

Università degli studi di Padova

Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali

Corso di Laurea Triennale in
Ingegneria Meccanica e Meccatronica
Curriculum meccanico

STUDIO DELLE PERDITE DI CARICO DI REFRIGERANTI INNOVATIVI DURANTE CONDENSAZIONE E VAPORIZZAZIONE IN TUBO LISCIO E MICROFIN.

Relatore: Ch.mo Prof. Claudio Zilio

Correlatrice: Ing. Giulia Righetti

Laureando: Mirko Adami

Numero di matricola 1024644

Anno accademico 2015-2016

Indice

Introduzione	1
Capitolo 1	3
1.1 I refrigeranti nel tempo	3
1.2 Problematica ambientale	5
1.2.1 Buco nell'Ozono.....	5
1.2.2 Effetto Serra	6
1.3 Nuove generazioni di refrigeranti	7
1.3.1 HydroFluoroOlefin	7
1.3.2 Idrocarburi.....	9
1.4 Introduzione alle perdite di carico in deflusso bifase	10
Capitolo 2	13
2.1 Studi su refrigeranti eseguiti in tubo liscio	13
2.2 Studi su refrigeranti eseguiti in tubo microfin	21
Capitolo 3	25
3.1 Analisi dei dati ottenuti per tubo liscio	25
3.1.1 Analisi grafici.....	28
3.1.2 Valutazione dell'efficienza dei modelli per i principali fluidi	40
3.2 Analisi dei dati ottenuti in tubo microfin	44
3.2.1 Analisi grafici	46
3.2.2 Valutazione dell'efficienza dei modelli per i principali fluidi	50
3.3 Conclusioni	52
Nomenclatura	53
Bibliografia	55

Introduzione

La seguente tesi ha come scopo quello di valutare le perdite di carico per un deflusso bifase di fluidi refrigeranti di ultima generazione per una futura sostituzione di quelli tradizionali.

Innanzitutto è stata fatta una panoramica generale delle varie generazioni di refrigeranti, mettendo in risalto le loro problematiche. Sono stati quindi presi in considerazione i problemi ambientali di maggior rilevanza, come il buco nell'ozono e l'effetto serra, i quali hanno reso necessaria la ricerca di nuovi fluidi refrigeranti a basso impatto ambientale. È stata fatta una revisione della letteratura contenente prove riguardanti esperimenti sulle perdite di carico di HFO (idrofluoroolefine), fluidi refrigeranti tradizionali e idrocarburi in condizioni sperimentali diverse. Inoltre lo studio è stato suddiviso per esperimenti eseguiti in tubo liscio e tubo microfin. Una volta estrapolati i dati sulle perdite di carico, sono stati confrontati con i risultati derivanti dai modelli di correlazione di Friedel (1979), Müller-Steinhagen and Heck (1976) e Sun and Mishima (2009) per quelli in tubo liscio e Oliver et al. (2004), Cavallini et al. (2000) e Han and Lee (2005) per quelli in tubo microfin. Sono fatte inoltre delle valutazioni su quali tra questi possano essere i modelli più efficienti per effettuare eventuali previsioni in determinate condizioni per determinate famiglie di fluidi e quali modelli per un determinato fluido in precise condizioni di prova prevedano in modo più attendibile il suo comportamento.

CAPITOLO 1

1.1 | Refrigeranti nel tempo

L'inizio della storia dei refrigeranti è individuabile nel 1834, anno in cui l'Ingegnere statunitense Jacob Perkins mise per la prima volta in pratica le teorie di Carnot sui cicli frigoriferi, realizzando una macchina che ricorreva all'etere per un ciclo di compressione del vapore. Da allora per i successivi cento anni furono utilizzati svariati tipi di fluidi che potessero essere utili allo scopo, specie acqua, ammoniaca, anidride solforosa e anidride carbonica. Tali refrigeranti però risultavano essere dannosi o per l'ambiente, o per le persone data la natura talvolta infiammabile e/o tossica di molti di questi.

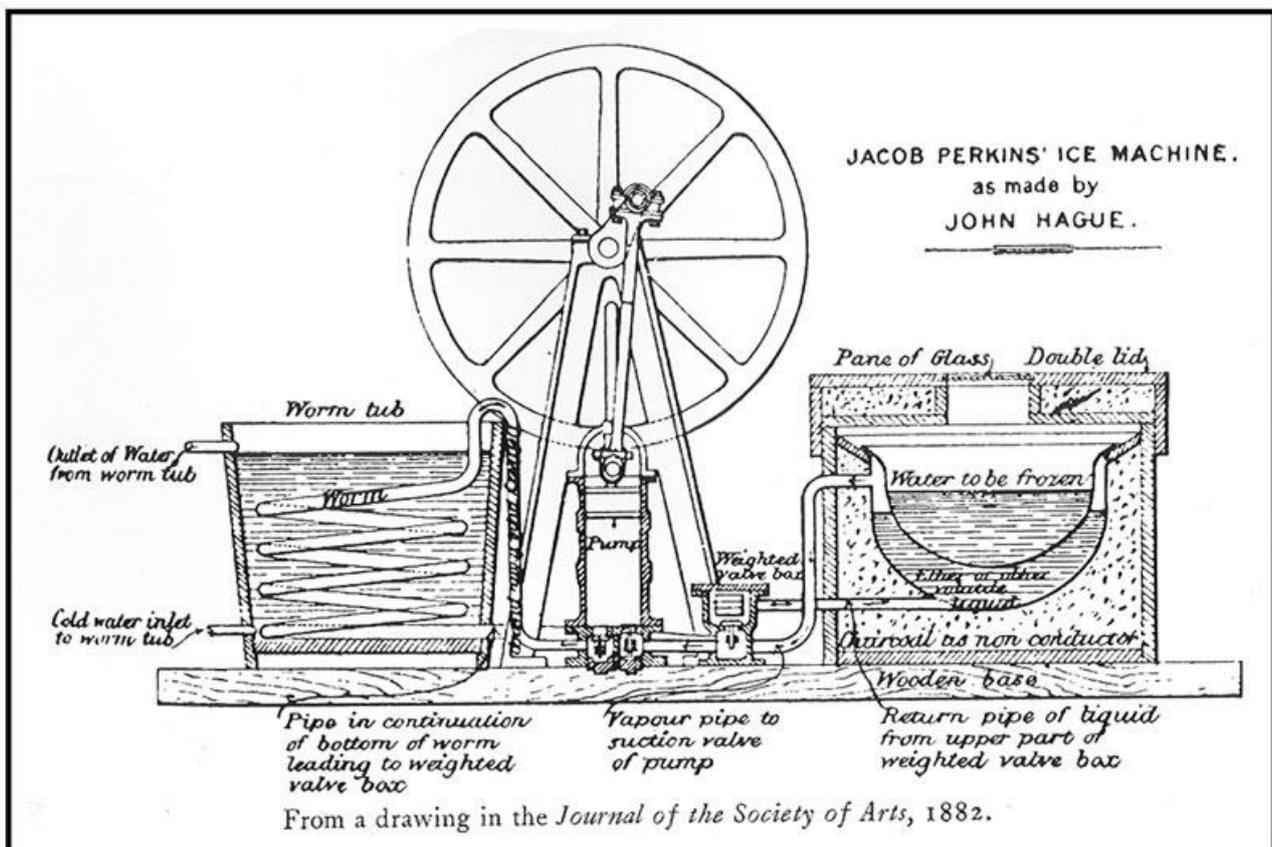


Figura 1 - La Macchina di J.Perkins, *Journal of the Society of Arts*, 1882.

-Prima generazione di refrigeranti

La prima ricerca documentata volta a trovare dei fluidi refrigeranti ecocompatibili, non dannosi per l'uomo e con prestazioni migliori è riconducibile a quella svolta da Willis H. Carter e R. W. Waterfill negli anni '20. Testarono quali refrigeranti lavorassero meglio con un compressore centrifugo. Giunsero alla conclusione che l'anidride carbonica risulta il fluido meno performante e che l'acqua e l'ammoniaca necessitano di troppi stage di compressione a tali condizioni. Scartarono anche il biossido di Zolfo per ragioni di sicurezza e il tetracloruro di Zolfo per la sua incompatibilità con i metalli. Scelsero infine, per la prima macchina centrifuga, il Dielene.

- Seconda generazione di refrigeranti: durata e sicurezza

La seconda generazione fu caratterizzata da uno spostamento verso refrigeranti contenenti Fluoro, per sfruttarne le particolarità di durata e sicurezza. Thomas Midgley e i suoi soci Albert L. Henne e Robert R. McNary perlustrarono svariate tabelle alla ricerca di elementi/composti chimici con un punto di ebollizione appropriato, che si sapeva fossero stabili, ma che garantissero anche dei requisiti di tossicità ed infiammabilità accettabili. Notarono che la temperatura di ebollizione pubblicata per il tetrafluorometano (R-14, CF₄) era maggiore rispetto quella effettiva. Questo spostò la loro attenzione sui fluoruri organici, e individuarono che nei composti adatti a formare un refrigerante c'era il fluoro, fino ad allora mai usato. La loro prima pubblicazione mostrò come nei composti a base di fluoro, la variazione della percentuale di cloro e fluoro negli idrocarburi influenzi il punto di ebollizione, l'infiammabilità e la tossicità (Midgley and Henne, 1930). Cominciarono così a diffondersi questo tipo di fluidi refrigeranti. I primi ad essere commercializzati furono l'R-12 (1931) e l'R-11 (1932). Clorofluorocarburi (CFC) e successivamente Idroclorofluorocarburi (HCFCs) dominarono la seconda generazione di refrigeranti. L'ammoniaca ha continuato ad essere, e continua tuttora, ad essere uno dei refrigeranti più utilizzati in campo industriale, in particolare nell'ambito alimentare.

- Terza generazione di refrigeranti: protezione dello strato di ozono

La nascita della terza generazione si deve alla scoperta che i refrigeranti utilizzati fino ad allora andavano ad intaccare lo strato di ozono atmosferico, causandone l'assottigliamento (teoria di Rowland e Molina, 1974). In particolare si individuò il responsabile nel Cloro contenuto nei CFC. Il ruolo dello strato di ozono è quello di filtrare i raggi ultravioletti provenienti dal sole che risultano dannosi per l'uomo se la loro intensità non viene in qualche modo diminuita. Questo problema destò notevoli preoccupazioni, che portarono alla firma del protocollo di Montreal (1987). Questo prevedeva la progressiva riduzione dell'utilizzo dei CFC e HCFC entro il 2030. Tuttavia l'Unione Europea ha anticipato i tempi e ha messo al bando tutti i CFC e HCFC dal primo gennaio 2015. Per far fronte quindi all'assottigliamento dello strato di ozono si ripiegò sull'utilizzo di idrofluorocarburi (HFC), che garantivano una minimizzazione di questo problema. Fu creato anche un indice da associare ai vari refrigeranti per indicare l'impatto sullo strato di ozono: l'ODS (ozone depleting substances).

- Quarta generazione di refrigeranti: contrastare il crescente effetto serra

Questi nuovi refrigeranti nascondevano però un'altra minaccia: l'effetto serra. Quest'ultimo è causato dalla combustione degli idrocarburi e comporta un surriscaldamento eccessivo del pianeta, il quale non riesce ad espellere le radiazioni riflesse dalla superficie terrestre. Si rese necessaria quindi la firma del Protocollo di Kyoto (11 dicembre 1997), che fissa dei limiti per le immissioni dei gas serra (anidride carbonica, metano, protossido di azoto, HFC, perfluorocarburi (PFC), esafluoruro di zolfo). Più recentemente l'unione europea ha adottato delle misure ancor più restrittive che si basano sull'indice GWP (Global Warming Potential). I refrigeranti dovranno dunque avere un GWP inferiore a 150 per 100 anni. Tutte queste restrizioni hanno portato alla necessità di una nuova generazione di refrigeranti, i quali dovranno essere sicuri e performanti e dovranno minimizzare il loro impatto ambientale.

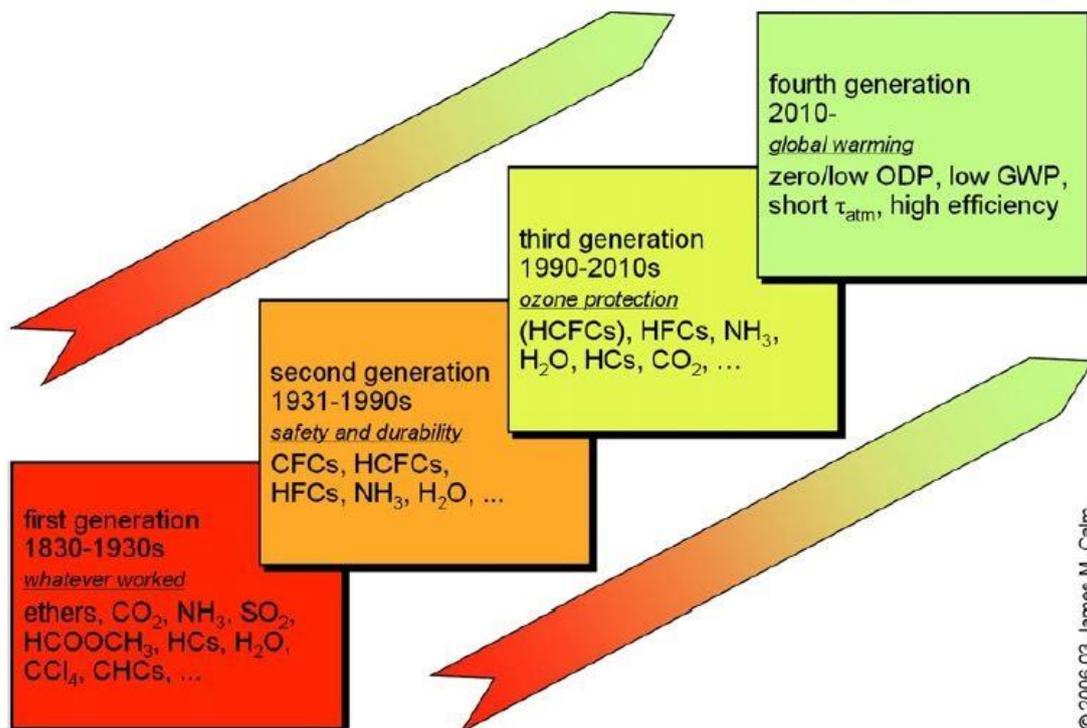


Fig. 1 – Refrigerant progression.

Figura 2 – Lo sviluppo dei refrigeranti nel tempo, Calm 2008.

1.2 La Problematica Ambientale

Si esamineranno ora più nel dettaglio le problematiche che hanno reso necessaria la ricerca di una nuova generazione di refrigeranti.

1.2.1 Buco nell'Ozono

L'ozono (O_3) è la forma triatomica, molto meno stabile, dell'ossigeno (O_2). Lo strato di ozono presente nella stratosfera impedisce alla maggior parte della luce ultravioletta (UV) emessa dal sole di raggiungere la superficie terrestre.

Il "buco nell'ozono" è un fenomeno che causa una progressiva diminuzione dello strato di ozono. Il problema è estremamente importante in quanto una riduzione dell'effetto schermante dell'ozono comporta un conseguente aumento dei raggi UV che giungono sulla superficie della Terra. Nell'uomo l'eccessiva esposizione a questi raggi è correlata ad un aumento del rischio di cancro della pelle, generato a seguito delle mutazioni indotte nel DNA delle cellule epiteliali. I raggi ultravioletti possono causare inoltre una inibizione parziale della fotosintesi delle piante, causandone un rallentamento della crescita e una diminuzione dei raccolti.

Il continuo e graduale impoverimento dell'ozono della stratosfera può essere senz'altro ricondotto alla presenza in atmosfera di un gran numero di composti chimici in grado di attaccare l'ozono. Queste sostanze vengono anche definite ODS (Ozone Depleting Substances).

Per avere un'idea quantitativa degli effetti causati dai composti ODS è stato concepito il potenziale di eliminazione dell'ozono (ODP, Ozone Depleting Potential), un indice che si riferisce all'ammontare della riduzione dell'ozono causata da un composto ODS.

L'ODP è il rapporto tra l'impatto sull'ozono di un composto chimico e l'impatto causato dall'R11 avente la stessa massa della sostanza presa in considerazione. Così l'ODP dell'R11 è definito pari a 1.

Viene ora descritta la fase di distruzione dell'ozono.

In seguito alle radiazioni solari la molecola di ozono si scinde in una di ossigeno biatomico e in una in ossigeno monoatomico. Durante la notte l'ossigeno monoatomico, essendo altamente reattivo, si combina con l'ozono per formare due molecole di ossigeno biatomico. L'equilibrio di queste reazioni fotochimiche è facilmente perturbato da molecole che possono interferire come i composti clorurati, bromurati e gli ossidi di azoto prodotti dall'attività antropica. In particolare i clorofluorocarburi (CFC) sono considerati i principali responsabili del buco nell'ozono.

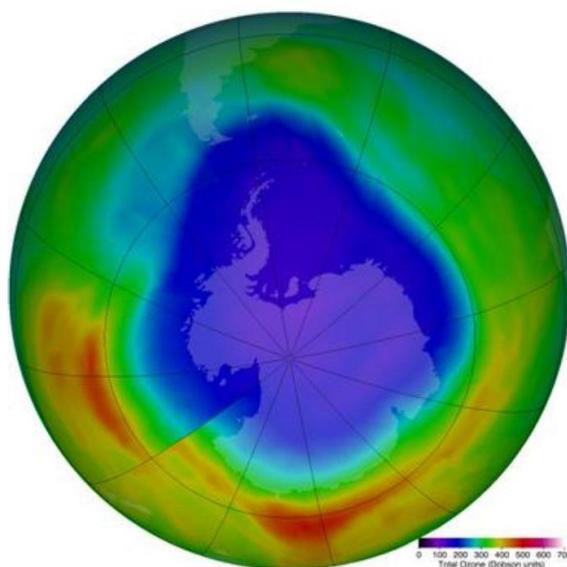


Figura 3 – Il forte assottigliamento dello strato di ozono in corrispondenza dell'Antartide

1.2.2 Effetto Serra

Il riscaldamento globale, noto anche come effetto serra, si riferisce al fenomeno fisico che può portare al riscaldamento della superficie terrestre a livelli superiori rispetto a quelli naturali. La maggior parte dell'energia del sole raggiunge la terra sotto forma di luce visibile, dopo essere passata attraverso l'atmosfera, parte di questa energia viene assorbita dalla superficie terrestre e, in questo processo, viene convertita in energia termica. La terra a sua volta irradia l'energia assorbita nell'atmosfera. I gas serra presenti nell'atmosfera hanno la peculiarità di assorbire in modo notevole la radiazione infrarossa emessa dalla terra e contribuire ad un lento e progressivo riscaldamento della pianeta. Tra questi gas troviamo: vapore d'acqua (H_2O), anidride carbonica (CO_2), metano (CH_4), biossido di azoto (N_2O), ozono (O_3) e alcuni dei fluidi frigorigeni come clorofluorocarburi CFC, idroclorofluorocarburi HCFC, idrofluorocarburi HFC.

Per poter valutare il contributo di un qualsiasi fluido frigorifero in base al suo potenziale di riscaldamento globale è stato definito l'indice GWP. Il Global Warming Potential (GWP) è definito dall'Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) come un indicatore che misura il contributo all'assorbimento delle radiazioni termiche solari da parte di un gas serra in un certo arco di tempo rispetto all'assorbimento di una uguale quantità di CO₂ (che viene presa come riferimento ed alla quale viene assegnato GWP pari a 1).

Tabella 1 – Valori di GWP calcolati su un arco temporale di 100 anni per alcuni gas.

