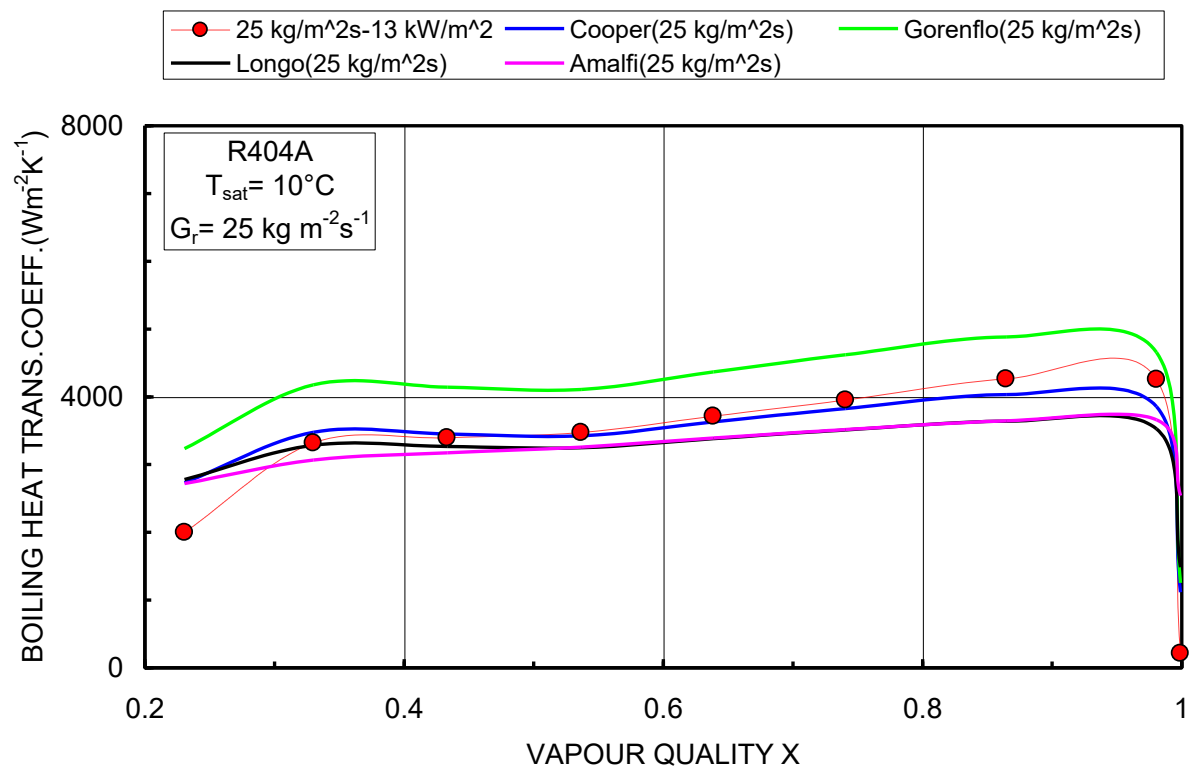


Figura 6.29 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R404A in vaporizzazione a $25 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

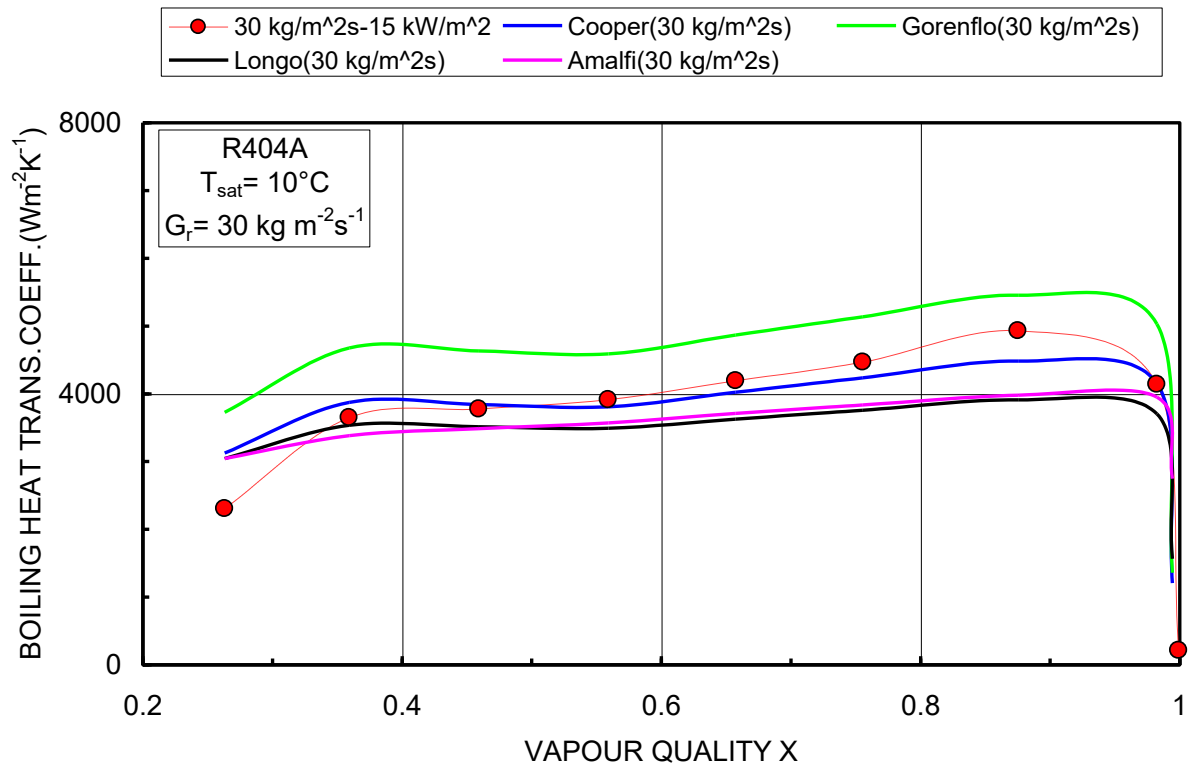


Figura 6.30 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R404A in vaporizzazione a $30 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

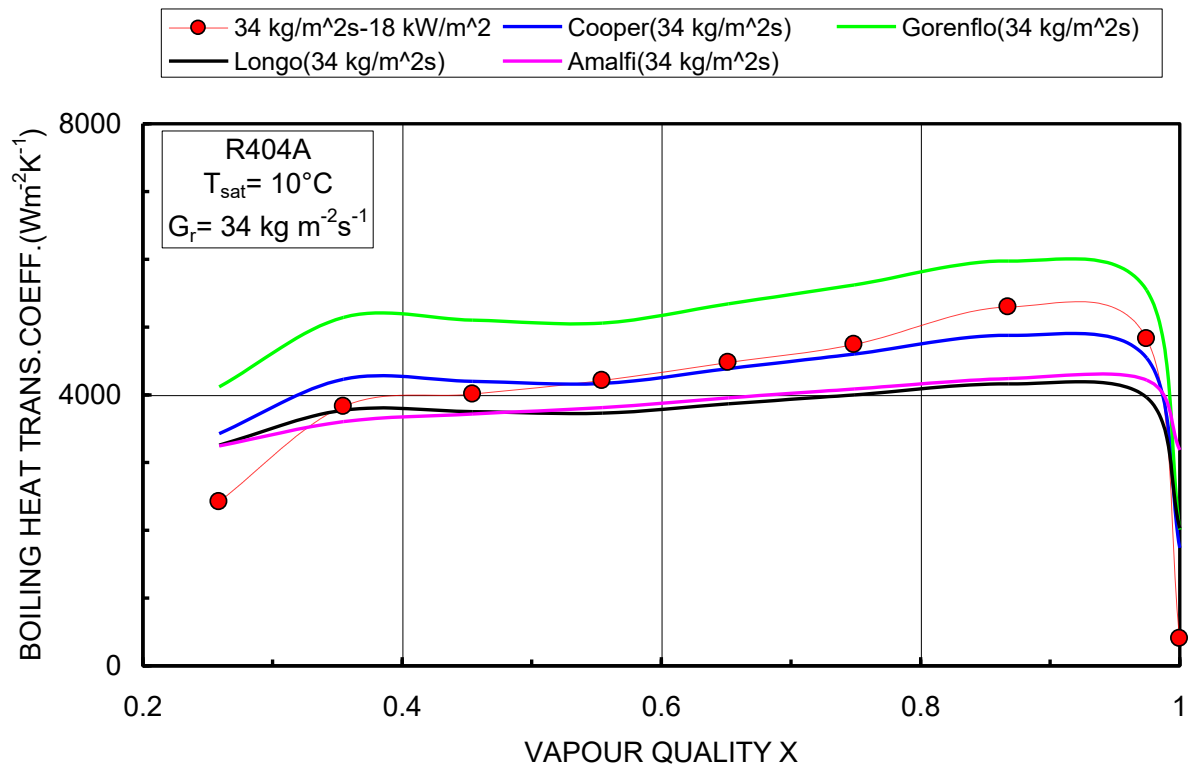


Figura 6.31 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R404A in vaporizzazione a $34 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

La Figura 6.32 mostra il confronto tra i coefficienti medi ricavati dalla misura dei coefficienti locali ed i vecchi coefficienti medi misurati in precedenza.