Gas	Denominazione	GWP ₁₀₀
CO ₂	Biossido di Carbonio	1
CH ₄	Metano	23
NO ₂	Protossido di Azoto	296
SF ₆	Esafluoruro di Zolfo	22200
CFC12	R12	10600
HFC134a	R134a	1430
HCFC22	R22	1700

1.3 Nuove Generazioni di Refrigeranti

1.3.1 *HydroFluoroOlefin*

Una sezione particolare è dedicata ai refrigeranti HydroFluoroOlefin (HFO), questo perché le restrizioni imposte dal Protocollo di Kyoto ne hanno fatto un prospetto molto interessante. Infatti sono contraddistinti dall'aver un basso valore di GWP.

Le olefine alogenate sono molecole che contengono almeno un doppio legame carbonio-carbonio. Molti fluidi appartengono a questa categoria, ma solo pochi sono efficacemente applicabili in tecnologie di raffreddamento, e quindi ampiamente studiati. Finora quelli maggiormente presi in considerazione sono stati l'R1234yf e l'R1234ze(E) e le loro miscele con altri refrigeranti comuni. Altre molecole sono state prese in considerazione nell'ultimo periodo dai ricercatori, che ritengono abbiano del potenziale per un eventuale uso futuro, come ad esempio R1234ze (Z), R1243zf, R1233xf e R1233zd (e).

Uno dei principali problemi legati allo sviluppo di questi fluidi è l'incertezza presente sulla stima delle proprietà termofisiche. Infatti, molte proprietà influenzano direttamente il trasferimento di calore a due fasi, come: pressione di vapore, densità del liquido saturo, densità di vapore saturo, calore specifico del liquido, calore latente, viscosità dinamica del liquido, conducibilità termica del liquido, e la tensione superficiale.

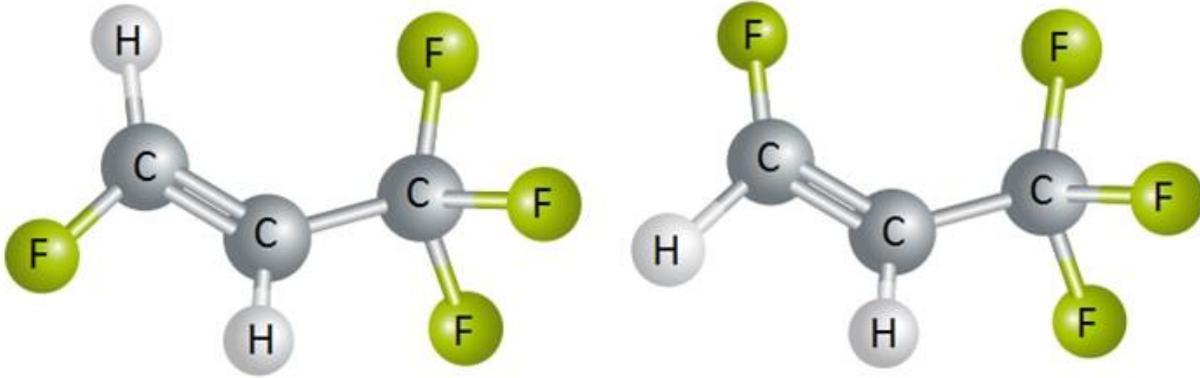
Solo le proprietà di R1234yf e R1234ze(E) sono state notevolmente misurate, mentre per quanto riguarda altre molecole (ad esempio R1234ze(Z), R1233zd(E), R1243zf) si è da poco iniziato ad indagare.

Gli HFO sono degli isomeri, cioè molecole con medesima formula bruta ma diverse proprietà chimico-fisiche. La loro designazione è formata da quattro numeri seguiti da due o tre lettere. Le cifre indicano la composizione chimica del composto:

- Prima cifra: indica il numero di doppi legami del carbonio;
- Seconda cifra: indica il numero di atomi di carbonio diminuito di una unità. Nel caso in cui risulti pari sarà omesso;
- Terza cifra: rappresenta il numero di atomi di idrogeno aumentato di una unità;

- Quarta cifra: equivale al numero di atomi di fluoro;
- Lettere: simboleggiano il tipo di isomero

Interessante è notare come anche una semplice variazione nella struttura molecolare del fluido porti ad un grande cambiamento nelle sue proprietà. Di seguito viene presentata una tabella con il confronto delle proprietà tra due fluidi refrigeranti aventi struttura molecolare molto simile. Si può notare come la differenza sia solo lo scambio di posizione tra un atomo di idrogeno e un atomo di fluoro:



a) HFO-1234ze(E)

b) HFO-1234ze(Z)

Tabella 2 – Confronto tra le principali proprietà dei fluidi refrigeranti R1234ze(E) e R1234ze(Z) ad una temperatura di saturazione di 20°C.

		R1234ze(E)	R1234ze(Z)
Pressione di saturazione	[bar]	4,273	1,487
Pressione ridotta	[-]	0,118	0,042
Tensione Superficiale	[N/m]	0.009	0
Conducibilità termica stato liquido	[W/m*K]	0,076	0,091
Viscosità stato liquido	[Pa*s]	0,000211	0,000285
Calore specifico stato liquido	[J/kg*K]	1369,774	1249,415
Densità stato liquido	[kg/m ³]	1179.260	1233,606
Entalpia liquido saturo	[kJ/kg*K]	226,902	224,410
Conducibilità termica stato gassoso	[W/m*K]	0,013	0,012
Viscosità stato gassoso	[Pa*s]	1,2*10 ⁻⁵	1,11*10 ⁻⁵
Calore specifico stato gassoso	[J/kg*K]	954,789	887,024
Densità stato gassoso	[kg/m ³]	22,607	7,448
Entalpia gas saturo	[kJ/kg*K]	397,528	433,429

1.3.2 Idrocarburi

Degli esempi di idrocarburi comunemente utilizzati come fluidi refrigeranti sono il propano (R290), l'isobutano (R600a) e il propilene (R1270). Gli idrocarburi hanno eccellenti proprietà termodinamiche e in questo senso sono equiparabili e perfino migliori di HCF o HCFC nella maggior parte delle applicazioni. Appartengono al gruppo dei refrigeranti naturali e hanno un ODP pari a zero e un GWP trascurabile.

Ci sono però delle caratteristiche che li rendono alquanto pericolosi. Infatti gli idrocarburi sono altamente infiammabili e devono essere maneggiati con cura. Se utilizzati in modo responsabile, possono essere usati per una varietà di applicazioni di refrigerazione e condizionamento dell'aria. Per garantire la sicurezza, le applicazioni a idrocarburi sono disciplinate da vari standard e leggi internazionali, nazionali e regionali. Gli idrocarburi presentano un rischio di esplosione solo se la concentrazione è compresa tra i limiti di infiammabilità inferiori e superiori.

Se ci si attiene agli standard di sicurezza, la concentrazione di refrigerante, nel caso di una perdita, non supererà i limiti di infiammabilità inferiori (LFL) nelle aree in cui le fonti di innesco possono incendiarlo, anche in situazioni estreme. Le precauzioni di sicurezza e la progettazione del sistema dipenderanno dalla carica di refrigerante. In generale, fonti di innesco nell'applicazione devono essere evitate. La quasi totalità degli idrocarburi non è tossica e il maggior rischio per la sicurezza è dovuto alla loro infiammabilità, anche se gli idrocarburi gassosi sono più pesanti dell'aria e prenderanno il posto dell'aria nei polmoni.

Per quanto riguarda l'aspetto economico il costo relativo di un impianto a idrocarburi dipende in gran parte dall'applicazione. Nelle applicazioni commerciali domestiche, il costo dell'impianto è simile a quello di un sistema a HFC. Nelle applicazioni di refrigerazione commerciali e industriali, gli impianti a idrocarburi tendono a essere relativamente costosi a causa della necessità di involucri antideflagrazione per le apparecchiature elettriche.

Tabella 3 – Proprietà di alcuni particolari idrocarburi, Dombass Engineering 2016

	R600a		R290	
Limite inferiore di infiammabilità (LFL)	1,8%	circa 38 g/m ³	2,1%	circa 38 g/m ³
Limite superiore di infiammabilità (UFL)	8,5%	circa 203 g/m ³	9,5%	circa 171 g/m ³
Temperatura di autoaccensione	494 °C		470 °C	
Limiti di infiammabilità inferiori e superiori				

1.4 Introduzione alle perdite di carico in deflusso bifase

Negli ultimi anni gli sviluppatori di molti dispositivi si sono trovati a dover far fronte a due tendenze contrastanti: la necessità di dissipare sempre più crescenti quantità di calore, e la ricerca di design sempre più compatti e leggeri. Computer ad alte prestazioni, elettronica di veicoli alimentati ad elettricità, avionica e sistemi a microonde sono alcune applicazioni moderne con cui si devono confrontare queste tendenze. Questo tipo di richieste ha portato ad un cambio di paradigma di raffreddamento da monofase a bifase.

La caduta di pressione in questo tipo di sistema è generalmente espressa come la somma di tre componenti: attrito, gravità e accelerazione (o decelerazione):

$$\Delta P_t = \Delta P_F + \Delta P_G + \Delta P_A. \quad (1a)$$

Negli studi su questo argomento ci si concentra solitamente sulle cadute di pressione per attrito (ΔP_F), che risultano le più influenti e inoltre l'individuazione di una legge che ne determini la precisa entità è alquanto difficile. A differenza delle altre due componenti ($\Delta P_G, \Delta P_A$) che risultano relativamente facili da determinare utilizzando delle formule già note:

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_A = G^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{v_g x^2}{\alpha} + \frac{v_f (1-x)^2}{(1-\alpha)} \right]. \quad (1b)$$

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_G = [\alpha \rho_g + (1-\alpha) \rho_f] g \sin \phi. \quad (1c)$$

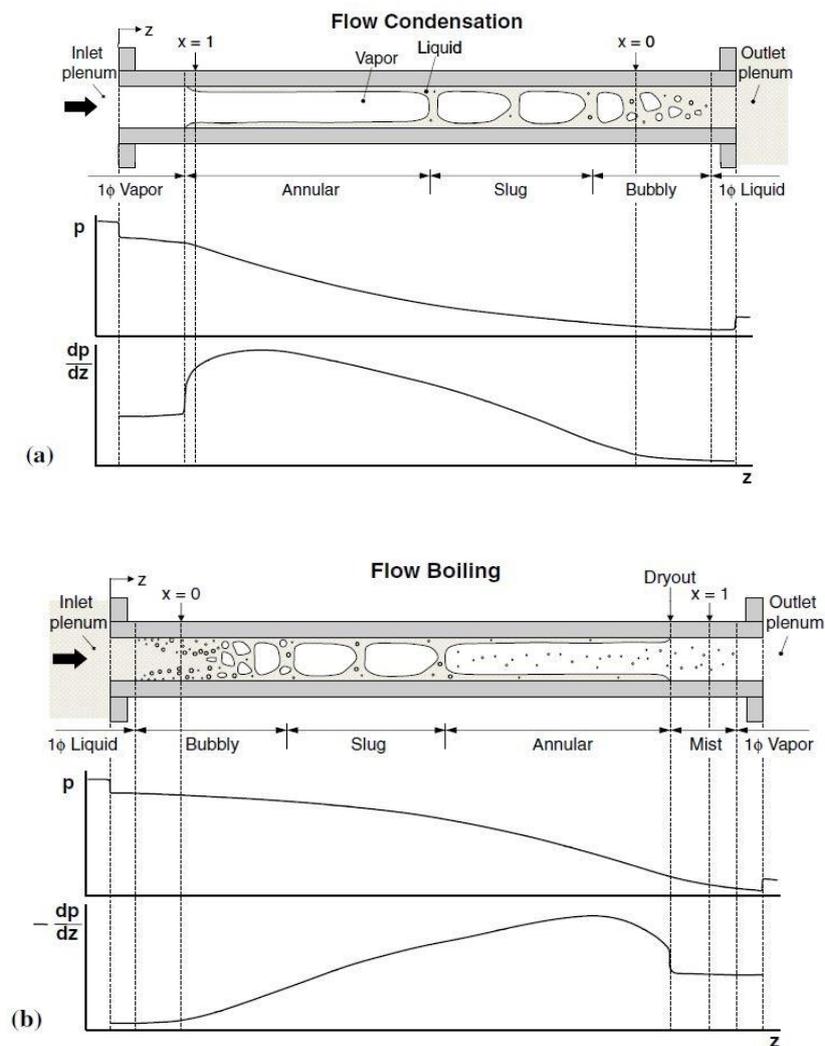


Figura 4 - Schema del regime di flusso e del gradiente di pressione in mini/micro canali con circonferenza costante per (a) flusso di condensazione e (b) flusso in ebollizione.

Tra i diversi sistemi a due fasi, il sistema a flusso bifase in mini/micro-canali è stato particolarmente favorito per la sua capacità di fornire una elevata dissipazione di calore per unità di superficie e volume, oltre ad offrire una serie di vantaggi pratici come la facilità di fabbricazione e il quantitativo ridotto di fluido refrigerante necessario al suo funzionamento.

Importante è sottolineare alcune anomalie che influenzano il comportamento di un deflusso bifase in particolari condizioni, nonché la caduta di pressione. Infatti, le relative elevate cadute di pressione in micro-canali possono portare a delle significative modifiche nelle proprietà, in particolare per quanto riguarda il volume specifico e l'entalpia delle singole fasi. Interessante è vedere come la caduta di pressione in un mini-canale sia più contenuta rispetto a quella in un micro-canale, entrambe osservate nella condizione di flusso in ebollizione. Questo riconducibile a due fattori: comprimibilità, che è il risultato della variazione di volume specifico di vapore e liquido con la pressione, e velocità che è associata alla variazione di entalpia di liquido e vapore con la pressione.

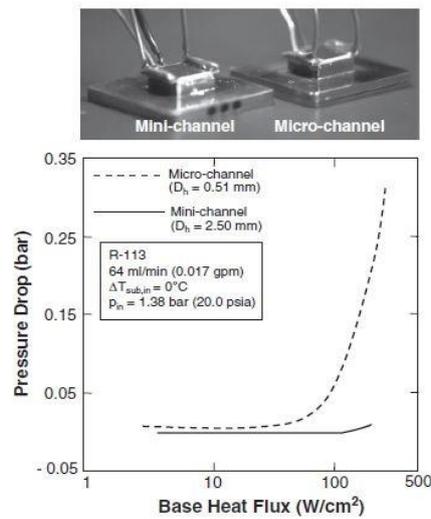


Figura 5 – Confronto delle cadute di pressione per l'R113 in micro-canali e mini-canali a pari condizioni di iniezione.

CAPITOLO 2

In questo capitolo verrà fatta una revisione della letteratura per quanto riguarda i refrigeranti più papabili alla sostituzione degli attuali a causa del loro impatto ambientale, riportando i vari esperimenti e studi di diversi professori in diverse condizioni di esecuzione. Il capitolo verrà suddiviso in due sottocapitoli: il primo per gli esperimenti eseguiti in tubo liscio, il secondo per quelli fatti in tubo Microfin.

2.1 Studi su refrigeranti eseguiti in tubo liscio

Longo et al. (2016) presentano l'analisi comparativa di R1234ze(E) e R134a durante la vaporizzazione all'interno di un tubo liscio con diametro interno di 4 mm (nell'impianto in Fig. 6). Le prove sperimentali sono state condotte a tre differenti temperature di saturazione (10, 15 e 20°C) aumentando progressivamente il titolo di vapore in modo da valutare il contributo specifico del flusso di calore, flusso di refrigerante, e la temperatura di saturazione. I coefficienti di scambio termico hanno una pendenza positiva rispetto titolo di vapore e la pendenza aumenta con il flusso di refrigerante e diminuisce con il flusso di calore. La temperatura di saturazione, il flusso di refrigerante e il titolo medio di vapore hanno un notevole impatto sulla perdita di carico per attrito sia per R1234ze(E) e R134a mentre l'effetto del flusso di calore appare marginale. R1234ze(E) mostra un coefficiente di scambio termico molto simile a quello dell'R134a e una perdita di carico per attrito leggermente maggiore.

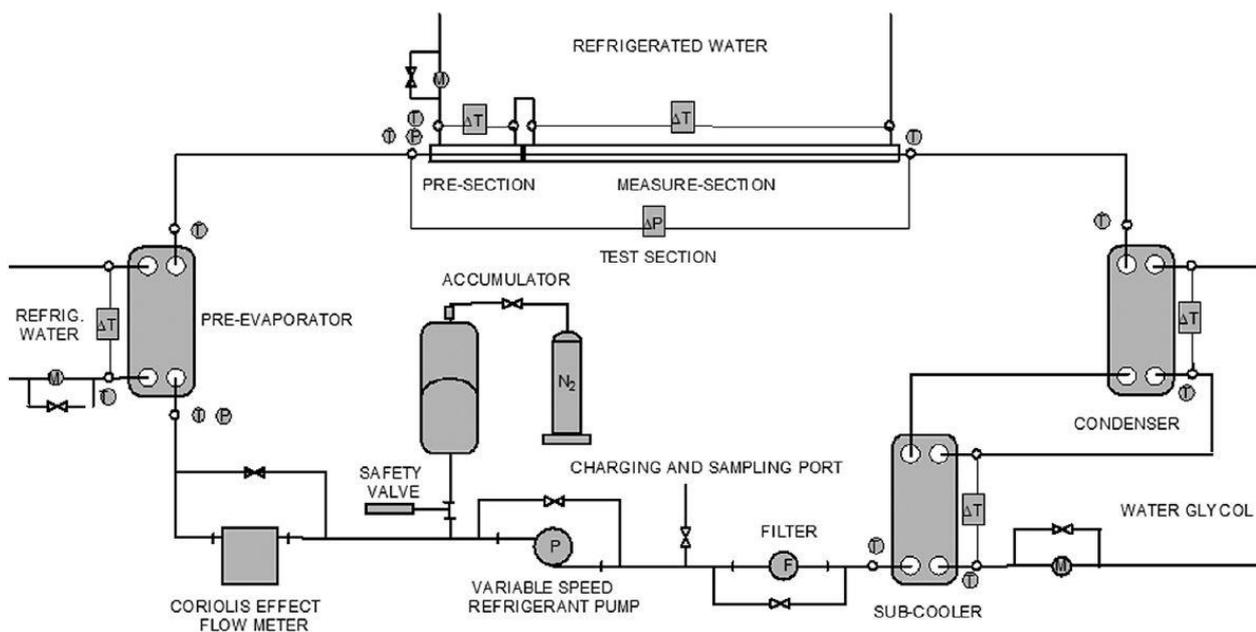


Figura 6 – Schema dell'impianto di sperimentazione (Longo et al. 2016).

Longo et al. (2016) hanno effettuato una comparazione tra R32 e R410A durante la vaporizzazione all'interno di un tubo liscio di diametro pari a 4 mm. Le prove sperimentali sono state condotte a tre differenti temperature di saturazione (10, 15 e 20°C) aumentando progressivamente il titolo di vapore in modo da valutare il contributo specifico del flusso di calore, flusso di refrigerante, e la temperatura di saturazione. I coefficienti di scambio termico di R32 e R410A mostrano grande sensibilità al flusso di calore e una debole sensibilità alla portata di massa e al titolo di vapore e questa tendenza è particolarmente evidente per l'aumento della temperatura di saturazione ed è più rilevante per il refrigerante R410A. Le perdite di carico per attrito per i suddetti fluidi refrigeranti mostrano grande sensibilità alla temperatura di saturazione, portata di massa e titolo di vapore e sensibilità debole o nulla al flusso di calore. R32 presenta coefficienti di

trasferimento termico e perdite di carico per attrito superiori a quelle dell'R410A nelle stesse condizioni operative.