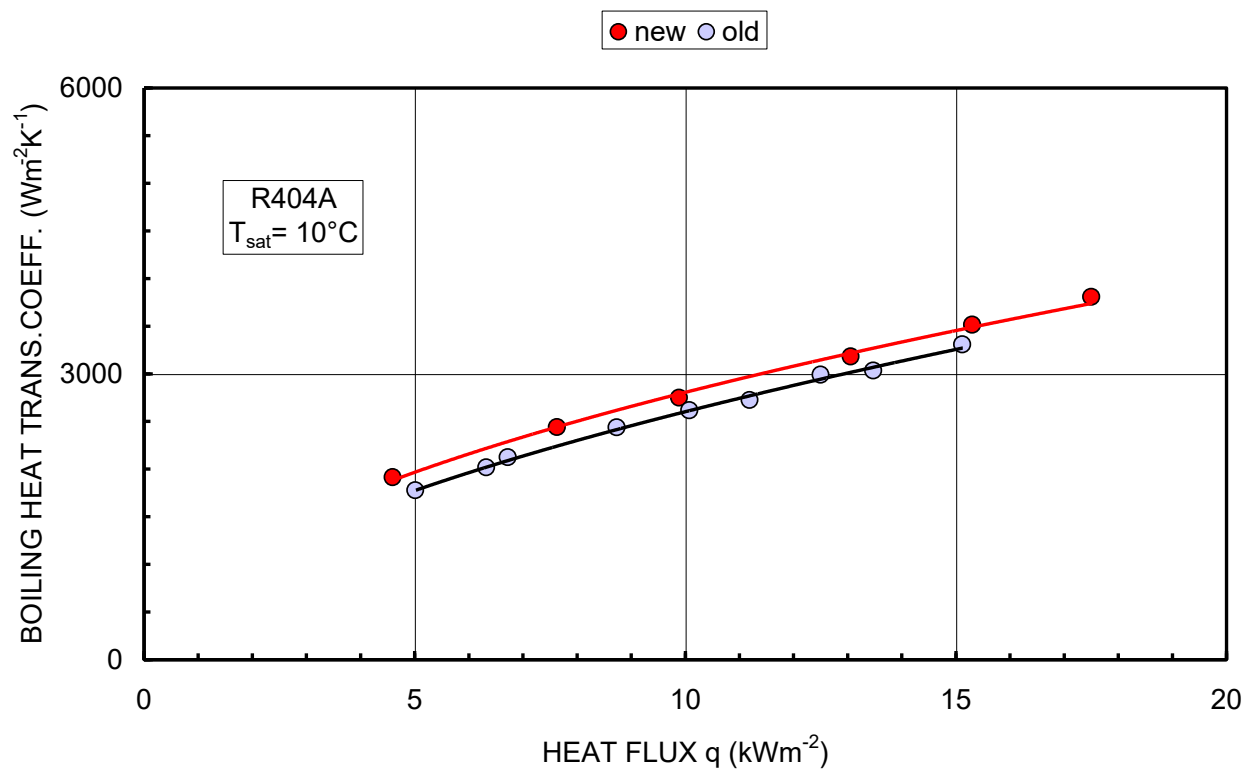


Figura 6.32 Confronto tra i coefficienti globali di scambio nuovi e vecchi per R404A a diverse portate in vaporizzazione.

Anche in questo caso si può osservare un'ottima corrispondenza tra valori vecchi e nuovi a conferma della coerenza tra le nuove misure locali e le precedenti misure dei coefficienti medi.

6.6 Risultati in vaporizzazione per l'R290

Le condizioni operative delle 54 prove in vaporizzazione con il fluido R290 sono riportate nella Tabella 6.6.

Tabella 6.6 Condizioni operative delle prove in vaporizzazione con fluido R290.

Fluido	R290
N° di prove	54
T_{sat} (°C)	10.0 – 10.3
p_{sat} (MPa)	0.63 – 0.64
X_{in}	0.25 – 0.28
X_{out}	1.00
G_r (kg m ⁻² s ⁻¹)	5.4 – 17.8
G_w (kg m ⁻² s ⁻¹)	44.8 – 137.2
q (kW m ⁻²)	3.6 – 28.3

Per i coefficienti di scambio del fluido R290 in vaporizzazione la global uncertainty calcolata in accordo con [27] è del 12,7%.

Nella figura seguente sono riportati i coefficienti di scambio locali in vaporizzazione in funzione del titolo a una temperatura di 10°C, per il fluido R290, per diversi valori della portata specifica.

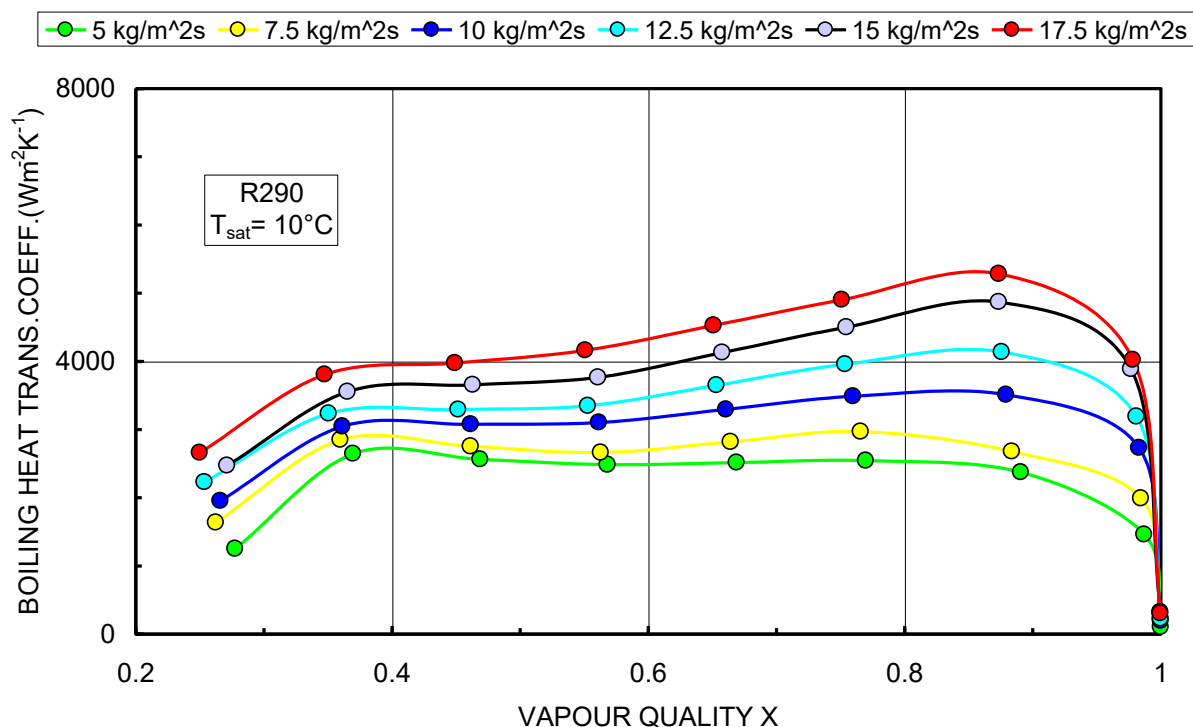


Figura 6.33 Coefficienti di scambio locali vs. titolo di vapore, per prove in vaporizzazione di R290 a diverse portate.

Nelle Figure 6.34-6.39 vengono messi a confronto i valori dei coefficienti locali ricavati sperimentalmente alle diverse portate (punti rossi) con gli andamenti teorici dei modelli di Cooper [12], Gorenflo [13], Longo [14] e Amalfi [20].

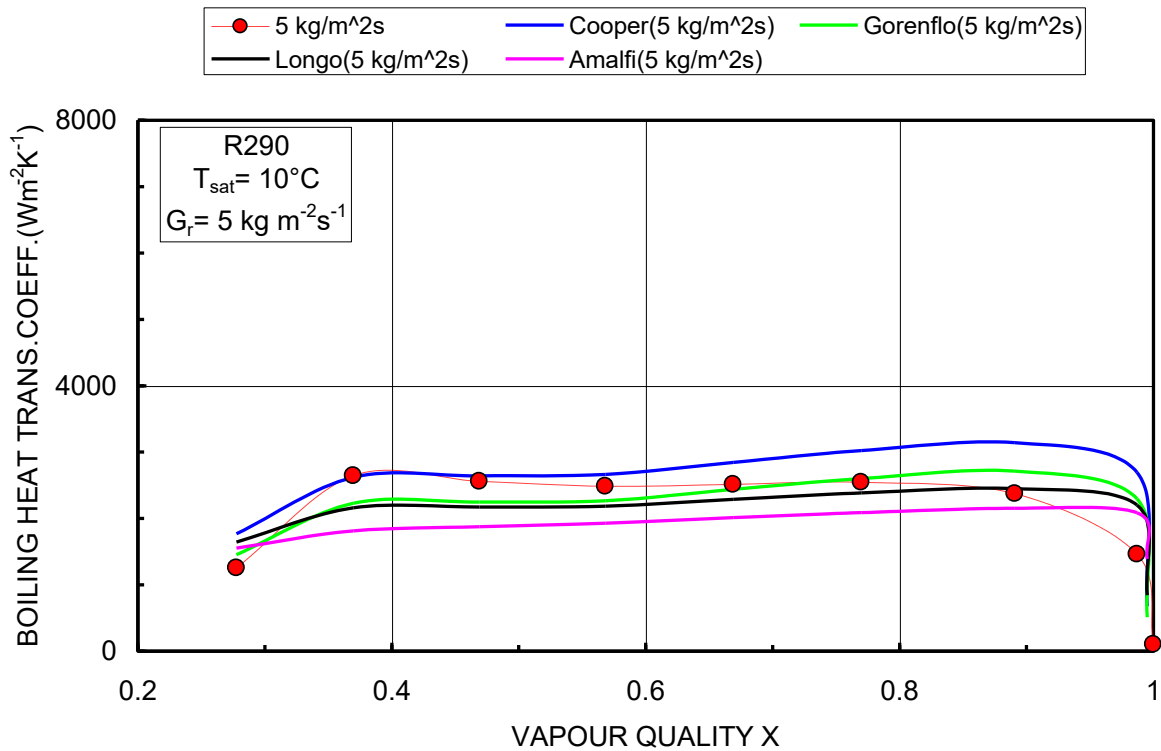


Figura 6.34 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R290 in vaporizzazione a 5 kg m⁻² s⁻¹.