Wang et al. (2012) hanno misurato il trasferimento di calore in condensazione dell'R1234yf in un tubo orizzontale con diametro interno di 4mm ad una portata di massa tra i 100 e i 400 kg/m²*s e a differenti temperature di saturazione (40, 45, e 50°C), comparando i risultati con quelli dei refrigeranti tradizionali R134a e R32. Sono stati analizzati gli effetti di portata di massa, titolo di vapore, temperatura di saturazione e le proprietà termofisiche sul coefficiente di scambio termico. Hanno notato come la portata di massa e il titolo di vapore influenzino principalmente il coefficiente di scambio termico, mentre densità e conduttività termica sono i parametri termofisici che influenzano il coefficiente di scambio termico. Usando il programma di flusso di Tandom, comparano le misure di perdita di carico con i modelli di previsione di Lockhart-Martinelli, Huang e Haraguchi. Dopo la comparazione, concludono che la correlazione di Haraguchi sia la migliore in queste condizioni, con una deviazione media di 10.8%.

Wang et al. (2014) hanno ottenuto i dati del coefficiente di trasferimento di calore e perdita di carico di un flusso bifase, in condizioni di vaporizzazione, di propano in un tubo orizzontale liscio con portata di massa da 65 a 104 kg/m²*s, flussi termici da 11.7 a 87.1 kW/m², e temperatura di saturazione da -35.0 a -1.9°C, come mostrato in figura 7. I risultati indicano che i coefficienti di scambio termico aumentano con massa e flusso di calore. Per la temperatura di saturazione e titolo di vapore, sono state osservate delle distinte tendenze di variazione a seconda delle diverse condizioni di prova.

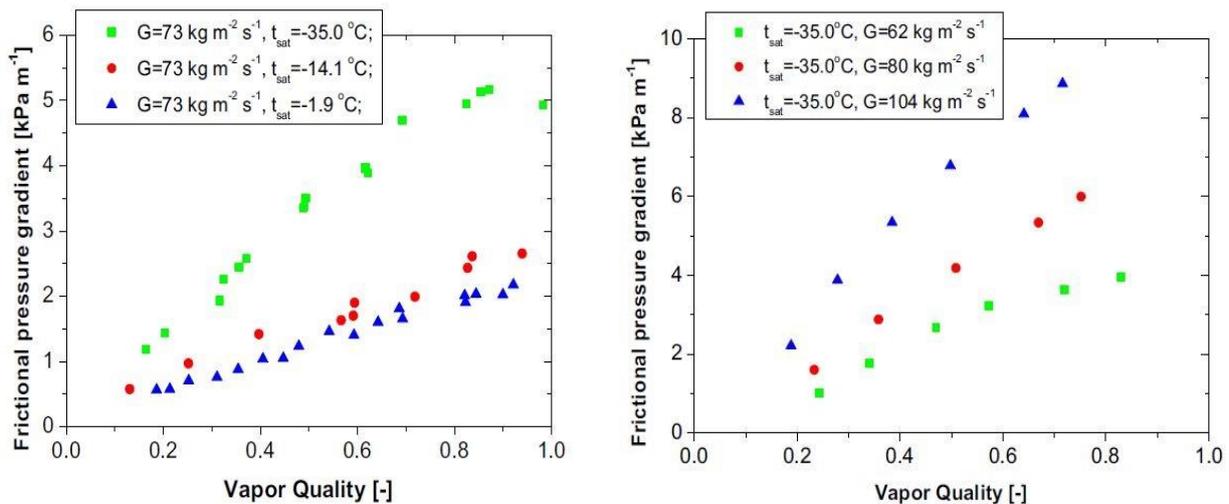


Figura 7 – Perdite di carico per attrito per differenti temperature di saturazione e differenti portate di massa (Wang et al. 2014).

Qiu et al. (2015) hanno studiato i coefficienti di scambio termico e perdita di carico per attrito caratteristici di R1234ze(E), R600a, e L-41b (R1234ze(E)/R32 (27/73% percentuale di massa)) all'interno di un tubo orizzontale di diametro interno di 8mm. L'esperimento è stato effettuato alla temperatura di saturazione di 20°C con il flusso di calore tra 5,0 e 10 kW/m² e portata di massa tra 200 e 400 kg/m²*s. L'influenza di portata di massa, flusso di calore, e la qualità sul coefficiente di scambio termico e sulle perdite di carico per attrito sono stati esaminati e discussi. I risultati mostrano che il coefficiente di scambio termico locale dell'R1234ze(E) sono mediamente il 33% e il 18% inferiori a quelli di R600a e L-41b, rispettivamente. Le perdite di carico per attrito di R1234ze(E) sono inferiori del 21% rispetto a quelli di R600a, ma il 6% superiori a quelli della L-41b. Nel frattempo, i dati sperimentali di coefficienti di scambio termico locali e le perdite di carico per attrito sono stati confrontati con alcune correlazioni disponibili in letteratura.

Liu and Li (2016) hanno indagato sperimentalmente durante la condensazione le caratteristiche di perdite di carico di R32, R152a e R22 in minicanali orizzontali di forma: circolare ($d_h = 1,152$ millimetri), e quadrati ($d_h = 0,952$ e $1,304$ millimetri). Gli esperimenti sono stati eseguiti a temperature di saturazione da 30°C a 50°C , flusso di massa da 200 a $800 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ e titolo di vapore da $0,1$ a $0,9$. Gli esperimenti hanno studiato gli effetti delle condizioni di flusso (portata di massa, titolo di vapore e temperatura di saturazione), il diametro del canale, la geometria dei canali e delle proprietà termofisiche sulle perdite di carico. I risultati mostrano che le perdite di carico hanno un incremento con l'aumento del flusso di massa e titolo di vapore e diminuiscono con la temperatura di saturazione e diametro del canale. Le perdite di carico per attrito non sono sensibili alle condizioni del refrigerante. Lo studio dimostra che R32 e R152a sono buoni sostituti per R22 in base alle caratteristiche di caduta di pressione durante la formazione di condensa.

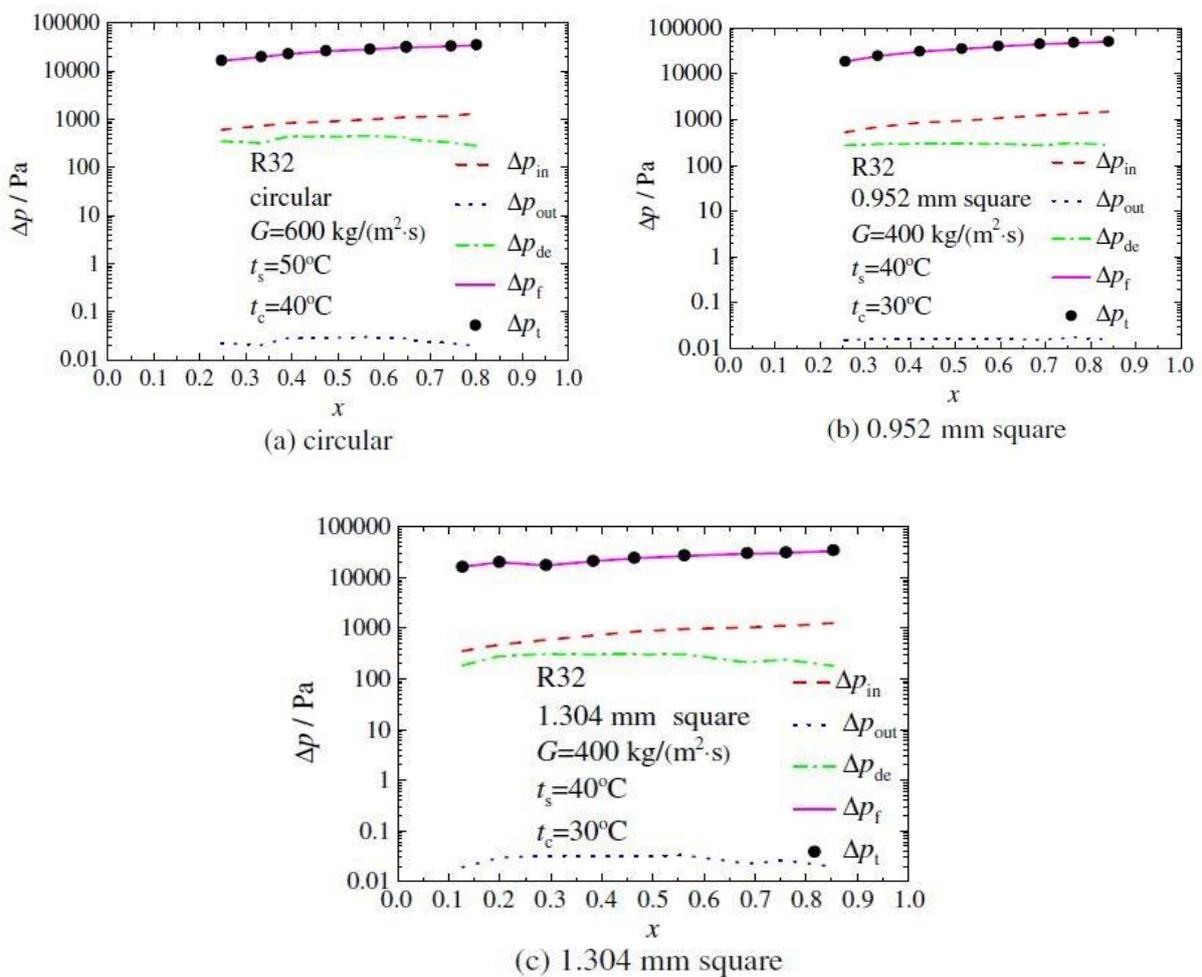


Figura 8 – Perdite di carico per il fluido refrigerante R32 per diverse sezioni.

Hossain et al. (2012) hanno condotto degli esperimenti cui fine era la valutazione del trasferimento di calore di condensazione e le perdite di carico del fluido refrigerante R1234ze(E) e la successiva comparazione con i dati ricavati da esperimenti fatti con il fluido refrigerante R32. Sono stati analizzati gli effetti di portata di massa e temperatura di saturazione sul trasferimento di calore e perdite di carico. Le prove sono state eseguite in tubo liscio orizzontale in rame, con diametro interno di $4,35\text{mm}$ e lunghezza $3,6\text{m}$, per portate di massa che variavano da 150 a $400 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, temperatura di saturazione compresa tra 35 e 45°C nel range di titolo di vapore da $0,1$ a $1,0$ [-]. Hanno constatato come le prestazioni di trasferimento di calore sperimentali dell'R1234ze(E) risultino 20 - 45% minori rispetto a quelle dell'R32, ma 10 - 30% migliori di quelle dell'R410A alla temperatura di saturazione di 40°C .

Grauso et al. (2013) presentano risultati sperimentali di coefficienti locali di trasferimento di calore, perdite di carico per attrito e regimi di flusso bifase con il refrigerante a basso indice GWP R1234ze(E), mettendoli a confronto a quelli ottenuti per il refrigerante R134a nelle stesse condizioni. In particolare i risultati si riferiscono ad una investigazione sperimentale eseguita in tubo liscio di geometria circolare di diametro interno di 6.00 mm, per temperature di saturazione tra -2.9°C e 12.1°C , portata di massa tra 146 e 520 $\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$ e flusso di calore tra 5.0 e 20.4 kW/m^2 , come si vede in figura 9. Inoltre, hanno eseguito una valutazione dei metodi predittivi per coefficienti di scambio termico locali e perdite di carico per attrito; hanno presentato anche un confronto diretto dei regimi di flusso visualizzazioni per R-1234ze (E) con una mappa dei modelli di flusso disponibili in letteratura.

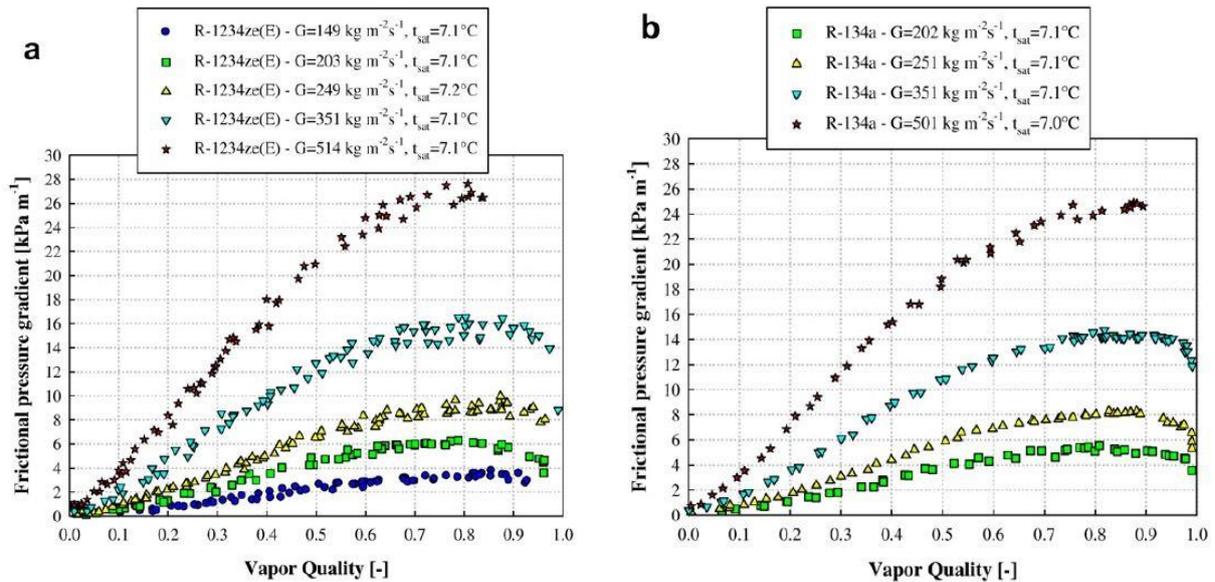


Figura 9 – Perdite di carico per a) R1234ze(E) e b) R134a alle stesse condizioni operative (Grauso et al. 2013).

De Col et al. (2010) presentano un articolo che riporta i coefficienti di scambio termico misurati durante la condensazione dell'R1234yf all'interno di un singolo minicanale circolare di diametro 0.96 millimetri e li confronta con quelli dell'R134a. Questo lavoro sperimentale è effettuato in un'apparecchiatura di prova unica che permette di determinare il flusso termico locale estratto dal fluido di condensazione dal profilo di temperatura del liquido refrigerante. A questo scopo, le temperature del refrigerante e della parete sono misurate lungo la sezione di prova. La temperatura di saturazione è stata determinata dalla pressione di saturazione che è misurata in ingresso e in uscita del canale di test. I test di condensazione vengono effettuati con portate di massa comprese tra 200 e 1000 $\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$ ed i coefficienti di scambio termico risultano essere inferiori rispetto a quelli dell'R134a. Poiché la caduta di temperatura di saturazione influenza direttamente la velocità di trasferimento di calore, le perdite di carico durante il flusso bifase adiabatico dell'R1234yf vengono misurate e messe a confronto con l'R134a.

De Col et al. (2014) hanno studiato una miscela di R1234ze(E) e R32 (50/50% in massa). In particolare sono state misurate le perdite di carico per attrito e i coefficienti di scambio termico locali durante flusso in ebollizione e condensazione di questa miscela in un singolo microcanale con diametro di 0.96 millimetri. I coefficienti di trasferimento di calore sono confrontati con dei modelli previsionali disponibili in letteratura. I nuovi dati sperimentali sono confrontati con i dati di trasferimento di calore di R1234ze(E) e R32 puri; ciò consente di analizzare il trasferimento di calore dovuto alla resistenza dello spostamento di massa di questa miscela zeotropica.

De Col et al. (2015) hanno studiato il coefficiente di trasferimento di calore locale durante la condensazione di R1234ze(E) in un singolo minicanale, disposto orizzontalmente, con diametro idraulico pari a 0,96 mm. Sono stati utilizzati modelli predittivi per valutare sia il trasferimento di calore di condensazione sia le perdite di carico, come mostrato in figura 10. Un'analisi comparativa è stata effettuata tra più fluidi (R1234ze(E), R32, R134a e R1234yf) a partire da dati sperimentali raccolti alle stesse condizioni e usando il PEC (Performance Evaluation Criteria), chiamato PF (Penalty Factor) e TTP (Total Temperature Penalization) per classificare i refrigeranti testati in condensazione convettiva forzata.

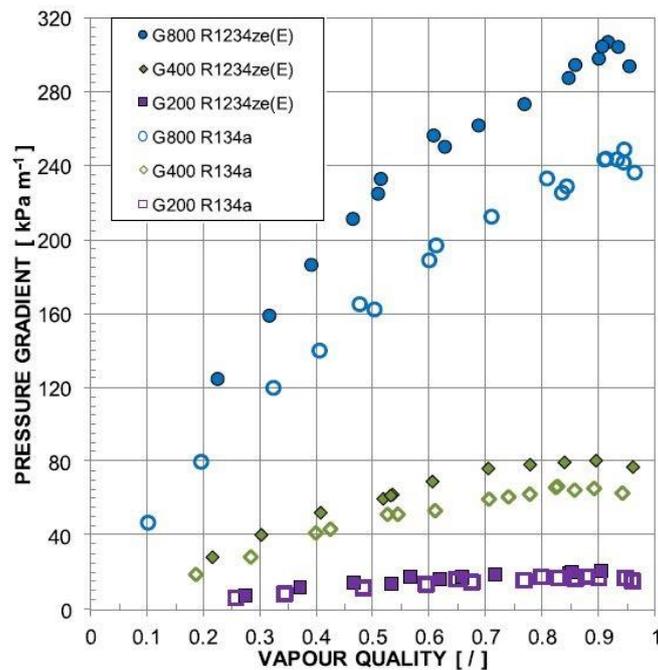


Figura 10 – Comparazione tra perdite di carico ottenute sperimentalmente di R1234ze(E) e R134a ad ugual portata di massa e alla temperatura di saturazione di 40°C.

Anwar et al. (2015) hanno riportato in questo articolo uno studio sul flusso di trasferimento di calore, perdita di carico e delle caratteristiche di R1234yf in una sezione di prova verticale in acciaio inox (1,60 mm di diametro interno e 245 mm di lunghezza a caldo) in condizioni di flusso verso l'alto. Gli esperimenti sono stati effettuati alle temperature di saturazione di 27 e 32°C con cinque portate di massa nella gamma di 100-500 kg /m²*s mentre il flusso di calore applicato era nell'intervallo 5-130 kW/m². Gli esperimenti sono stati condotti con graduale aumento del flusso di calore. I test sono stati ripetuti con R134a nella stessa configurazione di prova per confrontare le prestazioni termiche di questi due refrigeranti. I risultati hanno mostrato che il trasferimento di calore è stato fortemente controllato dal flusso di calore applicato e dalla pressione operativa con una dipendenza insignificante su portata di massa e titolo di vapore. La perdita di carico per attrito aumentata con flusso di massa e titolo di vapore e diminuiva con l'aumentare della temperatura di saturazione, come previsto. I risultati sperimentali sono stati confrontati con le previsioni di correlazioni note (per i canali in macro e micro-scala) dalla letteratura.

Huang et al. (2016) hanno effettuato uno studio sperimentale sulle perdite di carico e di trasferimento di calore di un nuovo refrigerante ecologico, l'R1233zd(E), in un evaporatore multi-microcanali. L'evaporatore a microcanali in silicio era lungo 10 mm e largo 10 mm, con 67 canali paralleli, ognuno 100 x 100 μm², separati da una pinna con uno spessore di 50 μm. A monte di ogni canale, un micro-foro è stato posto per stabilizzare il flusso bifase e ottenere una buona distribuzione del flusso. Le condizioni operative per i test erano: flusso di massa da 500 a 2750 kg/m²*s, flussi di calore da 6 a 50W/cm², sottoraffreddamento in ingresso di 5.8 K,

ed una temperatura di saturazione nominale in uscita di 35°C. Le temperature di base della sezione di prova posteriore sono state misurate mediante una telecamera a infrarossi (IR). Questi dati sono stati poi utilizzati per valutare l'applicabilità dei modelli esistenti di perdita di carico a due fasi, e di sviluppare ulteriormente un nuovo modello empirico adatto per le condizioni di funzionamento di flussi di massa elevati. Questo nuovo modello per perdite di carico è stato utilizzato per prevedere la temperatura del fluido locale. I risultati sperimentali hanno mostrato che nella regione di portata saturata il coefficiente di trasferimento di calore locale è prima diminuito moderatamente nella regione dal titolo di vapore molto basso ($x < 0.05$), per poi aumentare significativamente, in modo monotono, lungo la direzione del flusso.

Park et al. (2008) hanno eseguito uno studio sul flusso in condensazione valutando il coefficiente di trasferimento termico (HTCs) e le perdite di carico per i fluidi R22, propilene, propano, DME e isobutano in un tubo orizzontale. Le prove sono state eseguite precisamente in un tubo piano di rame con un diametro interno di 8.8 mm e lunghezza di 530 mm. Il refrigerante è raffreddato passando con il passaggio di acqua fredda attraverso un anello che circonda la sezione del tubo del test. L'esperimento è stato fatto ad una temperatura di saturazione di 40 +/- 0.2°C con portata di massa di 100, 200 e 300 kg/m²*s e flusso termico di 7.3 – 7.7 kW/m². Il trasferimento di calore e le perdite di carico sono ottenute con un titolo di vapore nell'intervallo 10 – 90%. Il risultato mostra che per un dato flusso di massa in condensazione di propilene, propano, DME e isobutano l'HTCs è superiore a quello di R22 fino al 46,8%, 53.3%, 93.5% e 61.6%, rispettivamente. Infine, le perdite di carico aumentano con la portata di massa e di titolo e l'isobutano mostra le perdite di carico maggiori a causa della sua pressione di vapore più bassa tra i fluidi testati.

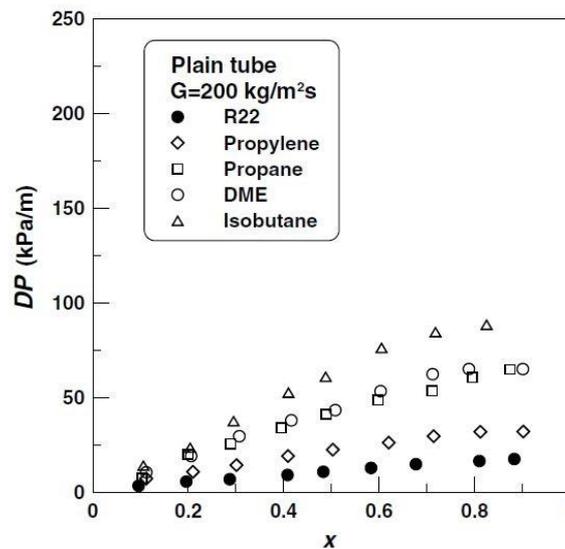


Figura 11 – Perdite di carico per R22, propilene, propano, DME e isobutano a 200 kg/m²*s in un tubo liscio piano

Zhuang et al. (2016) presentano uno studio sperimentale sul trasferimento di calore e le perdite di carico del fluido R170 in un tubo orizzontale con diametro interno di 4 mm. Il test è stato condotto alla pressione di saturazione da 1 a 2.5 MPa, portata di massa da 100 a 250 kg/m²*s e flusso di calore medio da 55.3 a 96.3 [kW/m²] sull'intero range di titolo di vapore. Gli effetti del titolo di vapore, portata di massa e pressione di saturazione sul trasferimento di calore in condensazione e sulle perdite di carico sono stati esaminati ed analizzati. I dati sperimentali sono stati comparati con varie correlazioni conosciute in letteratura per il coefficiente di trasferimento di calore in condensazione e perdite di carico. La comparazione mostra come la correlazione di Koyama et al. (2003) concordi con i dati sperimentali del coefficiente di trasferimento di calore con una deviazione assoluta minore del 25%, e la correlazione di Yan and Li (1999) può predire accuratamente le perdite di carico con una deviazione inferiore al 18%.

Chen and Shi (2014) hanno misurato le perdite di carico di GNL (gas naturale liquefatto) durante flusso bifase in un tubo liscio orizzontale con un diametro interno di 8 mm a 0.3-0.7 MPa. L'esperienza è stata condotta con portata di massa di 50-200 kg/m²*s, flusso di calore di 8-32 kW/m², e titolo di vapore di 0.16-0.83. L'effetto di titolo di vapore, flusso di calore, portata di massa e pressione interna sulla perdita di carico per attrito dei GNL sono stati discussi in questo elaborato. I dati sperimentali ottenuti sono stati poi comparati con i dati previsti da delle correlazioni esistenti. Tra i selezionati, i migliori sono risultati i modelli di Müller-Steinhagen e Heck (1986) e Friedel (1979).

Choi et al. (2009) in questo studio hanno esaminato le perdite di carico e il trasferimento di calore in flusso bifase per il propano, come refrigerante alternativo a lungo termine, in mini-canali orizzontali. I coefficienti di perdita di carico e di trasferimento di calore locali sono stati ottenuti per i flussi che vanno 5-20 kW/m², flussi di massa che vanno da 50-400 kg/m²*s, temperatura di saturazione di 10,5 e 0°C, e titolo fino a 1.0. La sezione di prova è composta da di tubi in acciaio inox con diametro interno di 1.5 mm e 3.0 mm, e lunghezza di 1000 mm e 2000 mm, rispettivamente. Il presente studio ha mostrato l'effetto della portata di massa, flusso di calore, diametro del tubo interno e la temperatura di saturazione sulla perdita di carico e coefficiente di scambio termico.

Cho et al. (2010) in questo studio presentano le caratteristiche di evaporazione e di trasferimento di calore di miscele refrigeranti CO₂/propano in tubi lisci orizzontali e verticali, e in tubi microfin. L'effetto della portata di massa (Fig. 12), del flusso di calore, della temperatura di ingresso e di diverse composizioni sono stati studiati e analizzati. È stato selezionato, per effettuare la prova, un tubo di rame con diametro esterno di 5 mm e lunghezza di 1,44 m, con i diametri medi interni delle provette di circa 4,0 mm e 4,13 millimetri, rispettivamente. I test sono stati condotti ad una portata di massa da 212 a 656 kg/m², flusso di calore da 15 a 60 kW/m², temperatura interna da -10 a 30°C, e per varie composizioni (75/25, 50/50, 25/75 % in peso). Tra le miscele di refrigerante esaminate di CO₂/propano, le caratteristiche di trasferimento di calore sono molto migliori di quelle di altre composizioni quando la composizione è 75/25 (% in peso). Infine, i coefficienti di scambio termico delle miscele di CO₂/propano nel tubo verticale sono superiori 5-10% di quelli in tubi orizzontali.

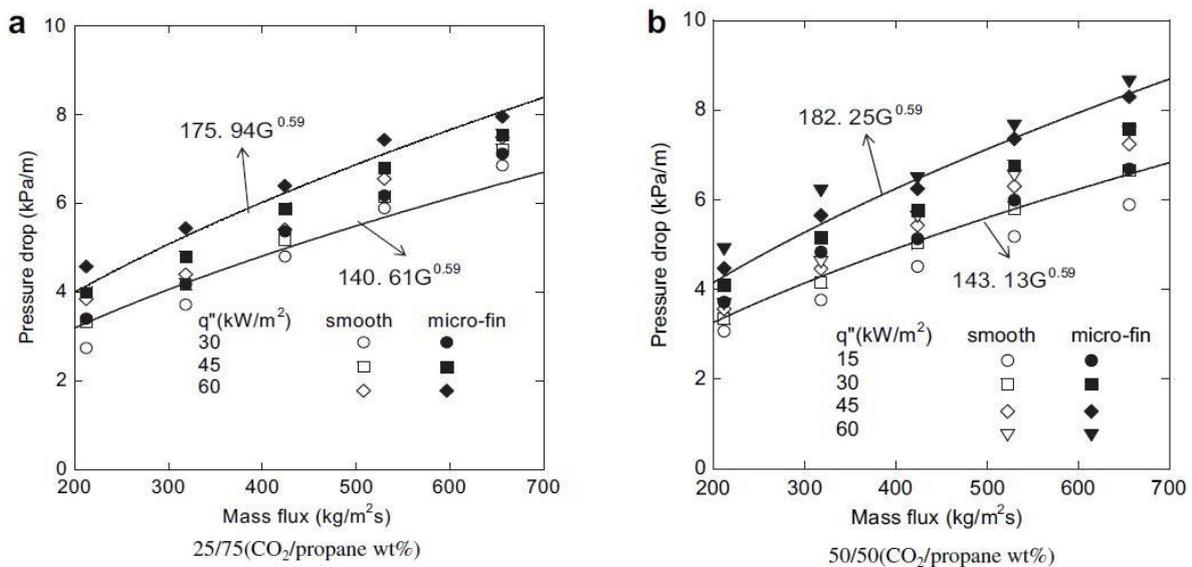


Figura 12 – Perdite di carico al variare della portata di massa.

Maqbol et al. (2013) riportano nel loro elaborato i risultati di flusso di trasferimento di calore in vaporizzazione e perdita di carico del propano in un mini-canale circolare in acciaio inossidabile avente diametro interno di 1.70 mm e una lunghezza, a caldo, di 245 mm. I dati per il trasferimento di calore in bifase e le perdite di carico sono stati ricavati alla temperatura di saturazione di 23, 33 43°C. Il flusso di calore variava da 5 a 280 kW/m² e la portata di massa da 100 a 500 kg/m²*s. I risultati mostrano come le perdite di carico per attrito aumentano, come previsto, con l'aumento della portata di massa, titolo di vapore e con la diminuzione della temperatura di saturazione. Il coefficiente di trasferimento di calore aumenta con l'aumento del flusso di calore e della temperatura di saturazione mentre la portata di massa e titolo di vapore risultano ininfluenti. Infine i risultati hanno mostrato come le correlazioni di Müller-Steinhagen e Heck (1986) e Friedel (1979) per le predite di carico per attrito in deflusso bifase e le correlazioni di Cooper e Liu e Winterton (1989) per il trasferimento del flusso di calore prevedano abbastanza bene i dati sperimentali.

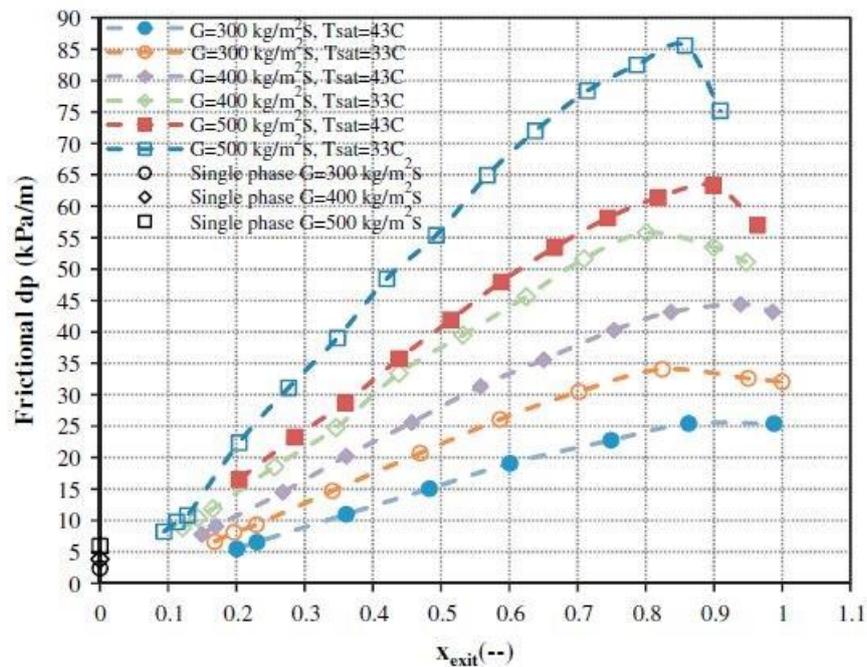


Figura 13 – Perdite di carico per attrito per deflusso in bifase (Maqbol et al. 2013).

Milkie (2014) presenta una panoramica dei dati sulle perdite di carico per attrito. I risultati sperimentali per n-pentano sono stati ottenuti con esperimenti in tubi con diametro interno di 7.75 e 14.45 mm e sono stati presentati per valutare le tendenze generali delle perdite di carico per attrito relazionate a portata di massa, titolo, e diametro. Infine, i risultati delle perdite di carico per attrito nel tubo di 7,75 millimetri di n-pentano, R245fa, e per la miscela zeotropica R245fa/n-pentano vengono presentati con una discussione sulle proprietà e sulla pressione del fluido che influenzano le perdite di carico per attrito.

Macdonald and Garimella (2016) in questo documento presentano i risultati di una ricerca sperimentale di sulla condensazione del propano all'interno di tubi orizzontali a tre flussi di massa, due diametri per i tubi e ridotte pressioni di 0,25-0,95. Sono stati quindi discussi gli andamenti del coefficiente di trasferimento di calore e delle perdite di carico per attrito per le condizioni sopra citate e successivamente i risultati sono stati paragonati con i migliori modelli presenti in letteratura. È stato notato un piccolo aumento nel coefficiente di scambio termico con il diametro del tubo, che risulta essere una tendenza diversa da quella prevista dalla maggior parte delle correlazioni. Nessuna correlazione presente in letteratura avrebbe predetto tutti i risultati di questo studio adeguatamente. Inoltre, nessuna correlazione predice adeguatamente le perdite di carico per attrito misurate in questo studio.

2.2 Studi su refrigeranti eseguiti in tubo Microfin

Dopo l'invenzione da parte di Fujie et al. (1977), i tubi microaletti hanno ricevuto molta attenzione perché possono assicurare coefficienti di scambio termico maggiori rispetto ai tubi lisci, con un aumento relativamente piccolo di perdita di carico. Inoltre, mediante le alette lungo la circonferenza del tubo, i tubi microfin agevolano la transizione anulare del regime, con conseguente aumento del coefficiente di scambio termico. Più recentemente, tubi microaletti con diametro interno inferiore a 5 mm, come quello mostrato in figura 14, stanno diventando sempre più popolari perché possono essere usati nella prossima generazione dei sistemi di condizionamento e refrigerazione, portando a scambiatori di calore più compatti e più efficienti. Inoltre, l'uso di questi tubi microaletti può comportare una notevole riduzione della carica di refrigerante presente nel sistema. Per queste ragioni, i grandi produttori stanno esplorando la possibilità di utilizzare i tubi microfin su grande scala.

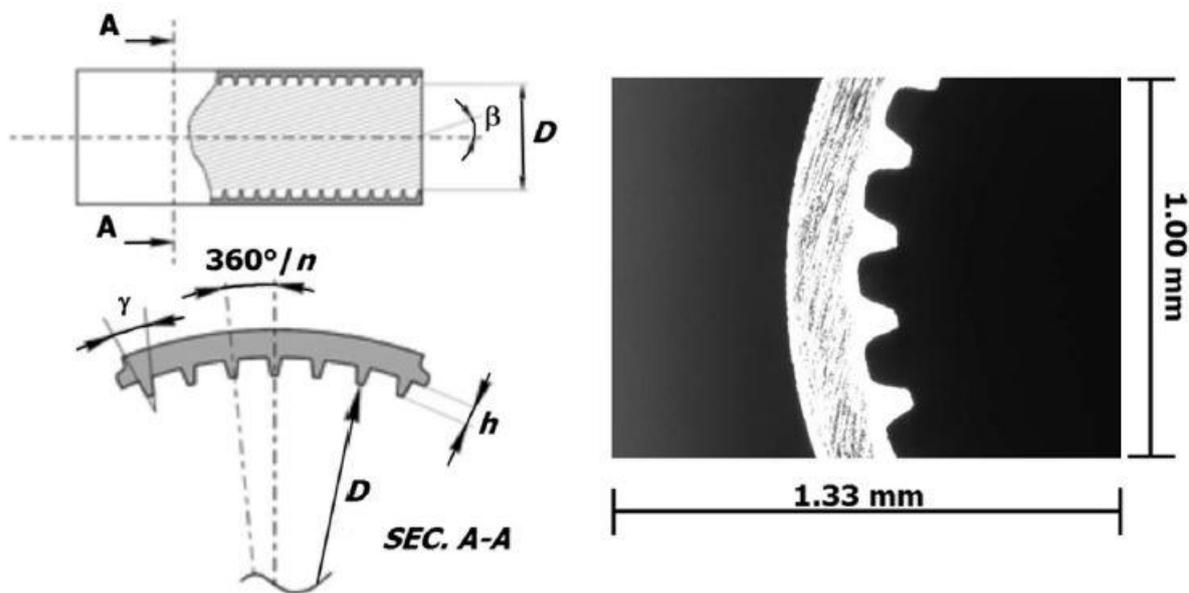


Figura 14 - Caratteristiche geometriche (a sinistra) e immagine di una sezione trasversale (a destra) di un tubo Microfin (Diani et al. 2015).

Diani et al. (2015) presentano in questo articolo i risultati sperimentali fatti su di un flusso di R1234yf in ebollizione all'interno di un tubo Microfin. Quest'ultimo ha un diametro interno sulla punta dell'aletta di 3.4 mm e un diametro esterno di 4.0 mm; sono presenti 40 alette e ciascuna aletta è alta 0.12 mm. Dalle misure sperimentali è stato possibile calcolare i coefficienti di trasferimento di calore, le perdite di carico per attrito, e il titolo di vapore al momento della comparsa del fenomeno dryout. La portata di massa è stata fatta variare da 190 al 940 kg/m²*s, il flusso di calore da 10 a 50 kW/m², il titolo di vapore dal 0.10 a 0.99, e la temperatura di saturazione all'ingresso della sezione di prova è stata mantenuta costante pari a 30°C. I risultati sperimentali sono stati confrontati con i valori previsti dalle correlazioni empiriche disponibili in letteratura.

Mancin et al. (2016) in questo documento presentano le misure di trasferimento di calore e perdite di carico per un flusso di R134a in ebollizione all'interno di un tubo Microfin con diametro interno di 4,3 mm. Il tubo Microfin è stato brasato all'interno di una piastra di rame e riscaldato elettricamente dal basso per mezzo di una resistenza. Diversi tipi di termocoppie sono state inserite nella parete per misurare la distribuzione di temperatura durante il processo di cambiamento di fase. In particolare, le misure sperimentali sono state

condotte a temperatura costante di saturazione in ingresso di 30 ° C, variando la portata di massa del refrigerante tra 100 kg/m²*s e 800 kg/m²*s, e il titolo di vapore da 0,1 a 0.95 a quattro differenti flussi di calore: 15, 30, 60 e 90 kW/m². I risultati sperimentali sono riportati in termini di coefficiente di scambio termico in bifase, titolo di vapore al momento della comparsa del dryout, e perdita di carico per attrito.

Kondou et al. (2014) hanno investigato le caratteristiche di trasferimento di calore di una miscela refrigerante a basso indice GWP, precisamente R744/R32/R1234ze(E), in un tubo orizzontale di tipo Microfin. Il coefficiente di trasferimento termico in condensazione di R744/R32/R1234ze(E) (9/29/62 % in peso) risulta minore di quello di altre miscele, come R744/R32/R1234ze(E) (4/43/53 % in peso), R32/R1234ze(E) (30/70 % in peso), e (40/60 % in peso) alla temperatura media di saturazione di 40°C, portata di massa di 200 kg/m²*s, e flusso di calore di 10 kW/m². L'entità del coefficiente di scambio termico diminuisce fortemente con il calo di temperatura. Alla temperatura media di saturazione di 10°C, il coefficiente di scambio termico di evaporazione di R744/R32/R1234ze(E) (9/29/62 % in peso) risulta leggermente minore rispetto a quello delle altre miscele studiate. Le perdite di carico ottenute sperimentalmente concordano abbastanza bene con le previsioni proposte per i singoli componenti.