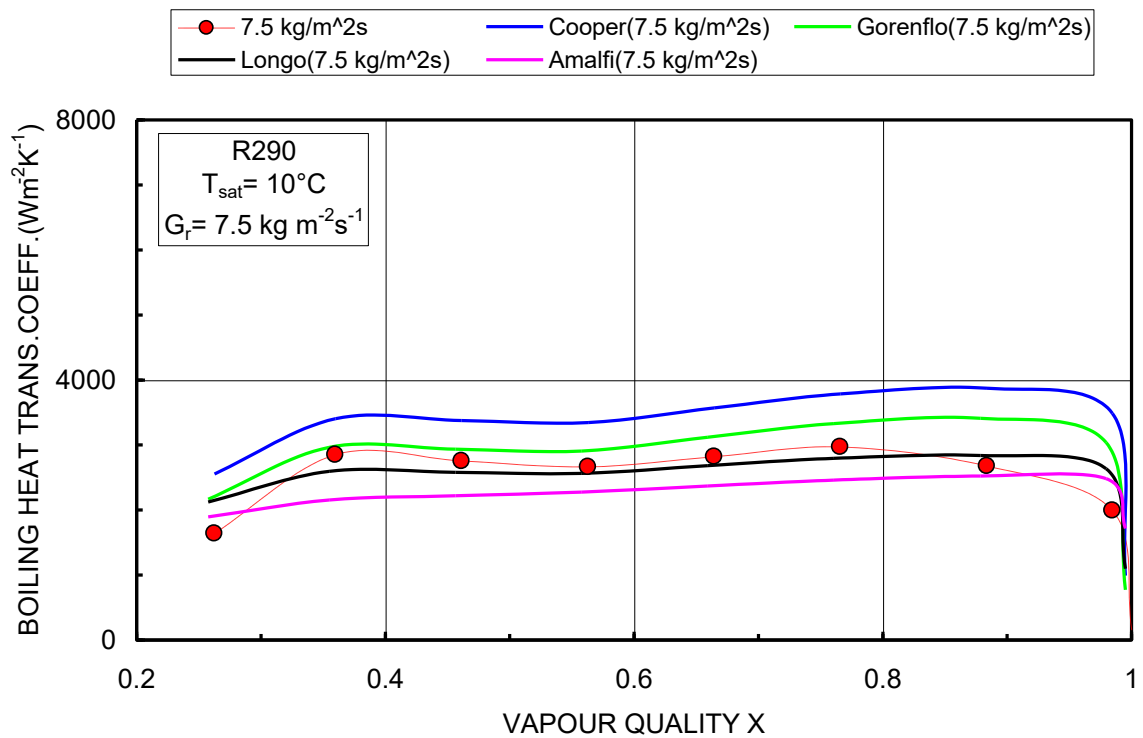


Figura 6.35 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R290 in vaporizzazione a 7,5 kg m⁻² s⁻¹.

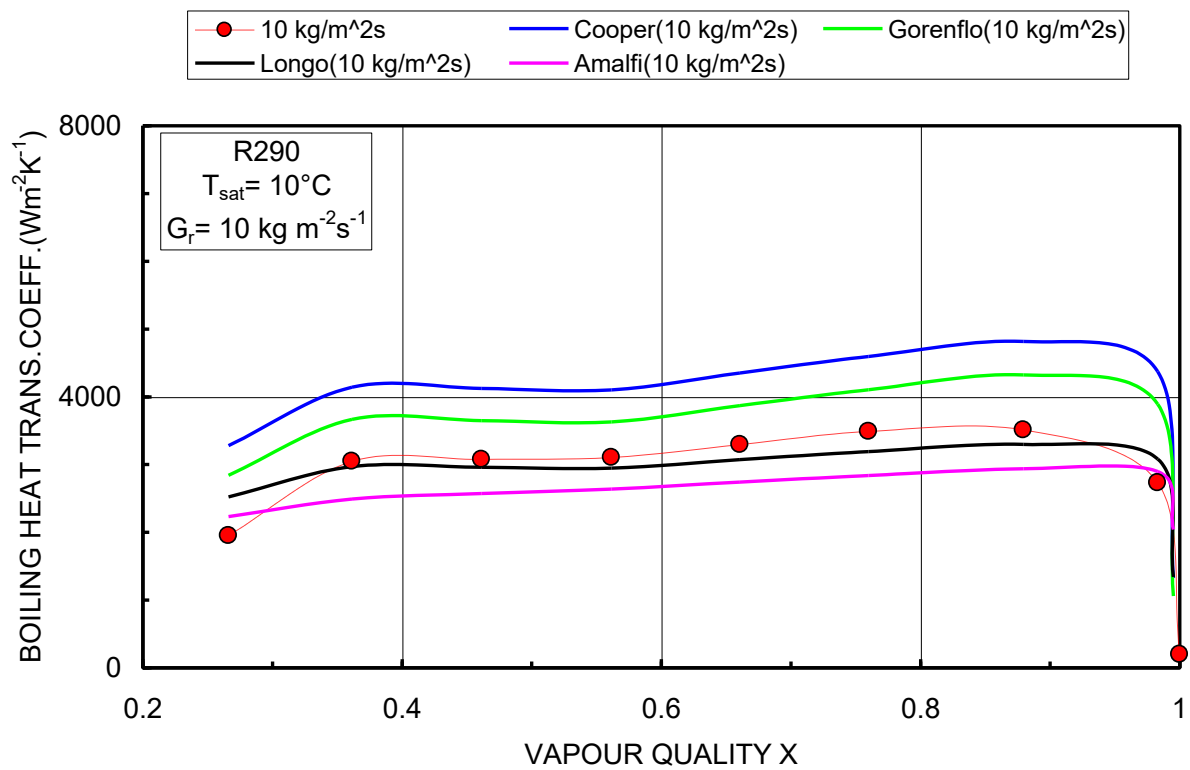


Figura 6.36 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R290 in vaporizzazione a $10 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

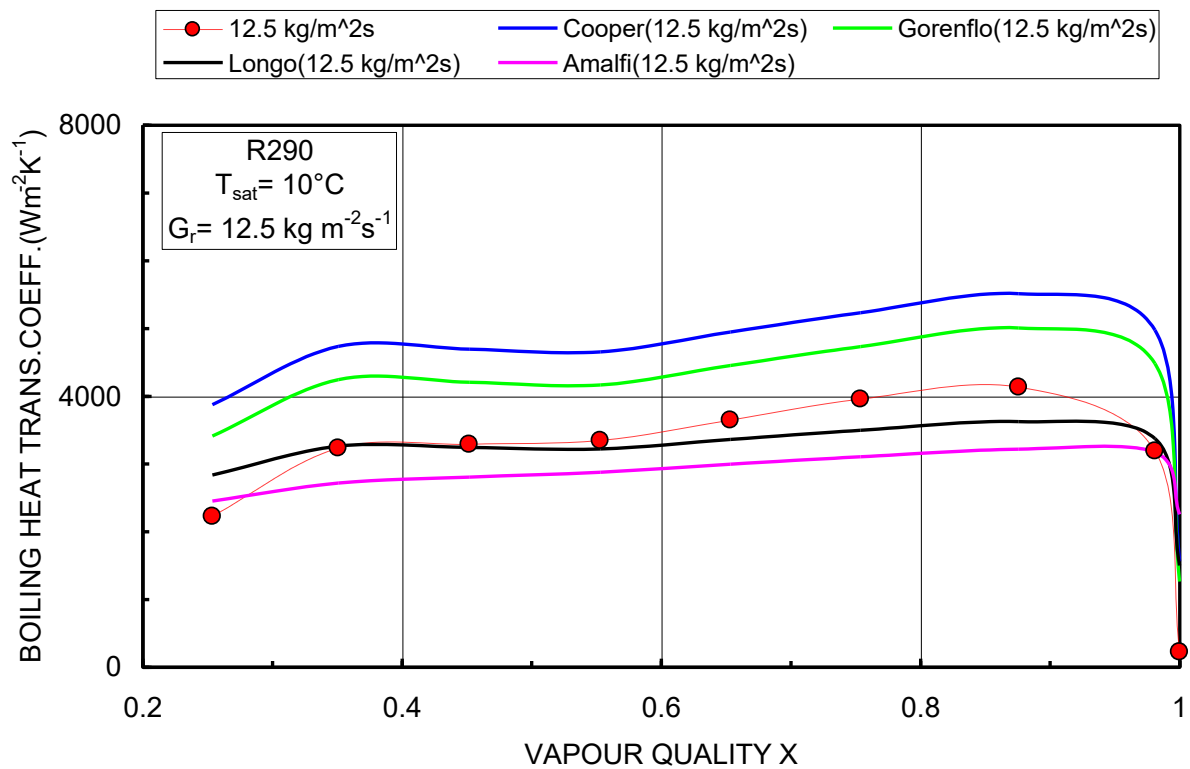


Figura 6.37 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R290 in vaporizzazione a $12,5 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

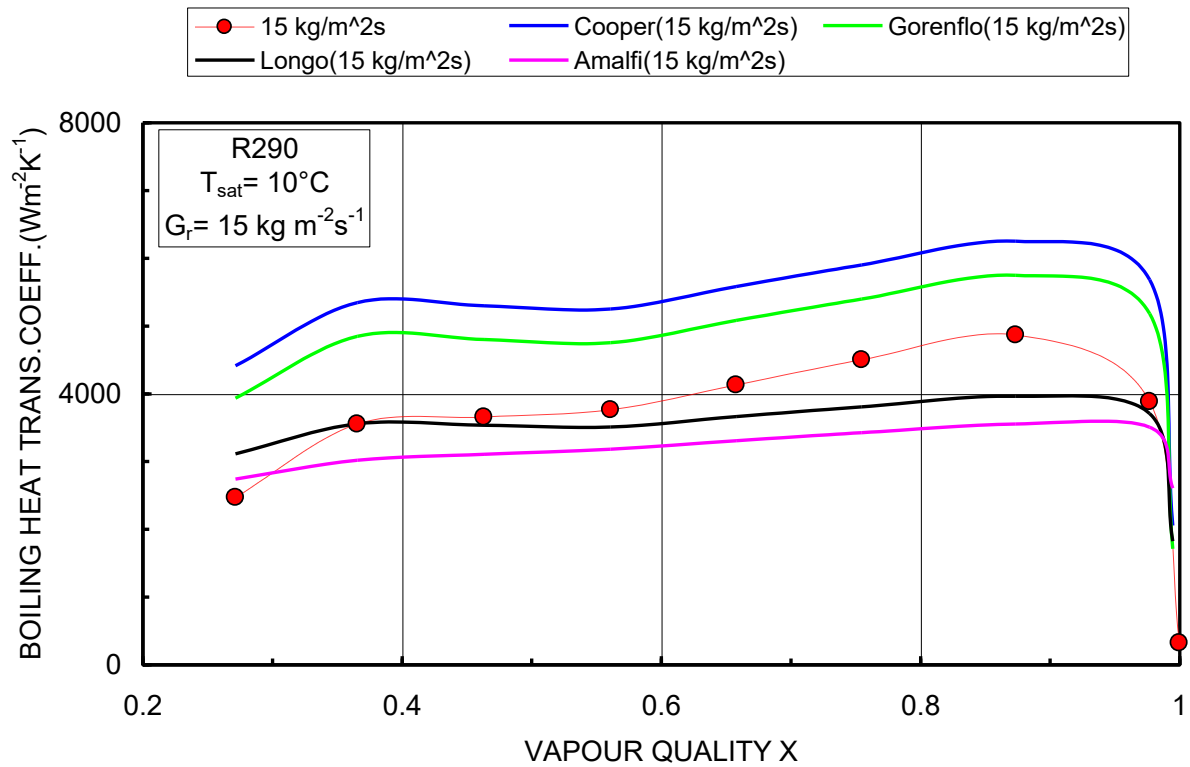


Figura 6.38 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R290 in vaporizzazione a $15 \text{ kg m}^{-2} s^{-1}$.

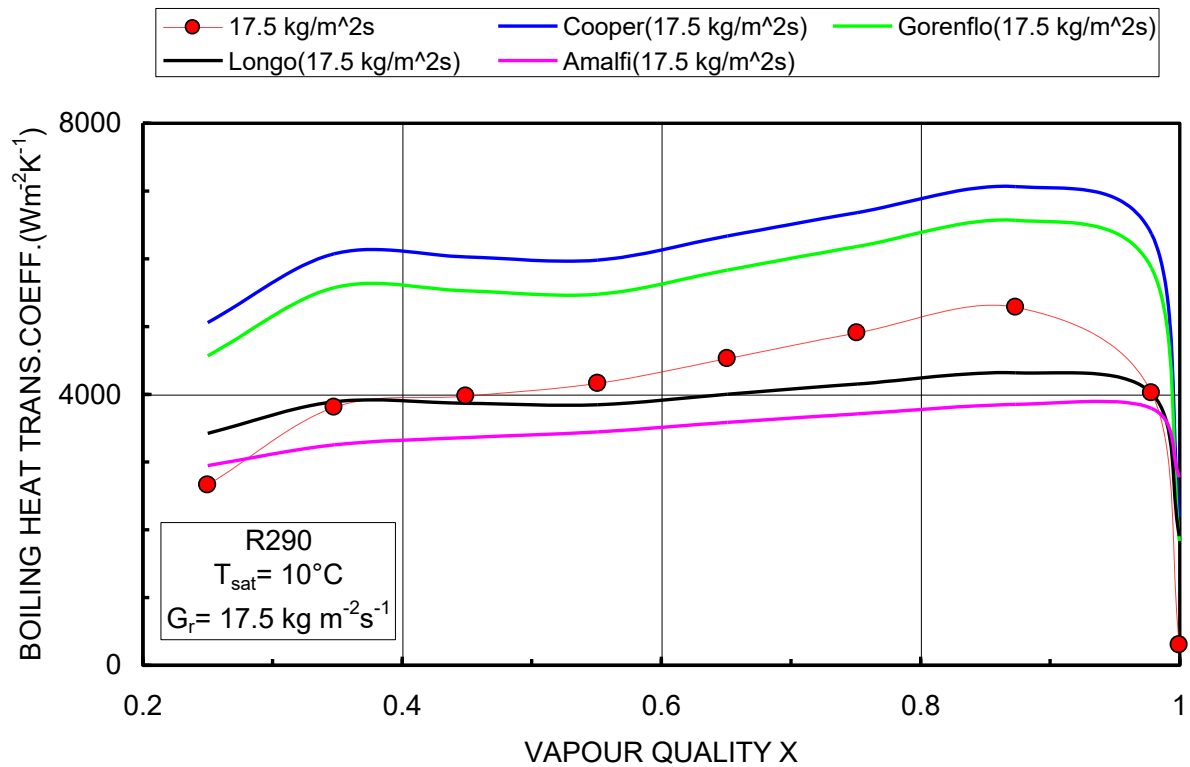


Figura 6.39 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R290 in vaporizzazione a $17,5 \text{ kg m}^{-2} s^{-1}$.

La Figura 6.40 mostra il confronto tra i coefficienti medi ricavati dalla misura dei coefficienti locali ed i vecchi coefficienti medi misurati in precedenza.

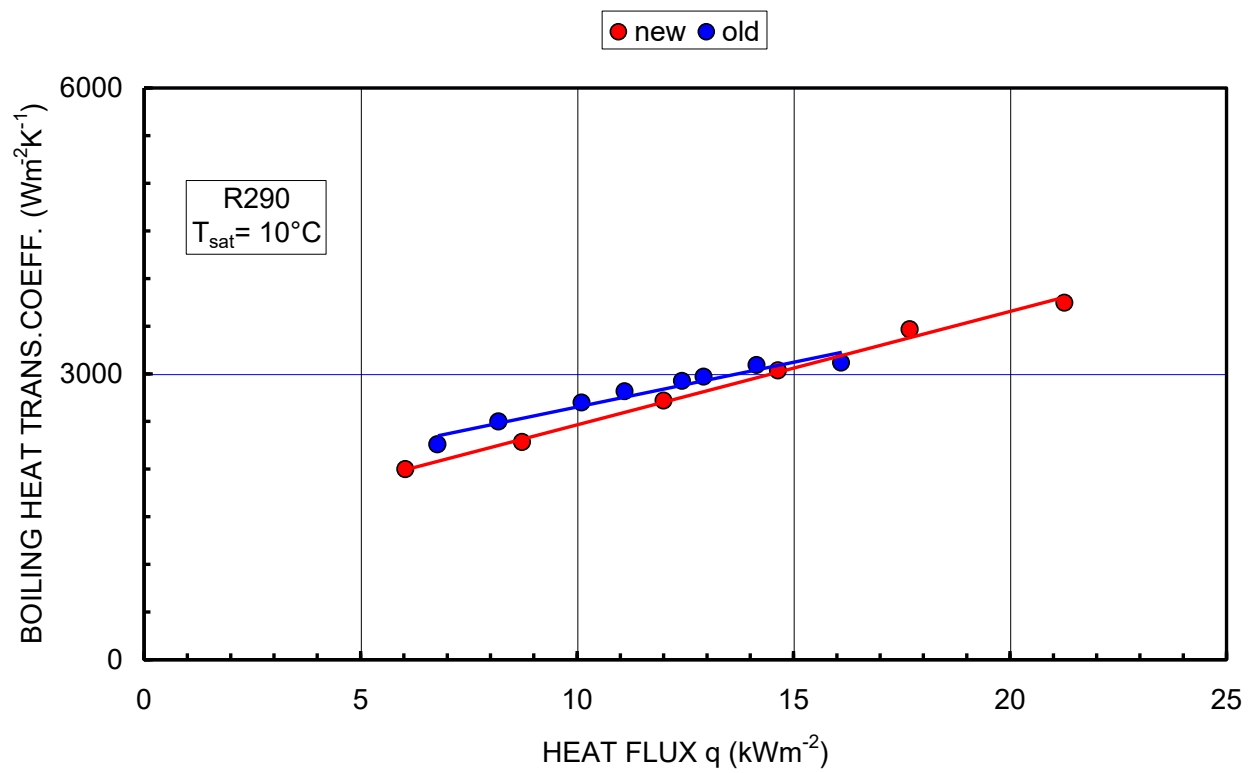


Figura 6.40 Confronto tra i coefficienti globali di scambio nuovi e vecchi per R290 a diverse portate in vaporizzazione.

Anche in questo caso si può osservare un'ottima corrispondenza tra valori vecchi e nuovi a conferma della coerenza tra le nuove misure locali e le precedenti misure dei coefficienti medi.

6.7 Risultati in vaporizzazione per l'R1270

Le condizioni operative delle 54 prove in vaporizzazione con il fluido R1270 sono riportate nella Tabella 6.7.

Tabella 6.7 Condizioni operative delle prove in vaporizzazione con fluido R1270.

Fluido	R1270
N° di prove	54
T_{sat} (°C)	9.9 – 10.4
p_{sat} (MPa)	0.78 – 0.79
X_{in}	0.24 – 0.37
X_{out}	1.00
G_r (kg m⁻² s⁻¹)	5.0 – 17.4
G_w (kg m⁻² s⁻¹)	44.8 – 141.3
q (kW m⁻²)	2.9 – 28.3

Per i coefficienti di scambio del fluido R1270 in vaporizzazione la global uncertainty calcolata in accordo con [27] è del 15,6%.

Nella figura seguente sono riportati i coefficienti di scambio locali in vaporizzazione in funzione del titolo a una temperatura di 10°C, per il fluido R1270, per diversi valori della portata specifica.

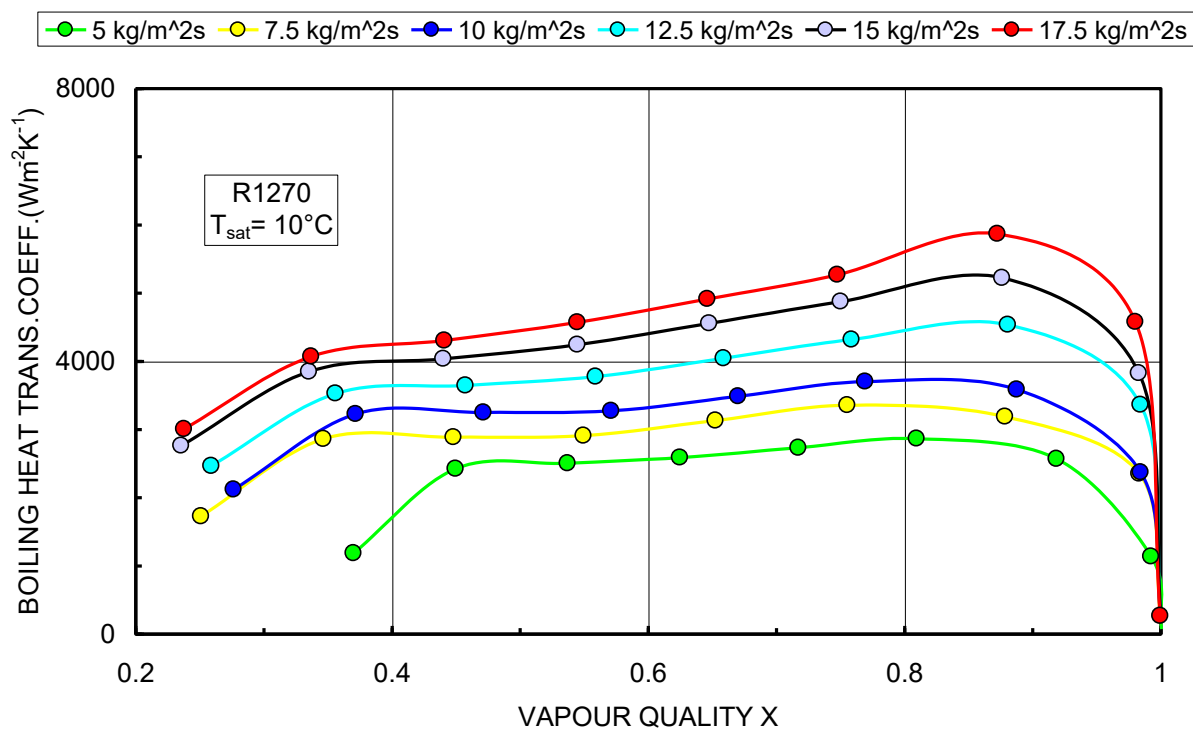


Figura 6.41 Coefficienti di scambio locali vs. titolo di vapore, per prove in vaporizzazione di R1270 a diverse portate.