Kondou et al. (2014) presentano in questo studio i dati sperimentali ottenuti per il coefficiente di trasferimento di calore e il gradiente di pressione dei refrigeranti R1234ze(E) e R1234ze(Z) in un tubo orizzontale Microfin misurato a temperature di 65°C per la condensazione e 30°C per evaporazione, come si può vedere in figura 15. Per la condensazione, il coefficiente di trasferimento di calore e il gradiente di pressione di R1234ze(Z) sono superiori a quelli di R1234ze(E), soprattutto a causa della velocità di vapore superiore, conducibilità termica più elevata del liquido e calore latente rispetto a quelli di R134a e R1234ze(E). Per il caso dell'evaporazione, il coefficiente di trasmissione termica dell'R1234ze(Z) è risultato leggermente superiore a quello di R134a e R1234ze(E), ma solo per il titolo di vapore più elevato. Tuttavia, il gradiente di pressione di R1234ze(Z) era notevolmente superiore a quello di R134a e R1234ze(E). Un confronto tra i valori sperimentali e previsti convalidano il fatto che il coefficiente di scambio termico (HTC) e gradiente di pressione di R1234ze(E) e R123ze(E) può essere previsto con precisione utilizzando le correlazioni esistenti e le previsioni attualmente disponibili per le proprietà termofisiche.

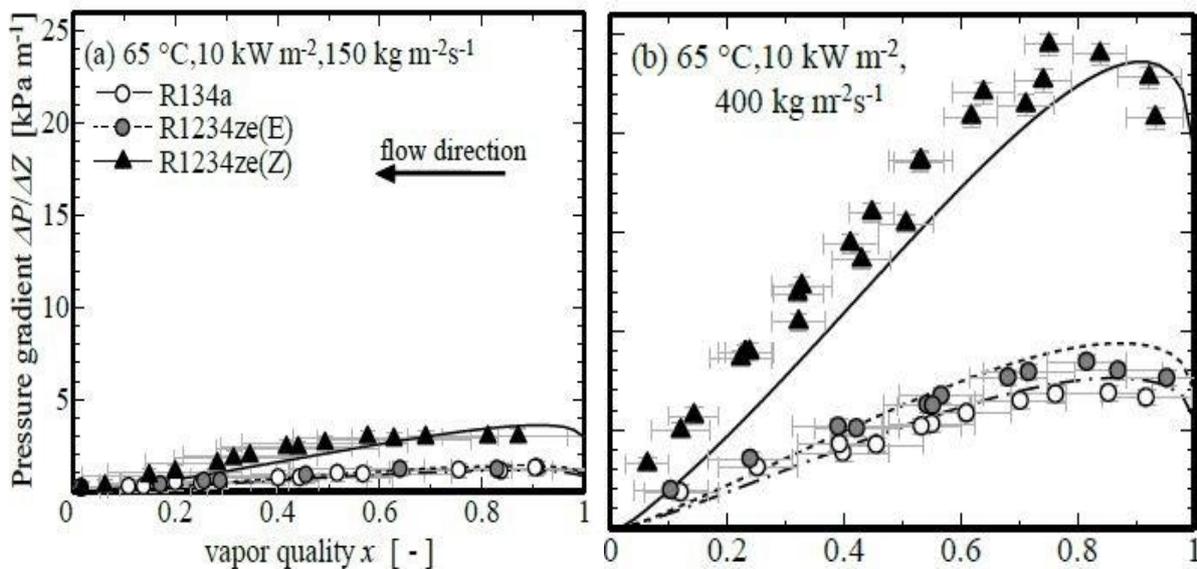


Figura 15 – Perdite di carico per portate di massa differenti (Kondou et al. 2014)

Baba et al. (2012) hanno investigato, nel presente studio, il trasferimento di calore per un flusso in ebollizione di R1234ze(E), R32 e la miscela zeotropica R1234ze(E)/R32 (50/50% in massa) in un tubo orizzontale Microfin per chiarire le perdite di carico e le caratteristiche di trasferimento di calore. Il tubo Microfin in cui è stato eseguito il test era fatto di rame, e la sua geometria era: 6.00 mm di diametro esterno, 5.21 mm di diametro interno medio, 0.26 mm di altezza dell'aletta e 20 gradi dell'angolo di spirale. Gli esperimenti sono condotti nel range di portata di massa da 150 kg a 400 kg/m²*s ad una temperatura di ingresso costante di 10°C. Gli effetti della portata di massa e la differenza di refrigeranti sullo scambio termico e le caratteristiche di perdite di carico per attrito sono chiarite. La perdita di carico misurata e le caratteristiche di trasferimento di calore di refrigeranti puri sono state inoltre confrontate con alcune correlazioni.

CAPITOLO 3

In questo capitolo si analizzeranno i dati raccolti tramite un confronto tra le perdite di carico per attrito di diversi refrigeranti e tra diversi autori a parità di refrigerante, valutando l'errore percentuale tra i dati ottenuti sperimentalmente e quelli derivati da tre modelli di correlazione. Come per il capitolo precedente, anche questo verrà suddiviso in studio per prove in tubo liscio e studio per prove in tubo Microfin.

3.1 Analisi dei dati ottenuti per tubo liscio

Tabella 4 – Fluidi, condizioni di prova e numero di punti valutati per l'analisi di perdite di carico in tubo liscio.

Autore	Fluido/i	Diametro interno [mm]	G [kg/m ² *s]	t _{sat} [°C]	Numero di punti presi
Longo et al. (2016)	R410A R32	4	200 - 800	20	308
Longo et al. (2016)	R1234ze(E) R134a	4	200 - 600	10, 15, 20	273
Wang et al. (2012)	R1234yf	4	100, 200, 300, 400	45	8
Qiu et al. (2015)	R1234ze(E) isobutano	8	200 - 400	20	34
Liu and Li (2016)	Propano R1234ze(E) R22	0.95	200 - 500	40, 50	138
Liu and Li (2016)	R32	1.15	400 - 600	40, 50	35
Huang et al. (2016)	R1233zd(E)	10	500 - 2750	35	126
Hossain et al. (2012)	R1234ze(E) R32 R410A	4.35	200 - 350	40	42
Grauso et al. (2013)	R1234ze(E) R134a	6	200, 250, 350, 500	7/-2.6, 12/-2.9	557

De Col et al. (2015)	R1234ze(E) R134a	0.96	200, 400, 800	40	86
De Col et al. (2010)	R1234yf R134a	0.96	400, 600, 800	40	44
Anwar et al. (2015)	R1234yf R134a	2	400 - 500	27	70
Chen and Shi (2014)	GPL	8	50, 100, 150, 200	-146, -131	74
Choi et al. (2009)	Propano	1.5, 3	50, 100, 150, 200	27	13
De Col et al. (2014)	Propano	0.96	200, 400, 600, 800	40	48
Macdonald and Garimella (2016)	Propano	7.75, 15.45	150, 300, 450	30, 45, 60, 75, 85, 94	311
Maqbol et al. (2013)	Propano	1.7	300, 400, 500	33, 43	66
Milkie (2014)	R245fa Pentano	7.75, 14.75	100, 150, 300, 450, 600	20, 45, 70, 60, 75	358
Park et al. (2008)	R22 Propilene Propano DME Isobutano	0.88	200	40	43
Wang et al. (2014)	Propano	6	62, 73, 80, 104	-35, -14.1, -1.9	60
Zhuang et al. (2016)	Etano	4	100, 102, 153, 157, 163, 203, 254, 255	-30, -15, -5, 3	239

Si ricorrerà all'utilizzo di tre modelli di correlazione presenti in letteratura. Questo per capire quale sia il più efficiente nel predire i risultati reali per un certo fluido in determinate condizioni operative, così da poter evitare in un futuro lunghe e dispendiose prove sperimentali per comprenderne l'efficienza. I tre modelli sono:

Friedel (1979):

$$(dP/dz)_F = (dP/dz)_{fo} \phi^2_{fo} \quad (2)$$

$$\phi^2_{fo} = (1-x)^2 + x^2(v_g/v_f)(f_{go}/f_{fo}) + 3.24x^{0.78}(1-x)^{0.224}(v_g/v_f)^{0.91}(\mu_g/\mu_f)^{0.19}(1-\mu_g/\mu_f)^{0.7}Fr_{tp}^{-0.045}We_{tp}^{-0.035} \quad (3a)$$

$$Fr_{tp} = (G^2/gD_h\rho_H^2), We_{tp} = (G^2D_h/\sigma\rho_H), \rho_H = (1/xv_g+(1-x)v_f) \quad (3b)$$

Müller-Steinhagen and Heck (1986):

$$(dP/dz)_F = \{ (dP/dz)_{fo} + 2 [(dP/dz)_{go} - (dP/dz)_{fo}] x \} (1-x)^{1/3} + (dP/dz)_{go} x^3 \quad (4)$$

Sun and Mishima (2009):

$$\text{For } Re_f < 2000 \text{ and } Re_g < 2000 \quad (5a), \quad Re_f = G(1-x)D_h/\mu_f \quad (5b), \quad Re_f = GxD_h/\mu_g \quad (5c)$$

N_{conf} = Confinement number. X = Lockhart-Martinelli parameter

$$(dP/dz)_F = (dP/dz)_f \phi^2_f, \phi^2_f = 1 + C/X + 1/X^2 \quad (6), C = 26 (1 + Re_f/1000) [1 - \exp(-0.153/0.27N_{conf} + 0.8)] \quad (7)$$

For $Re_f < 2000$ and $Re_g < 2000$

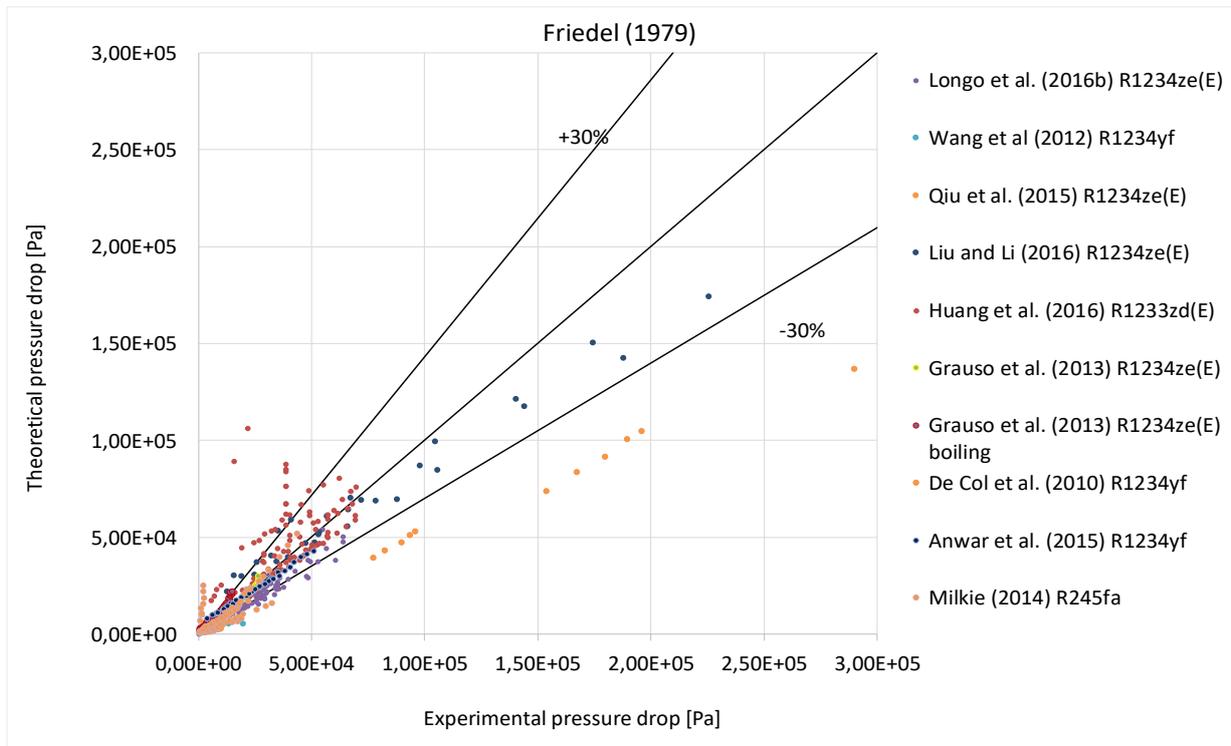
$$(dP/dz)_F = (dP/dz)_f \phi^2_f, \phi^2_f = 1 + C/X^{0.19} + 1/X^2, C = 1.79(Re_g/Re_f)^{0.4}[(1-x)/x]^{0.5} \quad (8)$$

In questo scritto, per valutare i comportamenti dei vari fluidi e l'efficienza dei modelli, si ricorre all'utilizzo di grafici contenenti i dati raccolti sperimentalmente in ascissa e i dati ricavati dai modelli in ordinata. Più i valori calcolati attraverso i modelli saranno simili a quelli sperimentalmente, più i punti sui grafici si avvicineranno alla bisettrice di quest'ultimi. Sono stati inseriti altri due assi, con inizio nell'origine, che formano una forbice attorno alla bisettrice con un discostamento pari al +/- 30% rispetto al valore ideale. Infatti questa è la percentuale di discostamento massimo che viene considerata accettabile in questo studio.

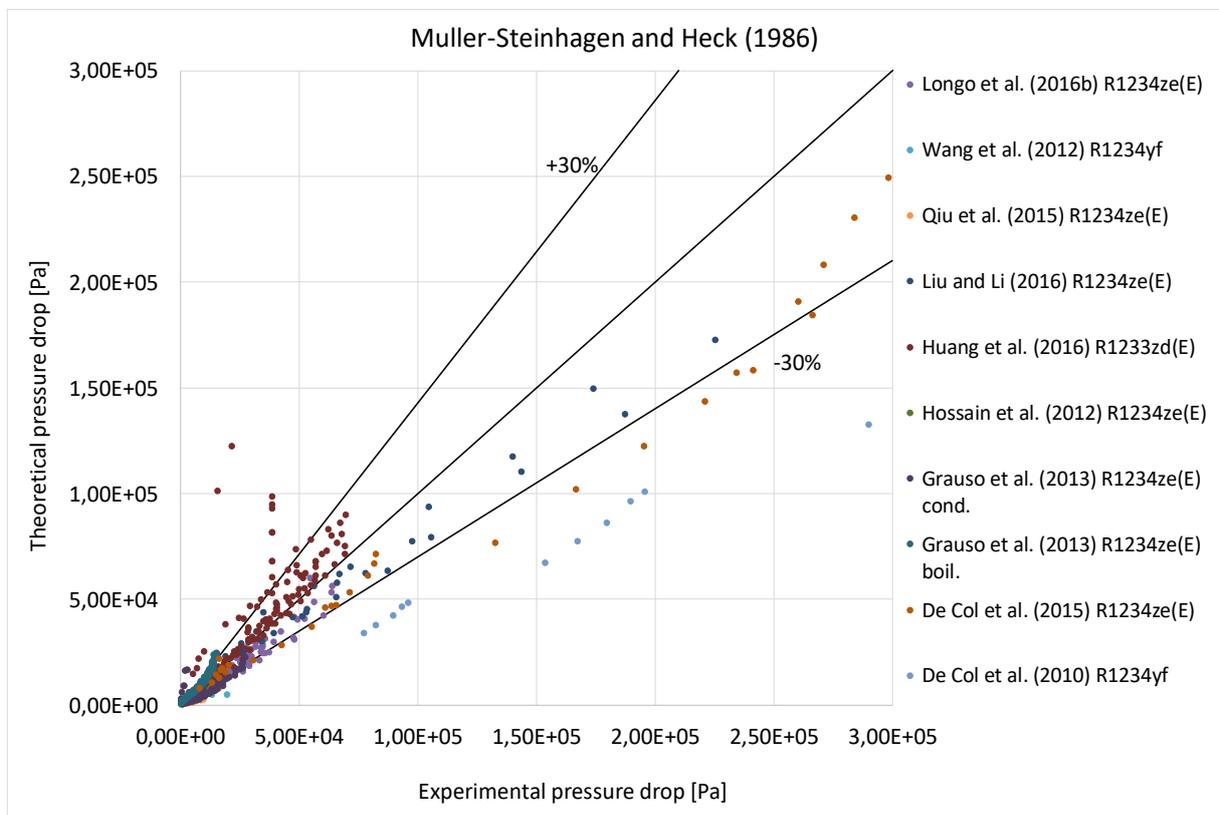
L'analisi del modello verrà effettuata per punti con perdite di carico più alte e per punti con perdite di carico più basse. Questo perché una correlazione può andare bene per perdite di carico alte e magari non così tanto bene per altre più basse, oppure il contrario. Infatti, essendo modelli di derivazione empirica, non sono in grado di coprire tutto il campo di valori esistenti ma funzionano meglio per il range per il quale sono stati implementati.

3.1.1 Analisi grafici

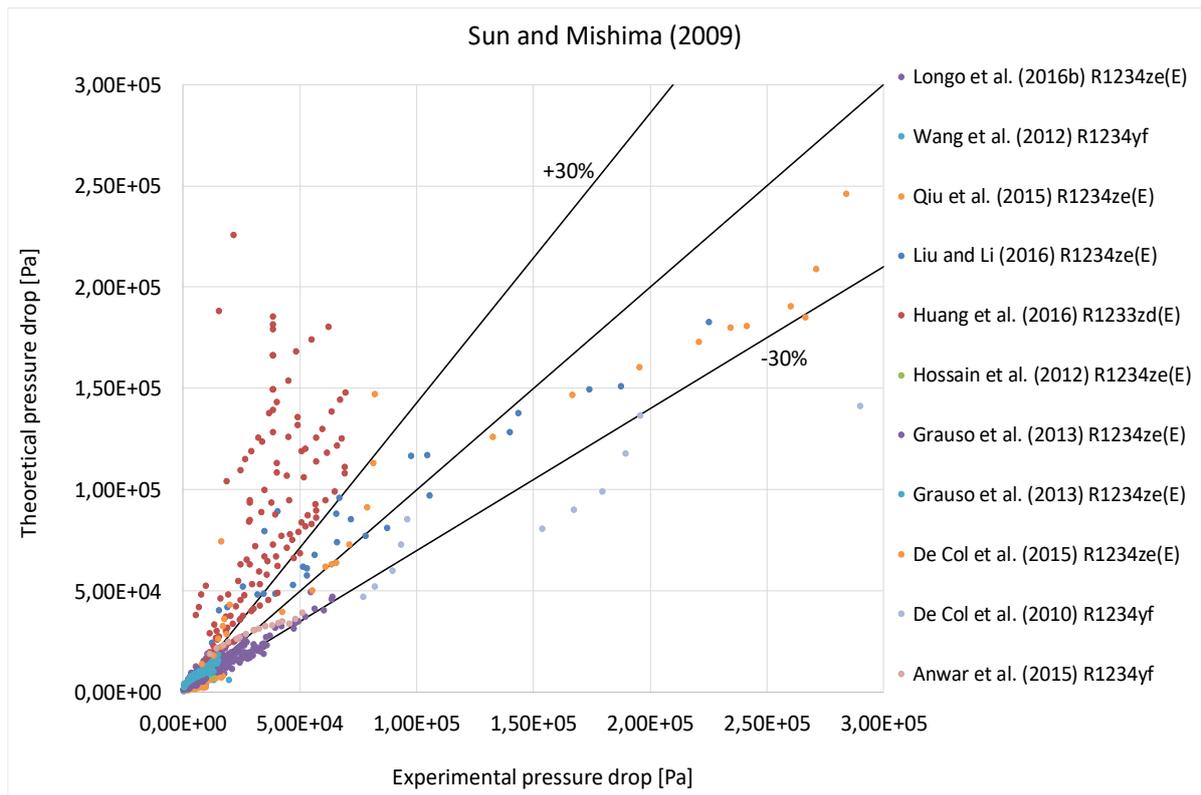
Analisi dei grafici per gli HydroFluoroOlefin (HFO) ad elevate perdite di carico secondo i modelli di Friedel (1979), Müller-Steinhagen and Heck (1986) e Sun and Mishima (2009):



(a)



(b)

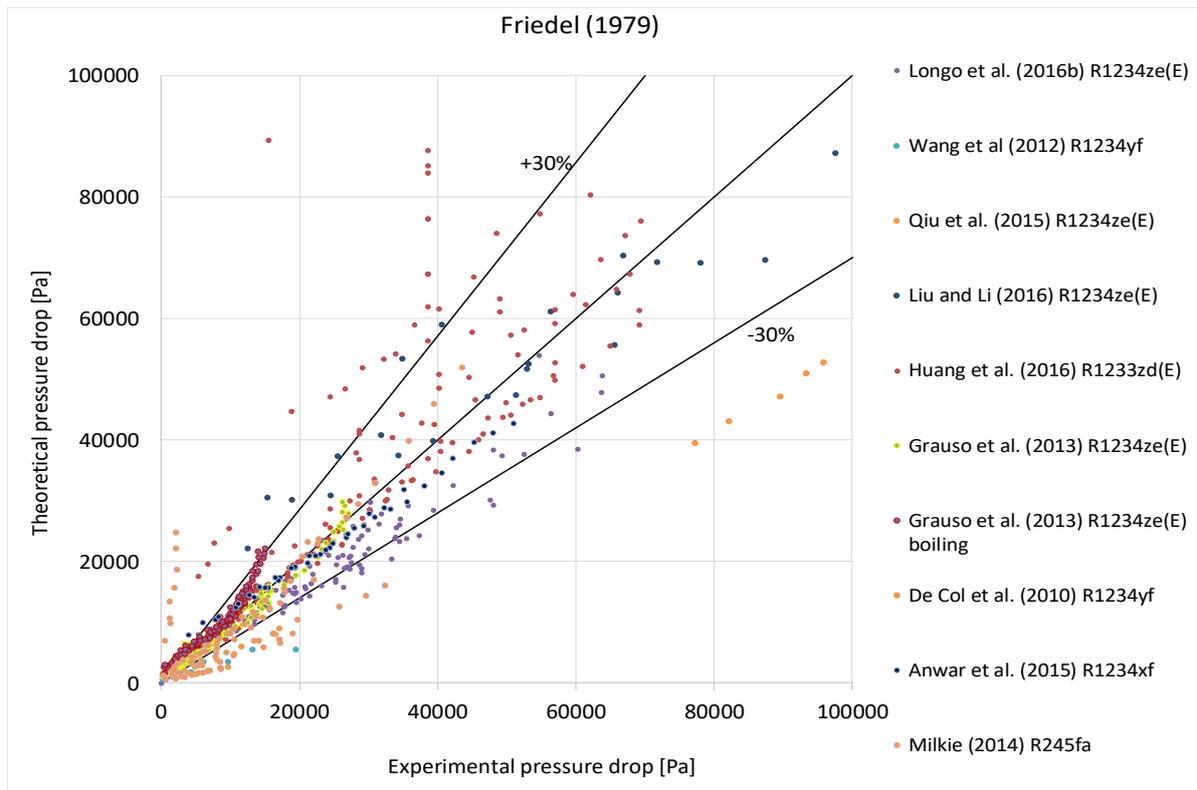


(c)

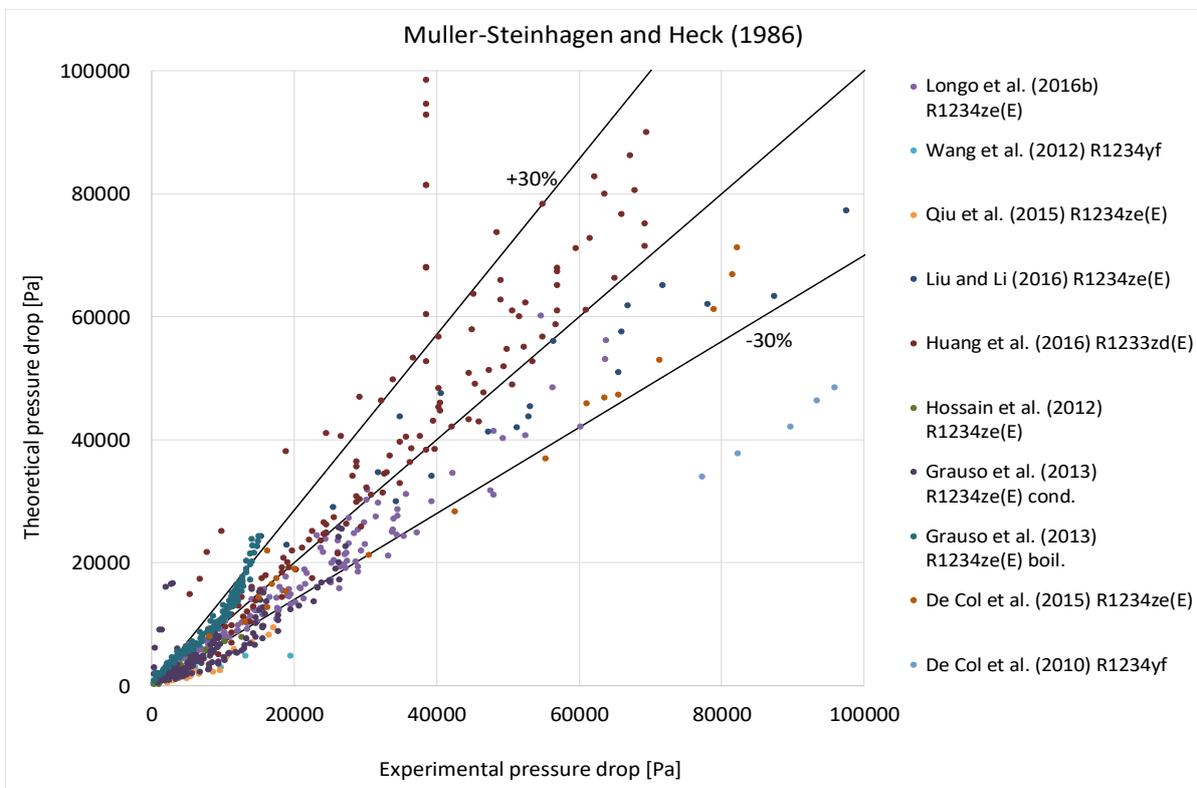
Figura 16 – Grafici che rapportano i dati sperimentali con dati che derivano dai modelli di (a) Friedel (1979), (b) Müller-Steinhagen and Heck (1976), e (c) Sun and Mishima (2009) per i fluidi refrigeranti HFO ad elevate perdite di carico.

Dai grafici (figura 16) si nota come Friedel (1979) sia la correlazione migliore prendendo in considerazione elevate perdite di carico, presentando un errore dell'8% rispetto al valore sperimentale; anche il modello di Müller-Steinhagen and Heck (1986) è da considerarsi valido (17%), mentre quello di Sun and Mishima (2009) presenta un discostamento troppo elevato con questi valori di perdite di carico. Si potrebbe dire che quest'ultimo sovrastimi i risultati sperimentali, ma è importante mettere in evidenza che solo per quelli di un solo autore questo comportamento è così marcato, con errori % dell'ordine del 40%, mentre per gli altri si nota una dispersione minore del 30% e quindi accettabile.

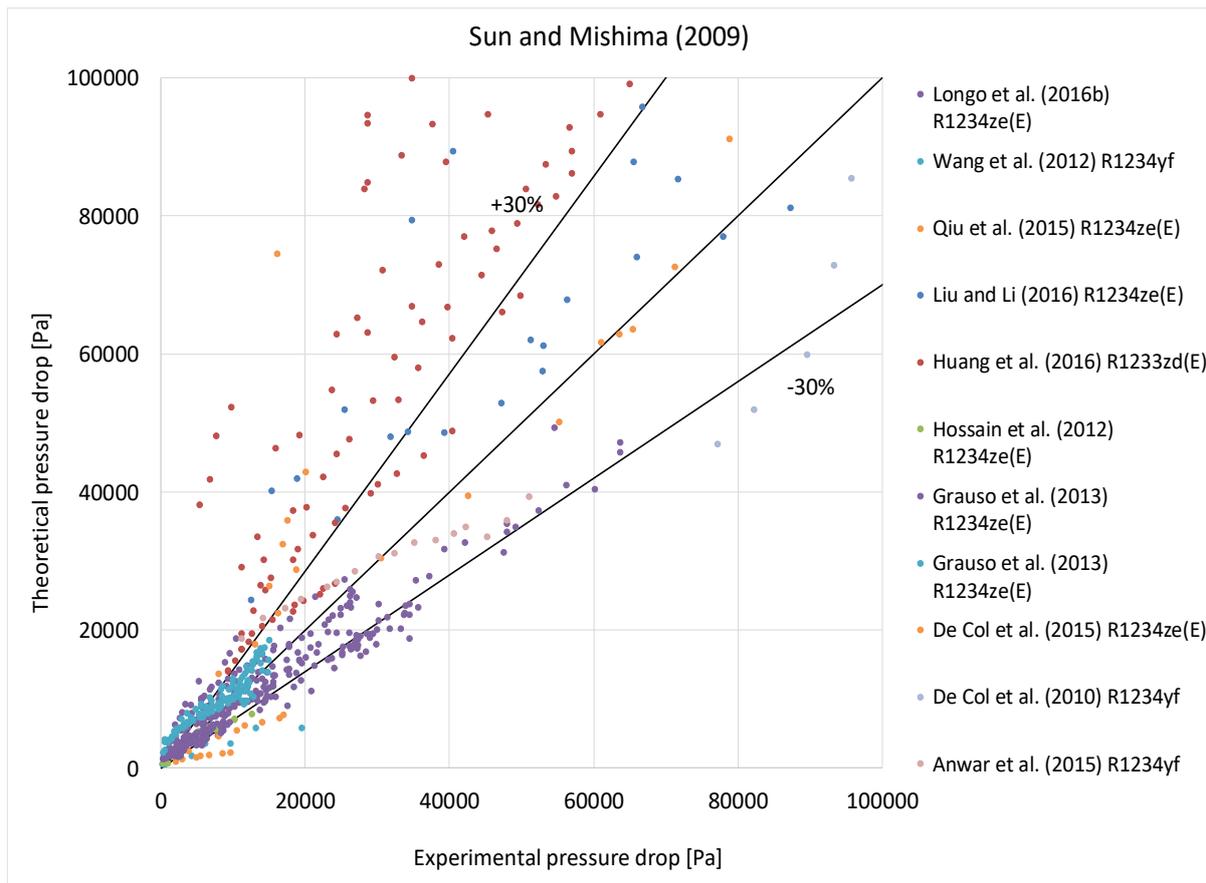
Analisi dei grafici per gli HFO a basse perdite di carico secondo i modelli di Friedel (1979), Müller-Steinhagen and Heck (1986) e Sun and Mishima (2009):



(a)



(b)



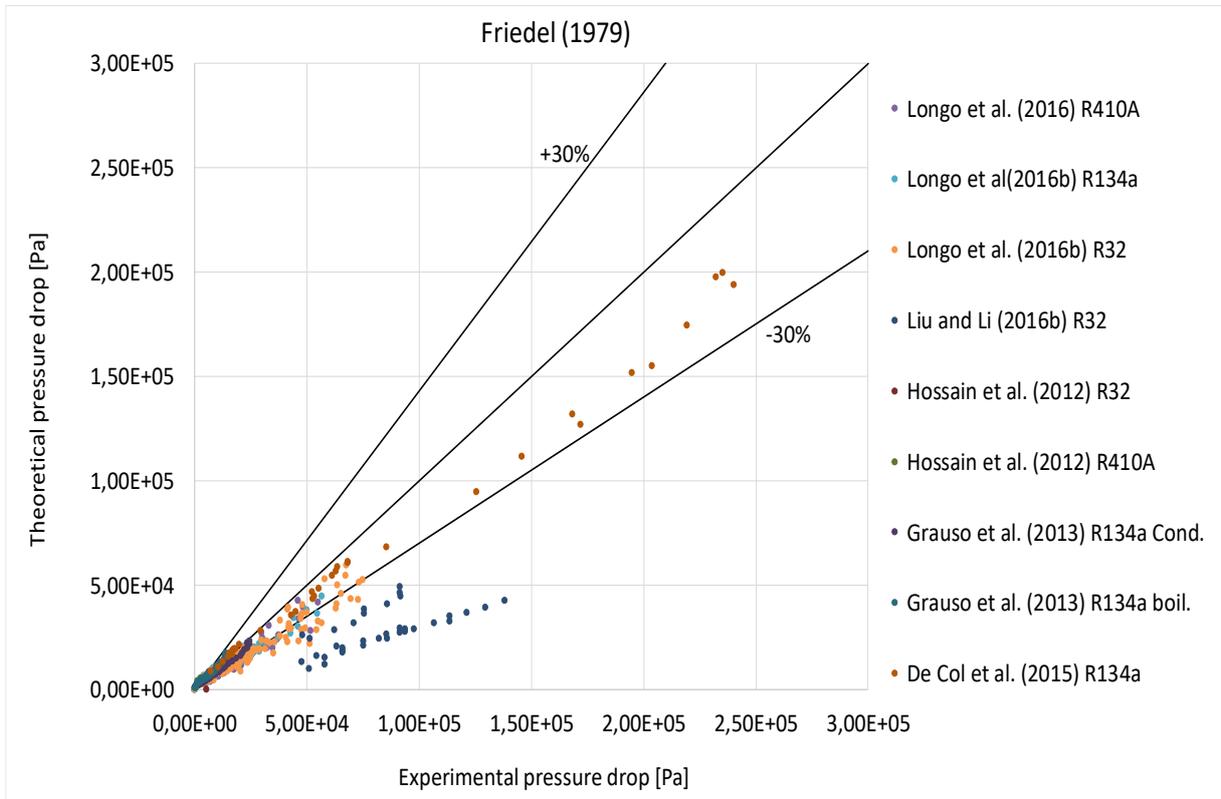
(c)

Figura 17 – Grafici che riportano i dati sperimentali con dati che derivano dai modelli di (a) Friedel (1979), (b) Müller-Steinhagen and Heck (1976), e (c) Sun and Mishima (2009) per i fluidi refrigeranti HFO per basse perdite di carico.

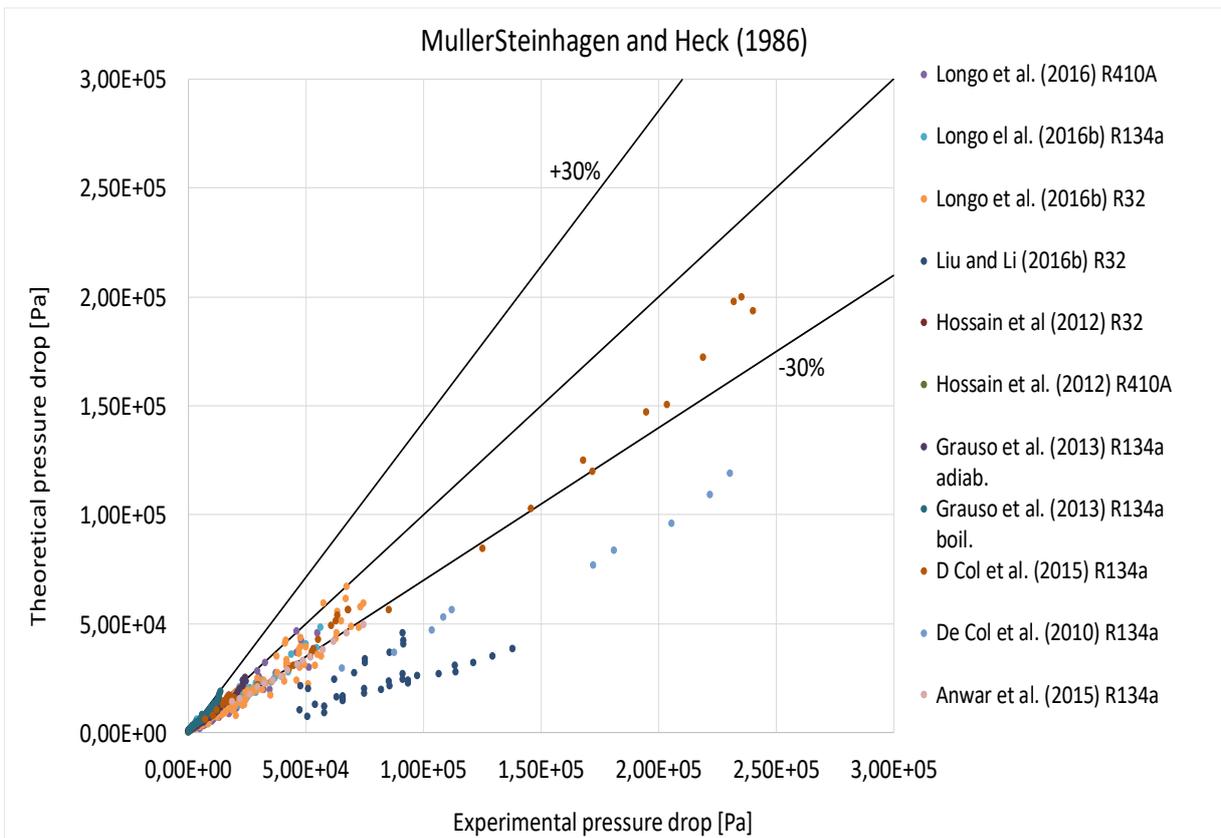
Per perdite di carico relativamente basse (figura 17) il modello di Friedel (1979) risulta essere ancora molto efficiente mantenendo gli errori all'interno del +/-30%. Quello di Müller-Steinhagen and Heck (1986) si può considerare al livello del precedente. Infine il modello di Sun and Mishima (2009) per basse perdite di carico è caratterizzato da una dispersione dei dati assai maggiore rispetto alla forbice per cui sarebbe considerato accettabile, ma bisogna comunque tener conto del ragionamento fatto per lo studio eseguito per elevate perdite di carico per la medesima famiglia di fluidi. Infatti, tolto un autore, il modello risulta essere quasi il migliore, con un errore medio percentuale de 15%.

Si nota comunque come tutti e tre i modelli, a perdite di carico minori di 4 kPa, siano molto inadeguati, caratterizzati da discostamenti anche del 40/50%.