Nelle Figure 6.42-6.47 vengono messi a confronto i valori dei coefficienti locali ricavati sperimentalmente alle diverse portate (punti rossi) con gli andamenti teorici dei modelli di Cooper [12], Gorenflo [13], Longo [14] e Amalfi [20].

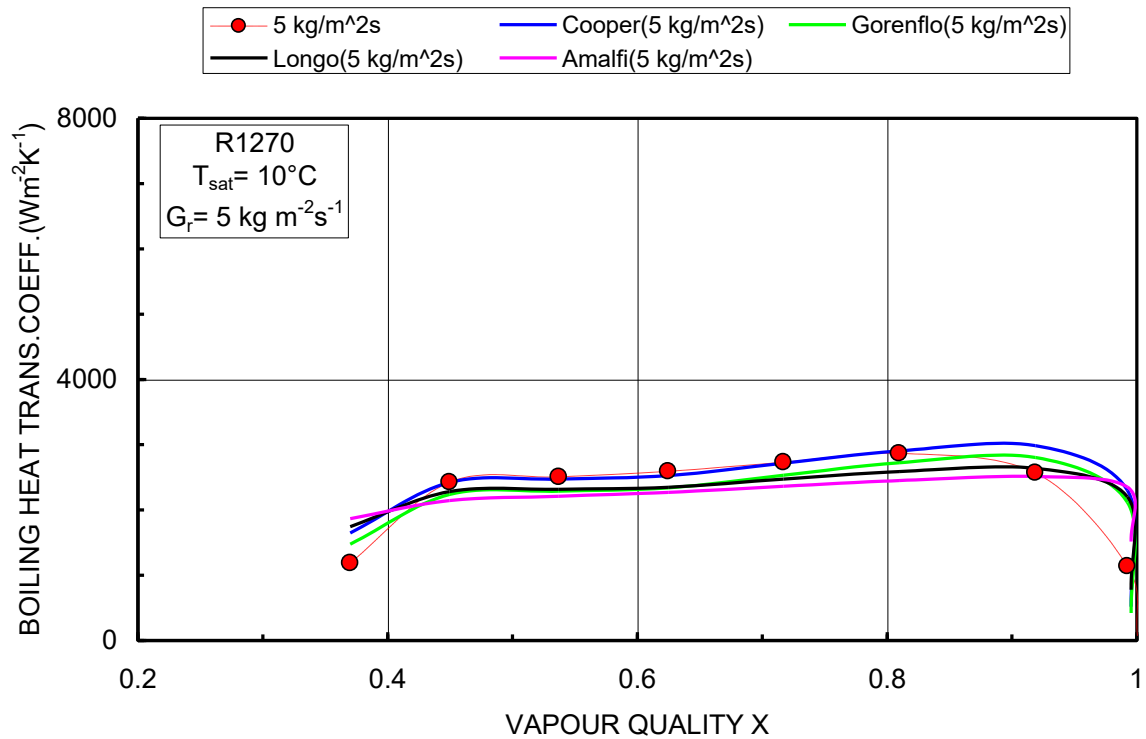


Figura 6.42 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R1270 in vaporizzazione a $5 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

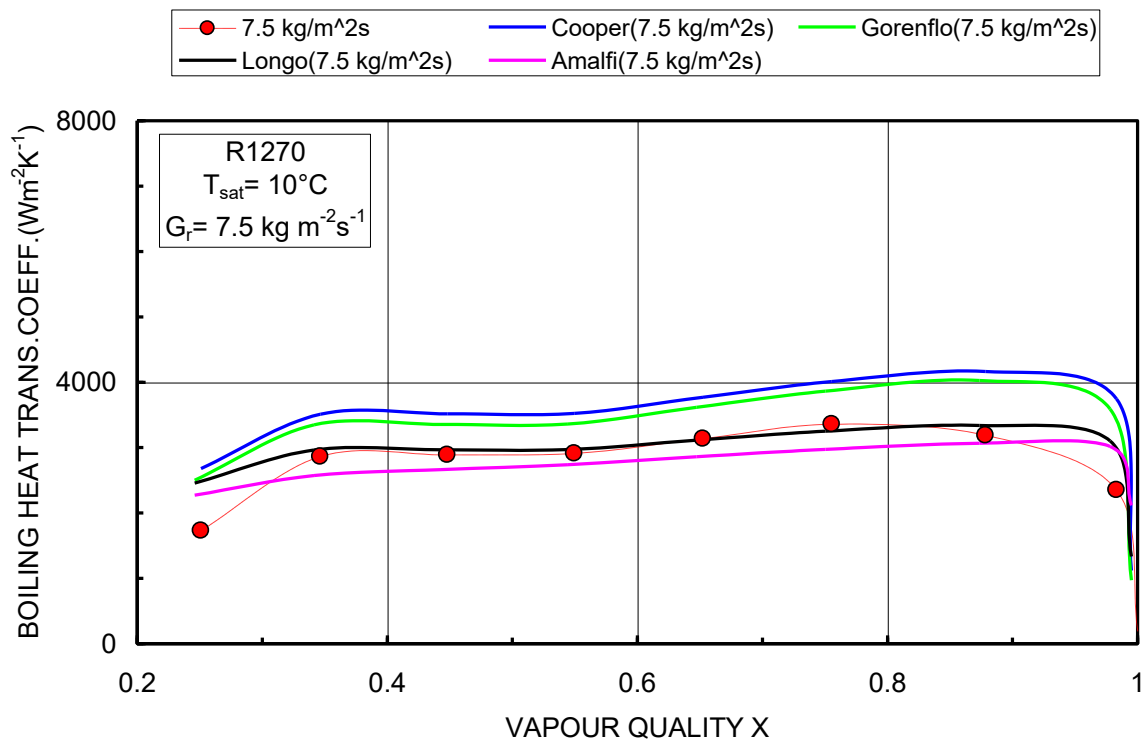


Figura 6.43 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R1270 in vaporizzazione a $7,5 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

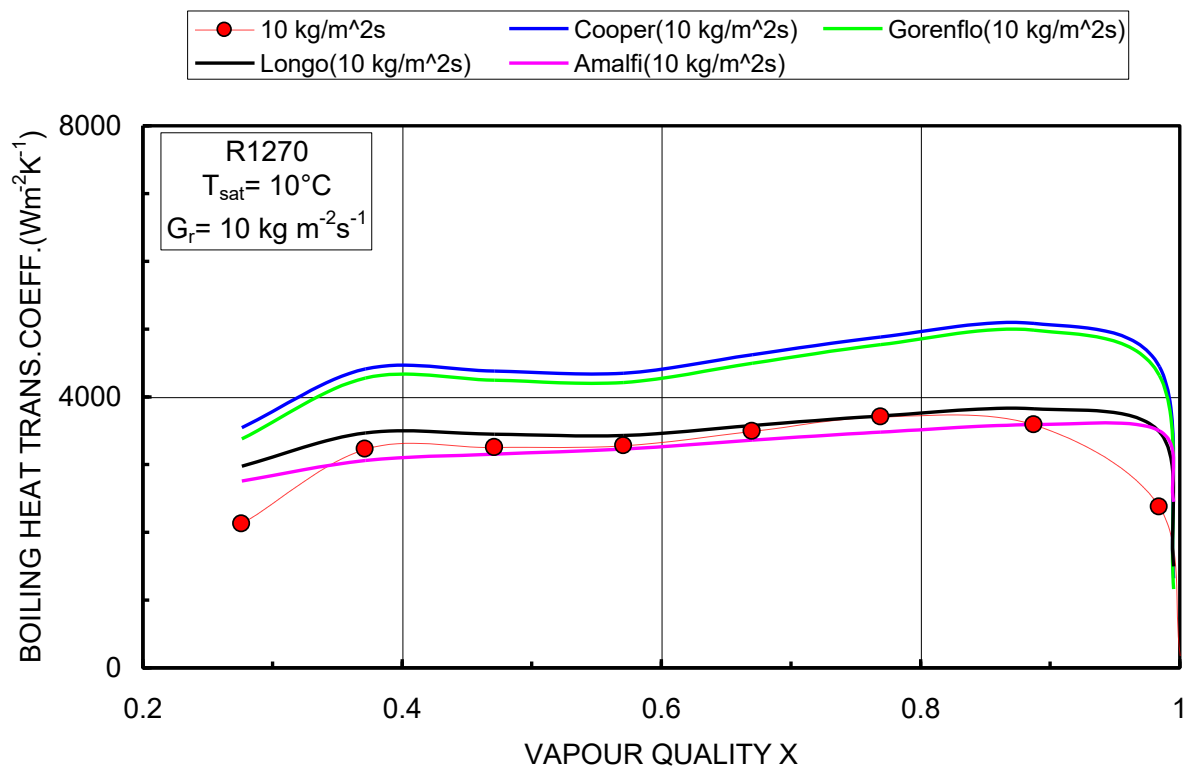


Figura 6.44 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R1270 in vaporizzazione a $10 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