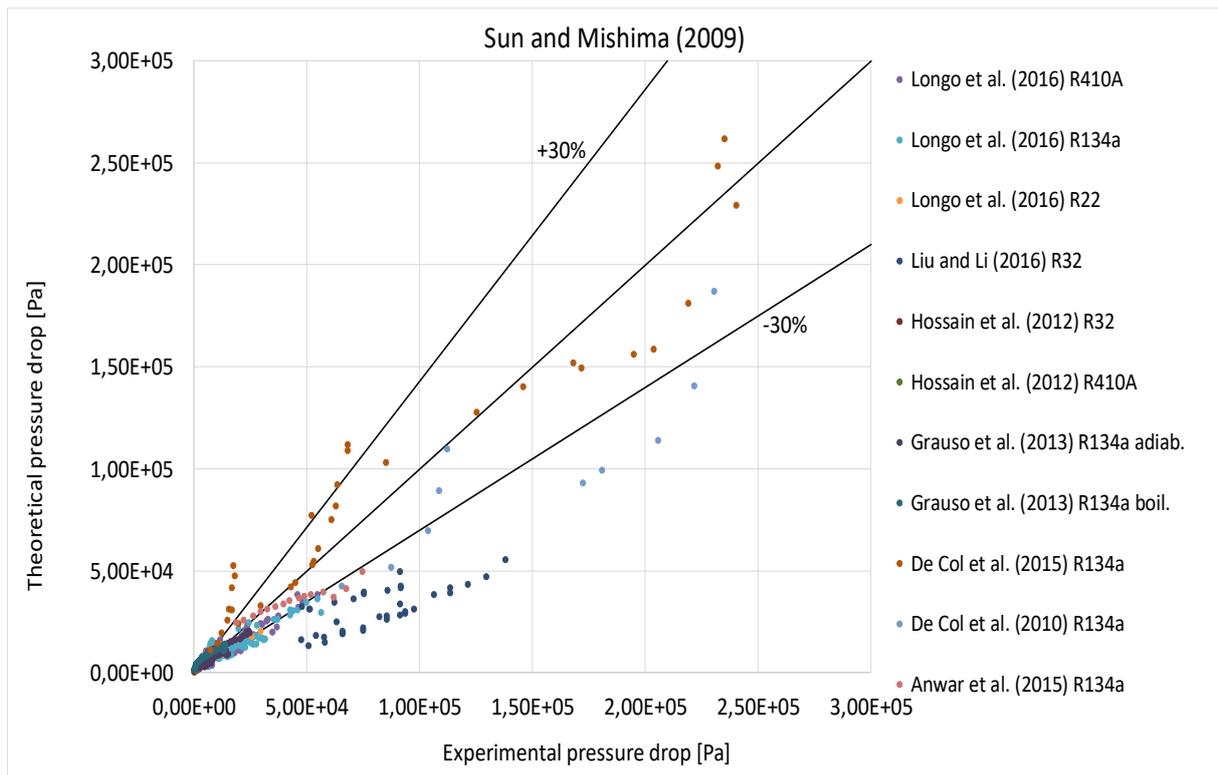
Analisi dei grafici per fluidi refrigeranti tradizionali ad elevate perdite di carico secondo i modelli di Friedel (1979), Müller-Steinhagen and Heck (1986) e Sun and Mishima (2009):



(a)



(b)

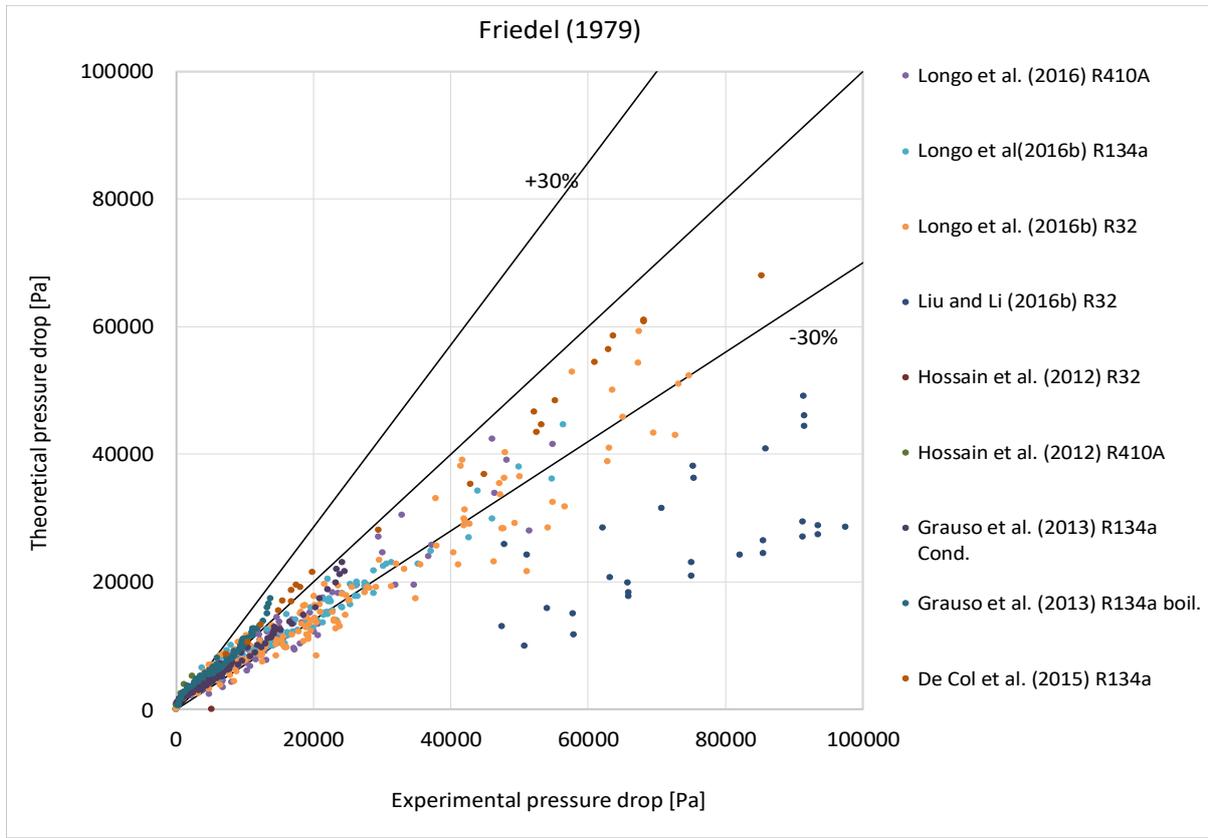


(c)

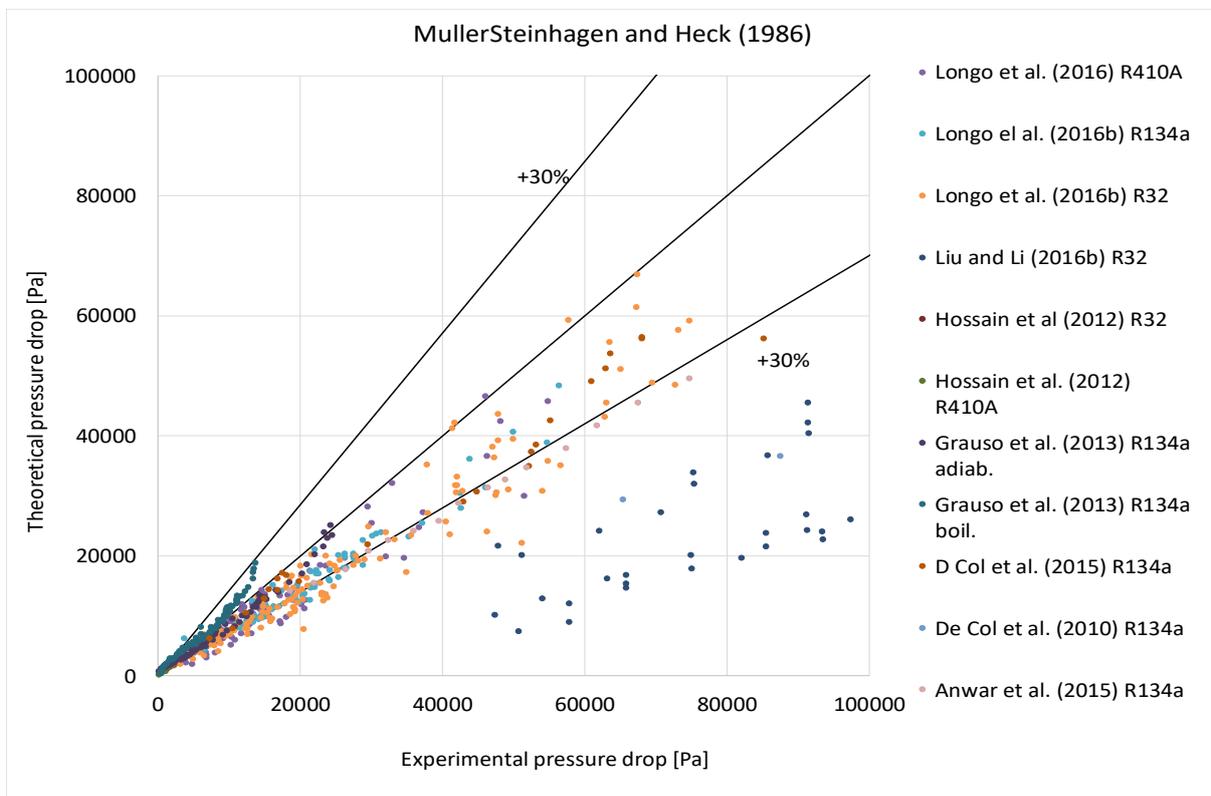
Figura 18 – Grafici che rapportano i dati sperimentali con dati che derivano dai modelli di (a) Friedel (1979), (b) Müller-Steinhagen and Heck (1976), e (c) Sun and Mishima (2009) per i fluidi refrigeranti tradizionali per elevate perdite di carico.

In tutti e tre i casi c'è una rilevante dispersione. I modelli di Friedel (1979) e Müller-Steinhagen and Heck (1986) sono leggermente migliori di quello di Sun and Mishima (2009), ma in entrambi i casi le correlazioni sottostimano almeno del 20/30% in più del limite preso in considerazione. In particolare per perdite di carico superiori ai 50 kPa.

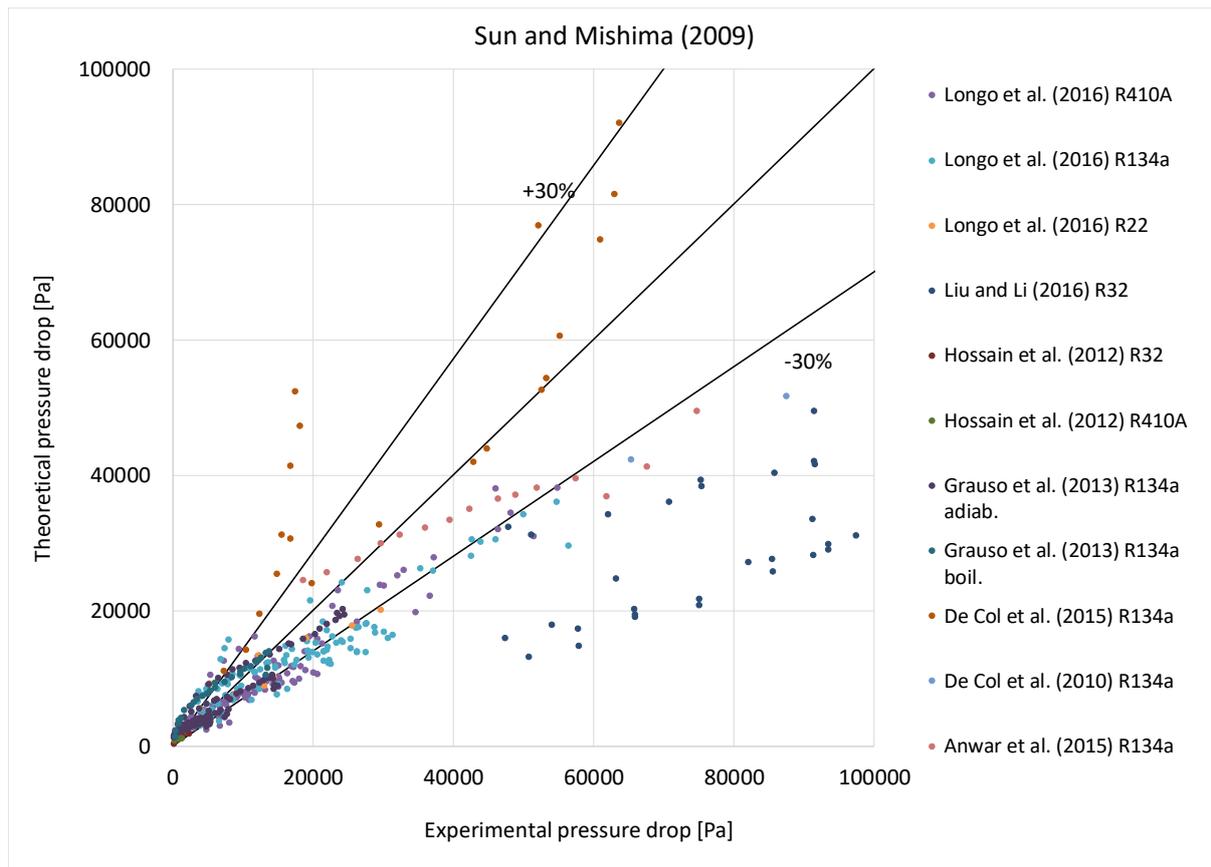
Analisi dei grafici per fluidi refrigeranti tradizionali a basse perdite di carico secondo i modelli di Friedel (1979), Müller-Steinhagen and Heck (1986) e Sun and Mishima (2009):



(a)



(b)

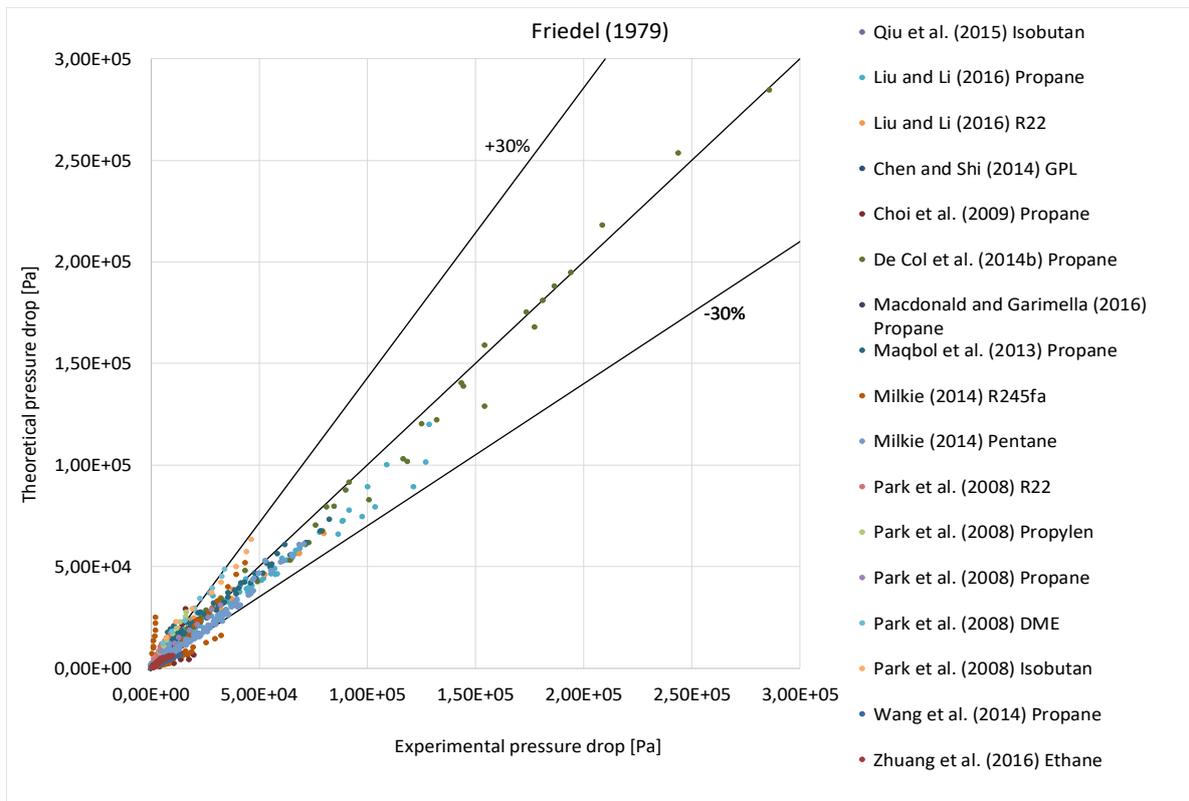


(c)

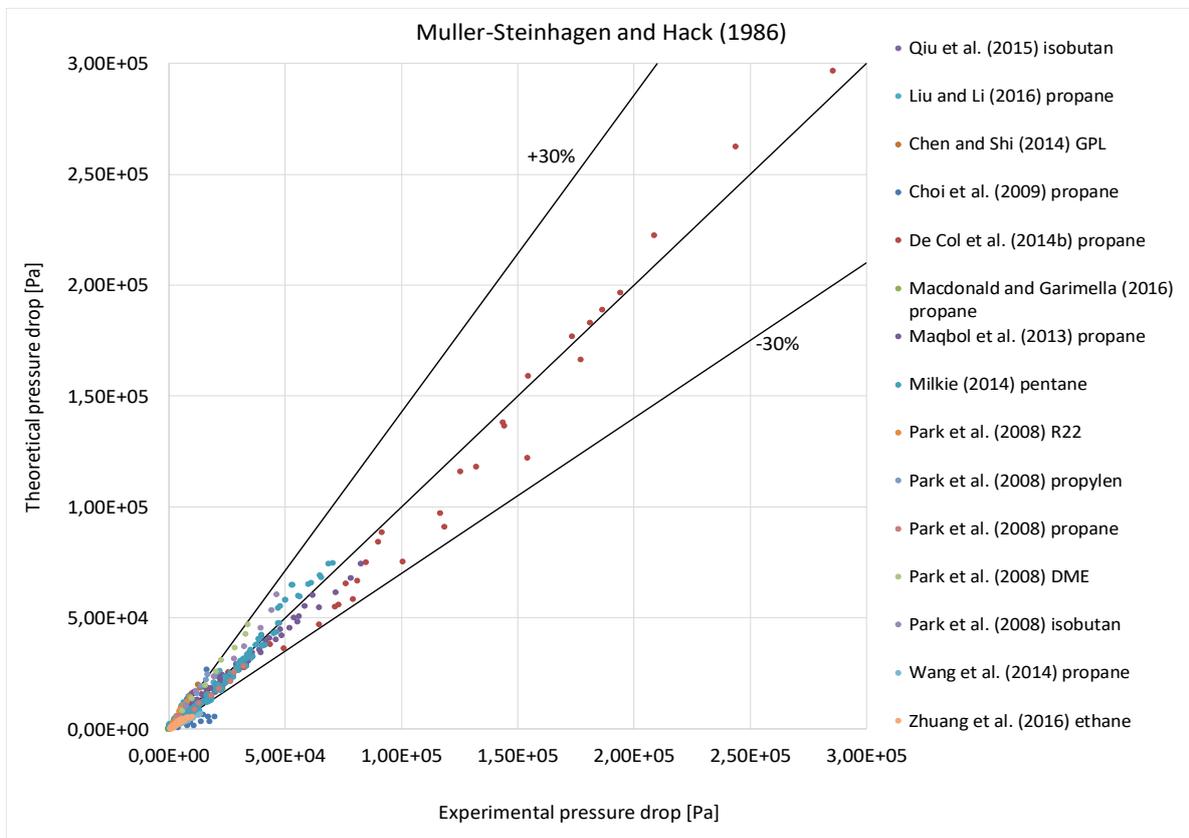
Figura 19 – Grafici che rapportano i dati sperimentali con dati che derivano dai modelli di (a) Friedel (1979), (b) Müller-Steinhagen and Heck (1976), e (c) Sun and Mishima (2009) per fluidi refrigeranti tradizionali per basse perdite di carico.