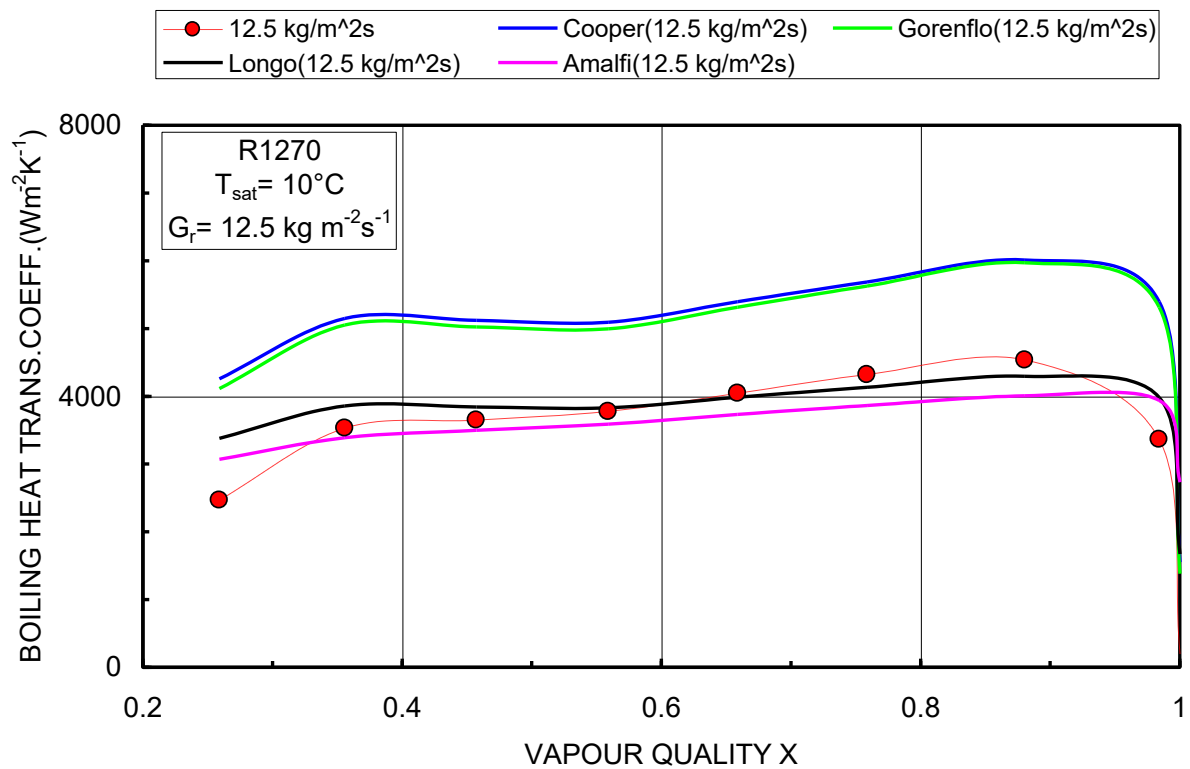


Figura 6.45 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R1270 in vaporizzazione a $12,5 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

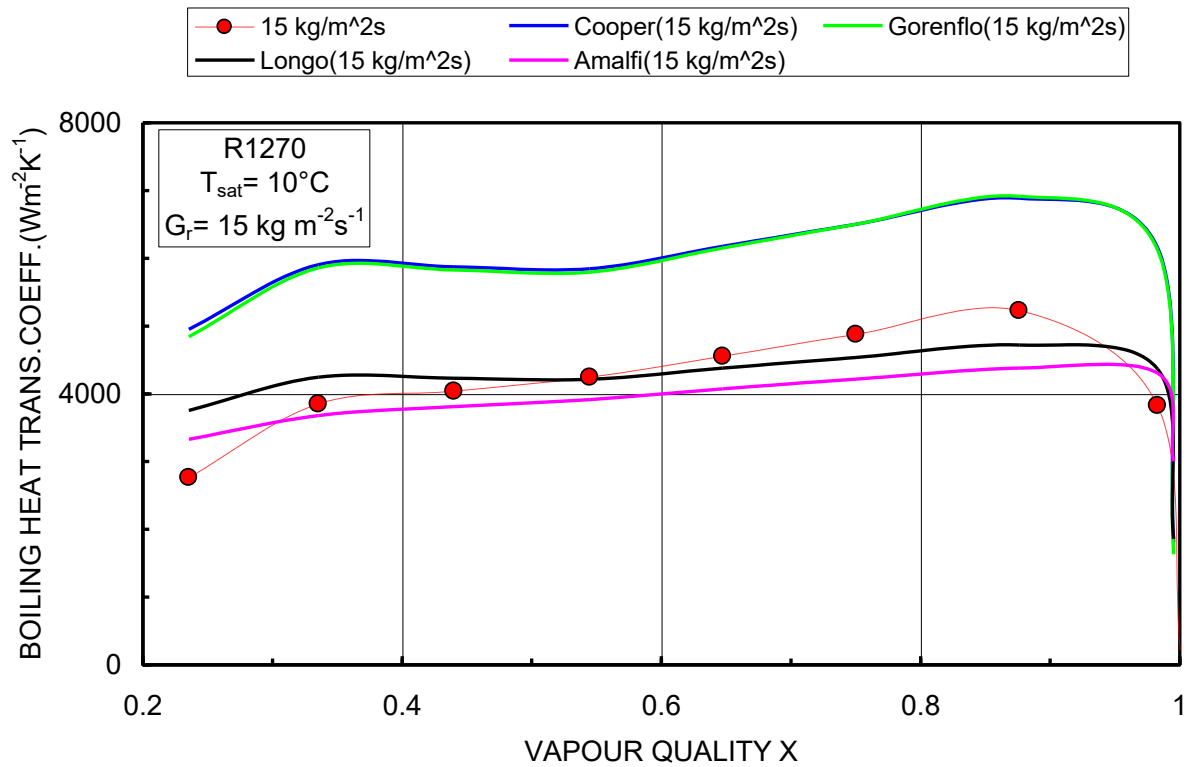


Figura 6.46 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R1270 in vaporizzazione a $15 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

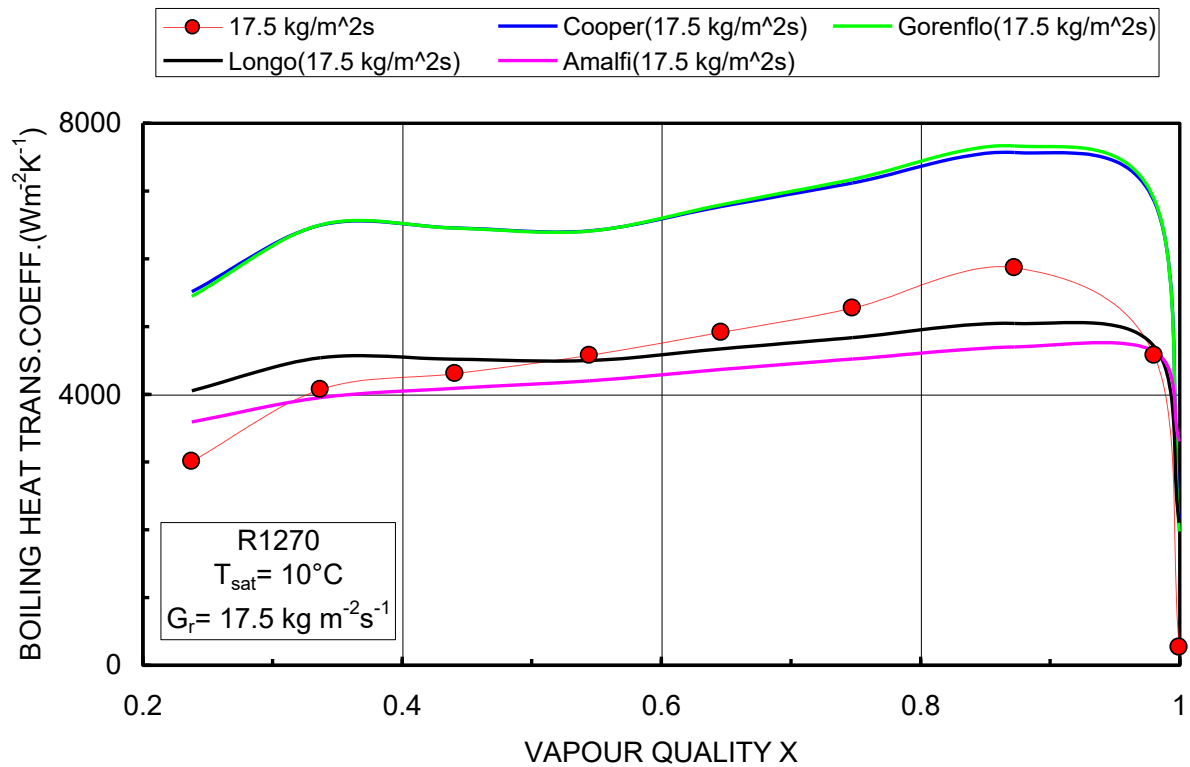


Figura 6.47 Confronto tra i coefficienti di scambio locali e gli andamenti teorici per R1270 in vaporizzazione a $17,5 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

La Figura 6.48 mostra il confronto tra i coefficienti medi ricavati dalla misura dei coefficienti locali ed i vecchi coefficienti medi misurati in precedenza.

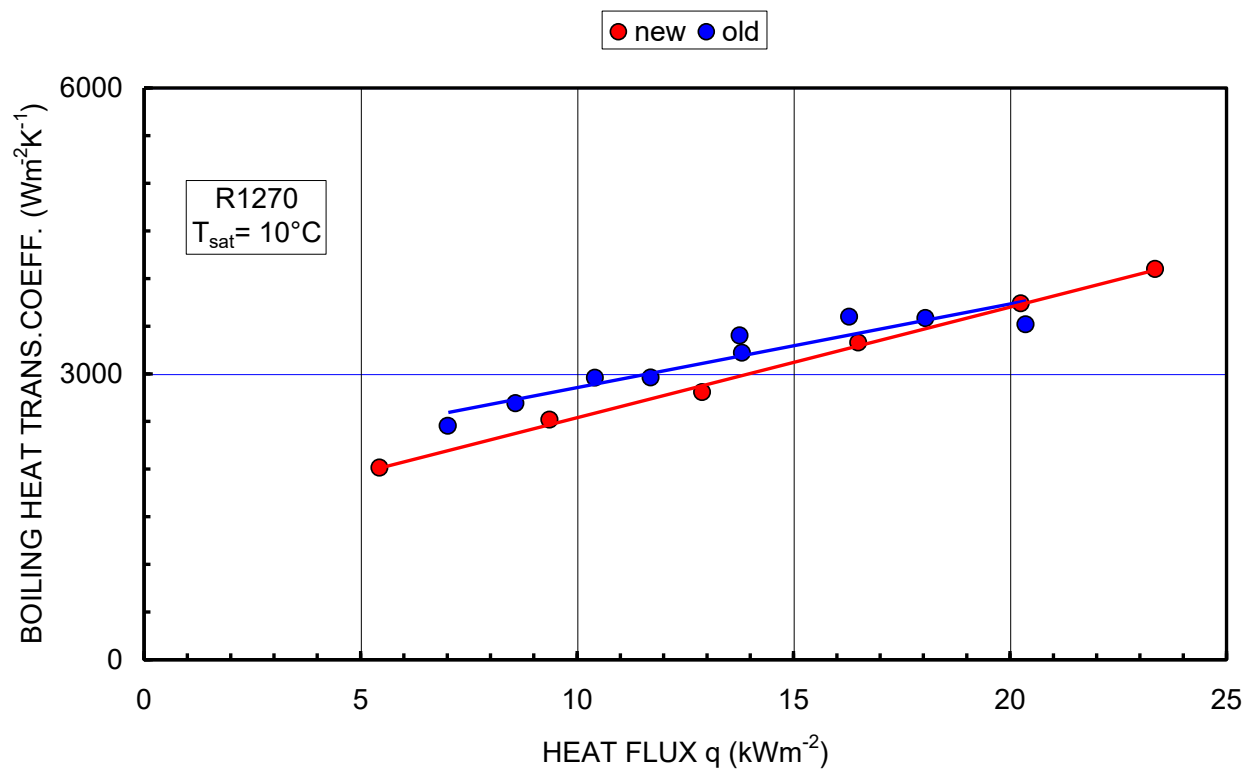


Figura 6.48 Confronto tra i coefficienti globali di scambio nuovi e vecchi per R1270 a diverse portate in vaporizzazione.

Anche in questo caso si può osservare un'ottima corrispondenza tra valori vecchi e nuovi a conferma della coerenza tra le nuove misure locali e le precedenti misure dei coefficienti medi.

6.8 Analisi dei risultati in vaporizzazione

I risultati ottenuti nelle prove in vaporizzazione mettono in luce come i coefficienti di scambio dei tre fluidi siano simili sia nei valori che nell'andamento.

Anche in questo caso per ottenere all'incirca gli stessi flussi termici, durante le prove con R404A sono stati impostati valori di portate doppi rispetto a quelli utilizzati con i due idrocarburi. Questo perché l'R404A ha un calore latente di vaporizzazione/condensazione che è circa la metà di quello degli idrocarburi.

In tutti e tre i casi, i valori dei coefficienti nella prima sezione di entrata sono più bassi rispetto a quelli della seconda sezione, a causa della mal distribuzione del fluido nella zona di ingresso dello scambiatore.

Nelle sezioni che vanno dalla 2 alla 7 i coefficienti di scambio aumentano con l'aumentare del titolo.

Nelle sezioni 8 e 9 invece si assiste a un calo dei valori, a causa dell'insorgere del fenomeno del *dry-out*, che si manifesta a titoli più bassi nelle prove a portate più basse.

Nelle prove in vaporizzazione i valori dei coefficienti di scambio sono fortemente influenzati dalla portata specifica del fluido frigorifero.

Va però sottolineato il fatto che le prove vengono condotte con una variazione di titolo costante e quindi ad ogni portata specifica corrisponde anche un ben preciso flusso termico specifico e quindi le prove in vaporizzazione sono fortemente influenzate anche dal flusso termico specifico.

Per comprendere quali meccanismi (ebollizione nucleata o ebollizione in convezione forzata) governino gli scambi termici, i dati sperimentali sono stati confrontati con una serie di correlazioni valide per l'ebollizione all'interno di scambiatori a piastre.

I modelli utilizzati nel confronto sono i seguenti:

- Il modello di Cooper (1984) [12], valido per l'ebollizione nucleata:

$$h_{Cooper} = 55 p^{*(0.12-0.2 \log_{10} R_p)} (-\log_{10} p^*)^{-0.55} q^{0.67} M^{-0.5} \quad (6.4)$$

- Il modello di Gorenflo (1993) [13], valido per l'ebollizione nucleata:

$$h_{Gorenflo} = h_0 C_w F_{(p^*)} \left(\frac{q}{q_0} \right)^n \quad (6.5)$$

- Il modello di Longo et al. (2015) [14], valido per l'ebollizione all'interno di scambiatori a piastre:

$$h_{Longo} = MAX(h_{cb}, h_{nb}) \quad (6.6)$$

con:

$$h_{cb} = 0,122 \Phi \left(\frac{\lambda_l}{d_h} \right) Re_{eq}^{0.8} Pr_l^{1/3} \quad (6.7)$$

$$h_{nb} = C_{nb} \Phi h_0 C_{Ra} F_{(p^*)} \left(\frac{q}{q_0} \right)^n \quad (6.8)$$

- Il modello di Amalfi et al. (2016) [20], valido per l'ebollizione all'interno di scambiatori a piastre:

$$h_{Amalfi} = 982 \frac{\lambda_l}{d_{eq}} \beta^{*1.101} We^{0.315} Bo^{0.320} \rho^{*-0.224} \quad Bd < 4 \quad (6.9)$$

$$h_{Amalfi} = 18,495 \frac{\lambda_l}{d_{eq}} \beta^{*0.248} Re_v^{0.135} Re_l^{0.351} Bd^{0.235} Bo^{0.198} \rho^{*-0.223} \quad Bd > 4 \quad (6.10)$$

Per quanto riguarda il confronto con il fluido R404, si può dire che alla portata specifica di $10 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ (Figura 6.26) i modelli di Gorenflo, di Longo e di Amalfi predicono bene i dati sperimentali, fornendo tutti e tre un simile andamento. Alla portata di $15 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ (Figura 6.27) funziona bene il modello di Gorenflo, per valori di titolo maggiori di 0.6, mentre al di sotto i modelli di Longo e Amalfi forniscono una buona previsione. Si ha un risultato simile anche per la portata di $21 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ (Figura 6.28). Infine, i dati relativi alle portate di 25, 30 e $34 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ (Figura 6.29-30-31) seguono meglio il modello di Cooper. Si può quindi concludere che in generale il meccanismo dell'ebollizione nucleata governa le prove sperimentali con R404A.

I dati del fluido R290 sono senza dubbio in maggior accordo con quanto prevede il modello di Longo. Questo, infatti, fornisce la miglior previsione a tutte le portate testate, sottostimando leggermente i coefficienti per valori di titolo superiori a 0.6, per le portate di 12.5, 15 e $17.5 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ (Figura 6.37-38-39).

Nel complesso il modello di Longo fornisce un'ottima previsione anche per i dati del fluido R1270. Va detto anche che alla portata di $5 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ (Figura 6.42) i dati sperimentali seguono quasi perfettamente il modello di Cooper, e che il modello di Amalfi lavora molto bene alle portate di 10 e $12.5 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ (Figura 6.44-45).

Nel caso dei fluidi R290 e R1270, in particolar modo per i valori più elevati delle portate specifiche, risultano di minore efficacia i modelli di Cooper e Gorenflo. Si può quindi ipotizzare che alle portate specifiche più elevate intervengano gli effetti indotti dalla turbolenza, legati al meccanismo dell'ebollizione in convezione forzata.

La Tabella 6.8 riassume il confronto, in termini di MAPE (Mean Absolute Percentage Error), tra i coefficienti di scambio ricavati sperimentalmente e quelli calcolati con i quattro modelli di riferimento.

Tabella 6.8 Confronto tra i coefficienti sperimentali e calcolati.

Correlazione	R404A	R290	R1270
Cooper (1984)	8,4%	34,0%	32,4%
Gorenflo (1993)	13,6%	21,9%	31,2%
Longo et al. (2015)	9,5%	7,7%	6,9%
Amalfi et al. (2016)	9,9%	17,3%	9,4%

CONCLUSIONI

Obiettivo di questa tesi è quello di ricavare sperimentalmente i coefficienti di scambio termico locali in condensazione e in vaporizzazione di R404A, R290 (propano) e R1270 (propilene) all'interno di uno scambiatore a piastre.

Le misure dei coefficienti sono state fatte in uno scambiatore appositamente progettato e fabbricato per poter misurare i flussi termici e le temperature lungo le piastre in nove punti differenti.

I dati sperimentali sono stati confrontati con diversi modelli teorici presenti in letteratura, sviluppati per la previsione dei coefficienti di scambio in condensazione e vaporizzazione.

Le prove in condensazione sono state effettuate a una temperatura di saturazione di 30°C e a portate specifiche che variavano tra 10 - 35 kg m⁻² s⁻¹ per l'R404A e tra 6 - 17,5 kg m⁻² s⁻¹ per l'R290 e per l'R1270.

I risultati ottenuti in condensazione sono i seguenti:

1. Nella sezione iniziale il coefficiente di scambio termico è inferiore rispetto a quelli delle sezioni successive a causa della maldistribuzione del fluido frigorifero nella zona di ingresso del canale.
2. Il coefficiente di scambio decresce con il titolo di vapore a causa del progressivo accrescimento dello spessore dello strato di condensato che si verifica tra la sezione 2 e la sezione 9. Il decremento è maggiore nelle sezioni in cui il titolo è maggiore di 0,5.
3. I coefficienti del fluido R404A sono in generale inferiori a quelli di R290 e R1270, a parità di flussi termici scambiati, mentre gli andamenti sono molto simili per tutti e tre i fluidi.
4. Si può individuare un punto di transizione tra condensazione in controllo di gravità e condensazione in convezione forzata alla portata specifica di 15 kg m⁻² s⁻¹ per l'R404A, a 10 kg m⁻² s⁻¹ per l'R290 e a 12,5 kg m⁻² s⁻¹ per l'R1270.
5. I risultati sperimentali del fluido R404A sono ben stimati dal modello di Nusselt (1916) [1], con MAPE di 8,0%, per portate specifiche $G_r < 15 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, mentre per portate maggiori i valori sono in maggiore accordo con quanto prevede il modello di Longo et al. (2015) [3], con MAPE di 10,7%, per la convezione forzata. Anche i risultati di propano (R290) e propilene (R1270) vengono ben stimati dal modello di Nusselt (1916) [1], con MAPE rispettivamente di 8,6% e 6,8%, per portate specifiche rispettivamente inferiori a 10 e 12,5 kg m⁻² s⁻¹, mentre per portate maggiori i risultati sono in maggiore accordo con quanto prevede il modello di Longo et al. (2015) [3] per la convezione forzata, con MAPE rispettivamente di 19,6% e 19,7%.

I risultati in vaporizzazione sono invece i seguenti:

1. Il coefficiente di scambio nella sezione di ingresso è più basso di quello delle sezioni successive. Questo è dovuto a una maldistribuzione del fluido all'interno del canale.
2. Il coefficiente di scambio aumenta di valore tra la sezione 2 e la sezione 7 con il crescere del titolo. Tra la sezione 8 e la 9 si verifica il dry out con il conseguente calo dei coefficienti di scambio.
3. Seppure il fluido R404A presenta coefficienti con valori inferiori rispetto a quelli di propano e propilene, si può dire che l'andamento dei coefficienti lungo lo scambiatore risulta simile per tutti e tre i fluidi.
4. Il coefficiente di scambio termico in vaporizzazione dipende fortemente dalla portata specifica e dal flusso termico specifico.
5. La buona corrispondenza tra i dati sperimentali del fluido R404A e gli andamenti dei modelli di Cooper (1984) [12], con MAPE di 8,4%, e Gorenflo (1993) [13], con MAPE di 13,6%, fanno ipotizzare che il meccanismo dell'ebollizione nucleata sia il predominante. I coefficienti dell'R290 e dell'R1270 che sono meglio stimati dal modello di Longo et al. (2015) [14], con MAPE rispettivamente di 7,7% e 6,9%, e dal modello di Amalfi et al. (2016) [20], con MAPE rispettivamente di 17,3% e 9,4%. In questo caso si può sostenere che, alle più elevate portate specifiche, insorgono meccanismi di scambio termico propri della convezione forzata bifase.

LEGENDA

Q	Flusso termico	W
b	Altezza corrugazione	m
Bd	Numero di Bond	
Bo	Bolinig number	
C	Calore latente	J kg ⁻¹
c_p	Calore specifico a pressione costante	J kg ⁻¹ K ⁻¹
d_h	Diametro idraulico	m
f	Fattore d'attrito	
g	Accelerazione di gravità	m s ⁻²
G	portata specifica di massa	kg m ⁻² s ⁻¹
h	Coefficiente di scambio termico	W m ⁻² K ⁻¹
j	Fattore di Colburn	
J_H	Heat transfer factor	
L	Lunghezza di delfusso	m
m	Portata di massa	kg s ⁻²
M	Massa molare	kg mol ⁻¹
Nu	Numero di Nusselt	
p	Passo corrugazione	m
p	Pressione	Pa
P	Potenza	W
p^*	Pressione ridotta	
Pr	Numero di Prandtl	
q	Flusso termico per unità di lunghezza	J m ⁻¹ s ⁻¹
R_a	Rugosità superficiale	μm
Re	Numero di Reynolds	
R_p	Ruosità superficiale DIN 4762/1	μm
S	Superficie di scambio termico	m ²
S_{eff}	Superficie effettiva	m ²
S_{pr}	Superficie proiettata	m ²
T	Temperatura	K
W	Larghezza di deflusso	M
w	Velocità del film di condensato	m s ⁻¹
We	Numero di Weber	
X	Titolo di vapore	

X_u	Parametro di Martinelli	
β	Angolo corrugazione	m
Γ	Portata specifica di condensato	$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$
δ	Spessore film di condensato	m
Δ	Differenza	
λ	Conduttività termica	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
μ	Viscosità	$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$
ρ	Densità	kg m^{-3}
σ	Tensione superficiale	N m^{-1}
τ	Sforzo di taglio	MPa
φ	Fattore di incremento superficiale	
χ	Frazione di vuoto	

Pedici

<i>ave</i>	Medio
<i>b</i>	Ebollizione
<i>cb</i>	Ebollizione in convezione forzata
<i>cond</i>	Condensazione
<i>cr</i>	Critica
<i>eq</i>	Equivalente
<i>evap</i>	Evaporazione
<i>fc</i>	Convezione forzata
<i>l</i>	Fase liquida
<i>lo</i>	Con proprietà del solo liquido
<i>LV</i>	Cambiamento di fase liquido-vapore
<i>m</i>	Valore medio
<i>MF</i>	Macchina frigorifera
<i>nb</i>	Ebollizione nucleata
<i>p</i>	Parete
<i>PC</i>	Pompa di calore
<i>r</i>	Refrigerante
<i>s</i>	Saturazione
<i>v</i>	Fase vapore
<i>w</i>	Acqua

Riferimenti

- [1] W. Nusselt, «Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes,» *Ver. Dt Ing.*, vol. 60, pp. 541-546. 569-575, 1916.
- [2] Y.Y. Yan, H.C. Lio e T.F. Lin, «Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a plate heat exchanger,» *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 42, p. 993–1006, 1999.
- [3] G.A. Longo, C. Zilio e G. Righetti, «A new computational procedure for refrigerant condensation inside herringbone-type brazed plate heat exchangers,» *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 82, pp. 530-536, 2015.
- [4] G. Longo, «Heat transfer and pressure drop during HFC refrigerant saturated vapour condensation inside a brazed plate heat exchanger,» *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 53, pp. 1079-1087, 2010.
- [5] G. Longo, «Heat transfer and pressure drop during hydrocarbon refrigerant condensation inside a brazed plate heat exchanger,» *Int. J. Refrig.*, vol. 33, p. 944–953, 2010.
- [6] G.A. Longo e C. Zilio, «Condensation of the low GWP refrigerant HFC1234yf inside a brazed plate heat exchanger,» *Int. J. Refrig.*, vol. 36, p. 612–621, 2013.
- [7] G.A. Longo, C. Zilio, G. Righetti e J.S. Brown, «Condensation of the low GWP refrigerant HFC1234ze(E) inside a brazed plate heat exchanger,» *Int. J. Refrig.*, vol. 38, p. 250–259, 2014.
- [8] D. Kern, in *Process Heat Transfer*, New York, McGraw Hill, 1950, p. 50.
- [9] W.W. Akers, H.A. Deans e O.K. Crosser, «Condensing heat transfer within horizontal tubes,» *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, vol. 55, p. 171–176, 1959.
- [10] W.S. Kuo, Y.M. Lie, Y.Y. Hsieh e T.F. Lin, «Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R410A flow in a vertical plate heat exchanger,» *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 48, p. 5205–5220, 2005.
- [11] E.M. Djordjedvic', S. Kabelac e S.P. Šerbanovic, «Heat transfer coefficient and pressure drop during refrigerant R134a condensation in a plate heat exchanger,» *Chem. Pap. Serb. Soc. Sci.*, vol. 62, p. 78–85, 2008.
- [12] M. Cooper, «Heat Flow Rates in Saturated Nucleate Pool Boiling-A Wide-Ranging Examination Using Reduced Properties,» *Advanced in Heat Transfer, Academic Press, Orlando, Florida*, vol. 16, p. 157–239, 1984.
- [13] D. Gorenflo, «Pool boiling,» *E.U. Schlunder (Ed.), VDI Heat Atlas, Dusseldorf*, p. 25, 1993.
- [14] G.A. Longo, S. Mancin, G. Righetti e C. Zilio, «A new computational procedure for refrigerant boiling inside Brazed Plate Heat Exchangers (BPHEs),» *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 91, p. 144–149, 2015.

- [15] G.A. Longo e A. Gasparella, «Heat transfer and pressure drop during HFC refrigerant vaporisation inside a brazed plate heat exchanger,» *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 50, p. 5194–5203, 2007.
- [16] G. Longo, «Hydrocarbon refrigerant vaporization inside a brazed plate heat exchanger,» *ASME J. Heat Transfer* 134, pp. 101801-1–101801-10, 2012.
- [17] G. Longo, «Vaporisation of the low GWP refrigerant HFO1234yf inside a brazed plate heat exchanger,» *Int. J. Refrig.*, vol. 35, p. 952–961, 2012.
- [18] B. Thonon, A. Feldman, L. Margat e C. Marvillet, «Transition from nucleate boiling to convective boiling in compact heat exchangers,» *Int. J. Refrig.*, vol. 20, p. 592–597, 1997.
- [19] M. Shah, «Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study,» *ASHRAE Trans.*, vol. 88, p. 185–196, 1982.
- [20] R.L. Amalfi, F. Vakili-Farahani e J.R. Thome, «Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers. Part 2: comparison of literature methods to database and new prediction methods,» *Int. J. Refrigeration*, vol. 61, p. 185–203, 2016.
- [21] Cornwell, K. e Kew, P.A., «Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels,» *Appl. Therm. Eng.*, vol. 17, p. 705–715, 1997.
- [22] E.W. Lemmon, I.H. Bell, M.L. Huber e M.O. McLinden, «NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database,» National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, 2017.
- [23] E.M. Djordjedvic, S. Kabelac e S.P. Šerbanovic, «Heat transfer coefficient and pressure drop during refrigerant R134a condensation in a plate heat exchanger,» *Chem. Pap. Serb. Soc. Sci.*, vol. 62, p. 78–85, 2008.
- [24] E.M. Djordjedvic e S. Kabelac, «Flow boiling of R134a and ammonia in a plate heat exchanger,» *Int. J. Heat and Mass Transfer*, vol. 51, p. 6235–6242, 2008.
- [25] K. Sarraf, S. Launay, G. El Achkar e L. Tadrist, «Local vs global heat transfer and flow analysis of hydrocarbon complete condensation in plate heat exchanger based on infrared thermography,» *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 90, p. 878–893, 2015.
- [26] M.S. Mahmud, K. Kariya e A. Miyara, «Local heat transfer characteristics of the R1234ze(E) two phase flow inside a plate heat exchanger,» *Int. J. Air-Condition. Refrigerat.*, vol. 25, pp. 1750004.1-11, 2017.
- [27] S.J. Kline e F.A. McClintock, «Describing uncertainties in single-sample experiments,» *Mech. Eng.*, vol. 75, p. 3–8, 1954.