Sotto i 3 kPa il modello di Friedel (1979) sovrastima; successivamente, fino a 20 kPa, risulta essere abbastanza efficiente. Il modello di Müller-Steinhagen and Heck (1986) ha un comportamento molto simile a quello precedente fino a perdite di carico nell'ordine di 3 kPa ma, a differenza della correlazione di Friedel (1979), inizia a sottostimare fino a 20 kPa per valori di circa 15%. Il modello di Sun and Mishima (2009) è caratterizzato sia a basse che ad alte perdite di carico da una dispersione che non lo può mettere in competizione con le altre due correlazioni.

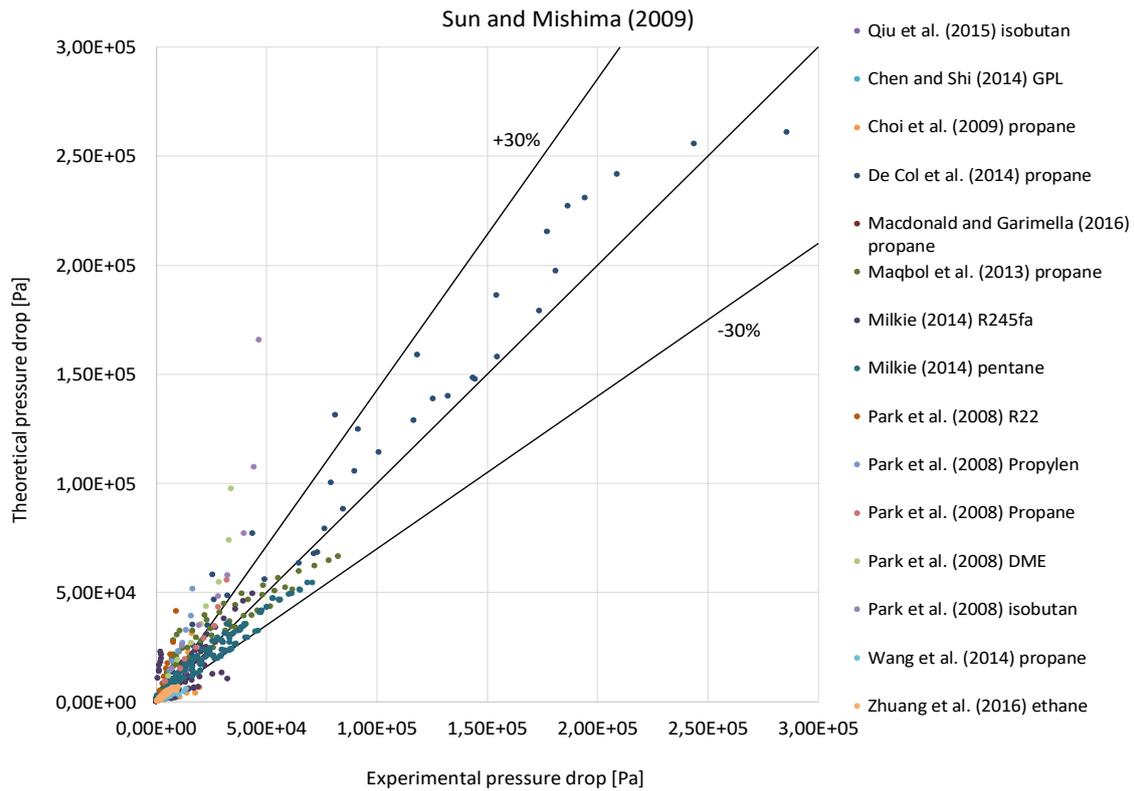
Analisi dei grafici per gli idrocarburi ad elevate perdite di carico secondo i modelli di Friedel (1979), e Sun and Mishima (2009):



(a)



(b)

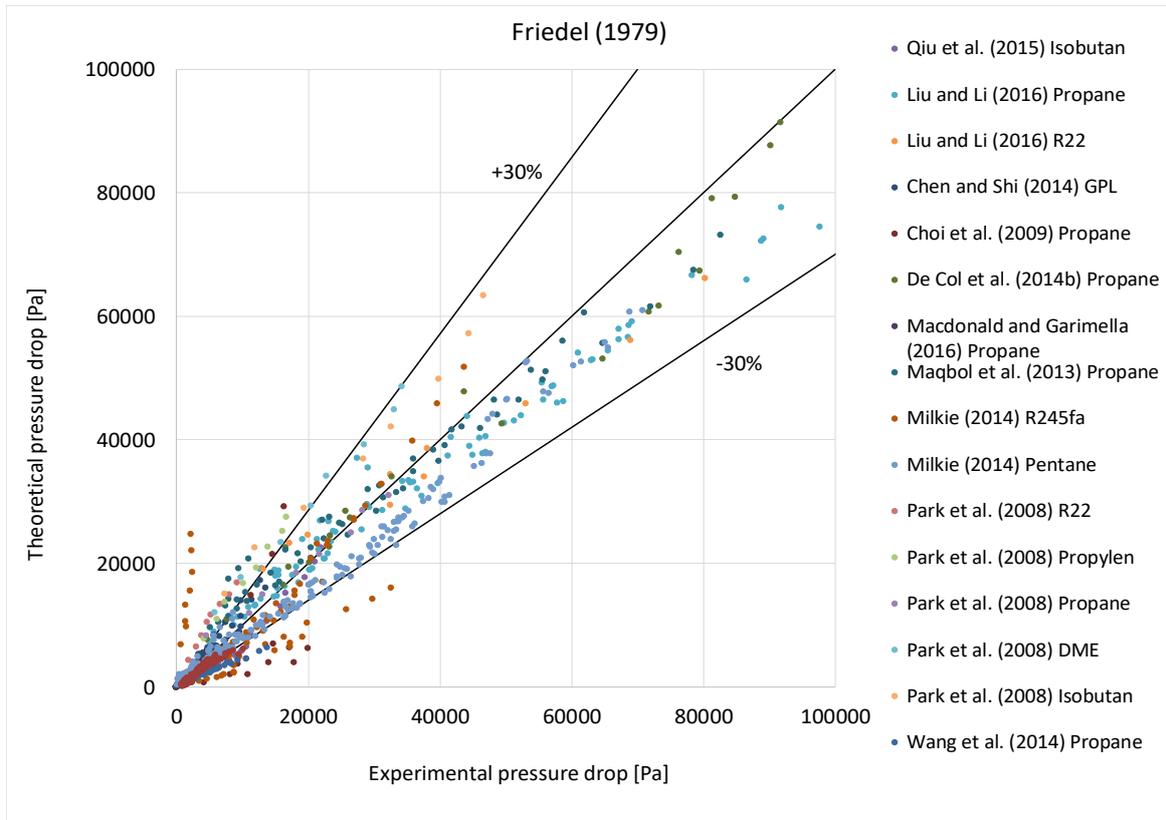


(c)

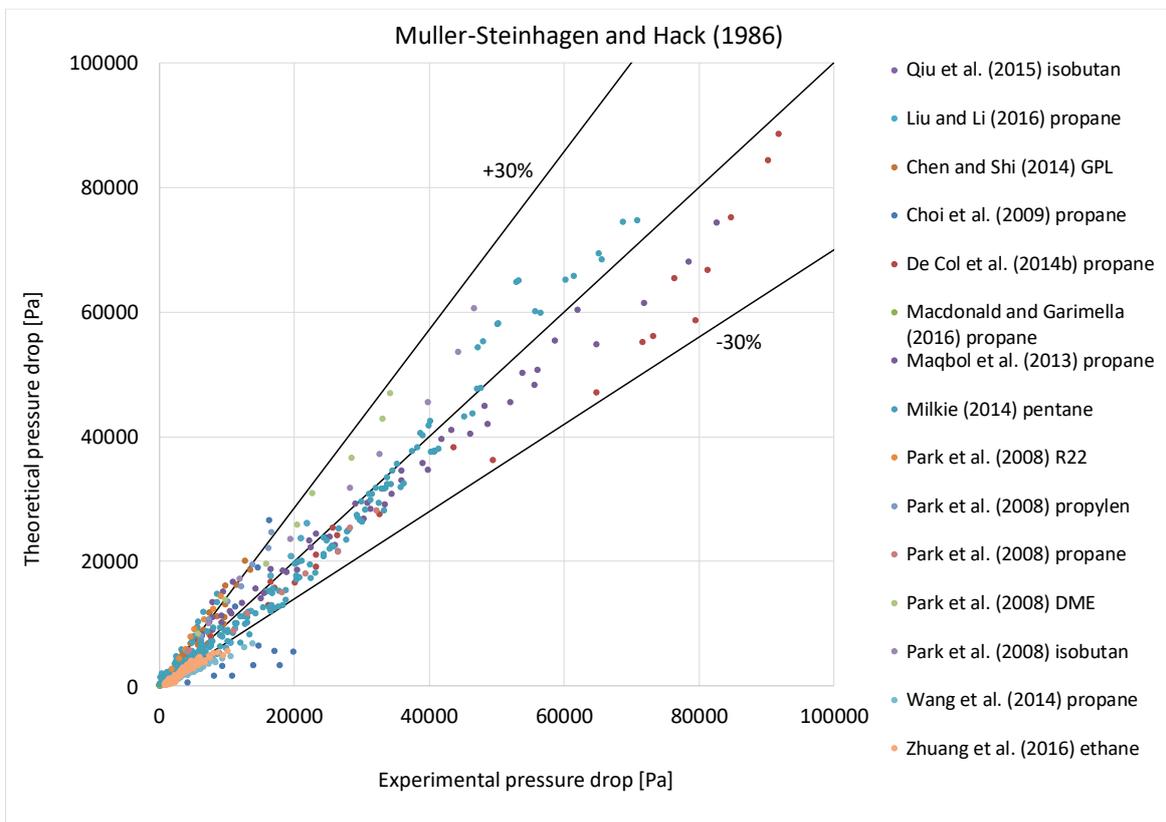
Figura 20 – Grafici che rapportano i dati sperimentali con dati che derivano dai modelli di (a) Friedel (1979), (b) Müller-Steinhagen and Heck (1976), e (c) Sun and Mishima (2009) per gli idrocarburi ad elevate perdite di carico.

Per elevate perdite di carico (maggiori a 50kPa) tutti e tre i modelli risultano abbastanza efficienti con dispersioni che non superano il 20% di errore rispetto i valori sperimentali, in particolare quelli di Friedel (1979) e Müller-Steinhagen and Heck (1986). Si puo notare come le due correlazioni da 50 a 150 kPa di perdite di carico sottostimino il valore reale del 20/30%, rimanendo comunque all'interno dell'intervallo di accettabilità. Per valori ancora maggiori smettono di sottostimare e divengono molto precisi.

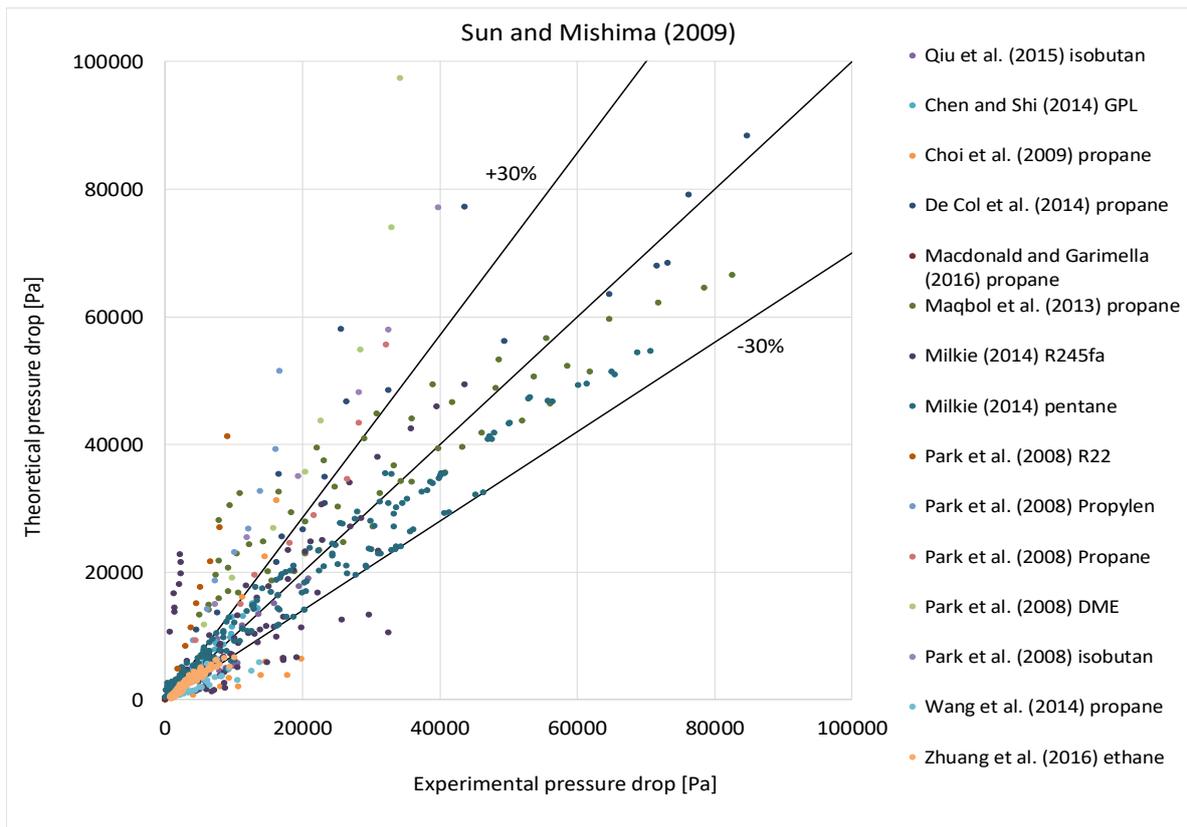
Analisi dei grafici per gli idrocarburi a basse perdite di carico secondo i modelli di Friedel (1979), Müller-Steinhagen and Heck (1986) e Sun and Mishima (2009):



(a)



(b)



(c)

Figura 21 – Grafici che rapportano i dati sperimentali con dati che derivano dai modelli di (a) Friedel (1979), (b) Müller-Steinhagen and Heck (1976), e (c) Sun and Mishima (2009) per gli idrocarburi a basse perdite di carico.

Tra i tre modelli il migliore risulta essere il modello di Müller-Steinhagen and Heck (1986), dove i dati stanno quasi tutti all'interno dell'intervallo di accettabilità, tranne per perdite di carico molto basse (< 6 kPa) dove presentano errori percentuali dell'ordine del 50%. Nonostante ciò in generale la dispersione risulta comunque minore rispetto a quella delle correlazioni di Friedel (1979) e Sun and Mishima (2009).

Da tutti i dati ottenuti dai modelli si è costruito una tabella dove vengono messi in risalto gli errori medi percentuali rispetto i dati sperimentali per HFO, fluidi refrigeranti tradizionali e idrocarburi (HC):

$$(\text{con } \% = \frac{\text{valore calcolato} - \text{valore reale}}{\text{valore reale}} * 100)$$

Tab. 5 – Errori medi percentuali dei vari modelli per ciascuna famiglia di fluidi studiata.

	Friedel (1979)	Müller-Steinhagen and Heck (1986)	Sun and Mishima (2009)
HFO	-8%	-17%	16%
Fluidi Tradizionali	16%	1%	47%
HC	-8%	-19%	5%

3.1.2 Valutazione dell'efficienza dei modelli per i principali fluidi

Ora si effettuerà un'analisi a parità di fluido, per vari autori, secondo dei parametri di interesse:

- Diametro (D)
- Portata (G)
- Temperatura di saturazione (t_{sat})

R1234ze(E):

- per diametri molto diversi si possono paragonare le analisi effettuate da Longo et al. (2016b) e Hossain et al. (2012) con quelle di Grauso et al. (2013) e Qiu et al. (2015) (4 mm ca. vs 8/6 mm). Si può notare come la dispersione dei dati aumenti con l'aumentare del diametro e che per valori bassi di quest'ultimo, nella maggior parte dei casi, le correlazioni tendono a sottostimare.

- dal punto di vista della temperatura di saturazione, dai dati raccolti da Grauso et al. (2013) a 7°C e quelli raccolti da Liu and Li (2016) e De Col et al. (2015) a 40°C si può dedurre che i modelli tendono a sovrastimare alla temperatura di saturazione di circa 7°C ca. e a sottostimare a 40°C ca.

Facendo una panoramica generale dei dati si può notare come l'andamento degli errori medi percentuali per tutti gli autori siano più o meno all'interno dell'intervallo di accettabilità, tranne per l'elaborato di Qiu et al. (2015) dove l'errore medio percentuale risulta essere il doppio di quello ammissibile, fatto rilevato anche dall'autore stesso nel suo studio.

Tabella 6 – Errori percentuali per i tre modelli studiati rispetto i valori sperimentali per il fluido refrigerante R1234ze(E).

Autore		Fluido	Friedel (1979)	Muller-Steinhagen and Heck (1986)	Sun and Mishima (2009)	D	G	t_{sat}
			%	%	%	mm	kg/m ² *s	°C
Longo et al. (2016b)	boiling	R1234ze(E)	-14	-17	-12	4	200 - 800	10, 15, 20
Qiu et al. (2015)	boiling	R1234ze(E)	-60	-64	-57	8	200, 400	20
Liu and Li (2016)	condensation	R1234ze(E)	9	-6	35	0,95	400, 600	40, 50
Hossain et al (2012)	condensation	R1234ze(E)	-8	-28	9	4,35	191 - 350	40
Grauso et al. (2013)	adiabatic	R1234ze(E)	15	4	22	6	150, 200, 250, 350, 514	7
Grauso et al. (2013)	boiling	R1234ze(E)	35	28	52	6	358, 361, 366	7, 12, -2,6
Del Col et al. (2015)	condensation	R1234ze(E)	-12	-21	29	0,96	200, 400, 800	40,00

R1234yf:

- Si può notare come la differenza di diametri non influisca più di tanto le perdite di carico. Ciò si deduce da un'analisi degli elaborati di Wang et al. (2012) e De Col et al. (2010) che hanno eseguito i loro esperimenti in tubi di diametro pari a 4 mm e 0.96 mm rispettivamente, ottenendo risultati simili.
- Interessante risulta l'influenza della temperatura di saturazione. Negli elaborati di Wang et al. (2012) e De Col et al. (2010), dove le prove sono state fatte per una t_{sat} di circa 40°C, viene riscontrata una dispersione dei dati molto maggiore rispetto quella che si vede negli studi di Anwar et al. (2015), eseguite a $t_{sat}=27^\circ\text{C}$.
- Esiste inoltre un'altra sostanziale differenza tra le prime due prove considerate rispetto la terza: Wang et al. (2012) e De Col et al. (2010) hanno effettuato gli esperimenti in condizioni di condensazione mentre Anwar et al. (2015) in vaporizzazione.

Tabella 7 – Errori percentuali per i tre modelli studiati rispetto i valori sperimentali per il fluido refrigerante R1234yf.

Autore		Fluido	Friedel (1979)	Muller-Steinhagen and Heck (1986)	Sun and Mishima (2009)	D	G	t_{sat}
			%	%	%	mm	kg/m ² *s	°C
Wang et al. (2012)	condensation	R1234yf	-27	-45	-27	4	100,200,300,400	45
De Col et al. (2010)	condensation	R1234yf	-49	-52	-38	0,96	600, 600, 800	40
Anwar et al. (2015)	boiling	R1234yf	0	-11	13	2	400, 500	27

Analisi fluidi refrigeranti tradizionali (per un possibile paragone con i papabili sostituti):

R134a:

Si può notare come per diametri più elevati, come nelle analisi Grauso et al. (2013) dove sono stati usati tubi di diametro pari a 6mm, i modelli tendono a sovrastimare, mentre per diametri minori, come negli studi di De Col et al. (2010) e De Col et al. (2015) che sono ricorsi all'utilizzo di tubi con diametro uguale a 0.96mm, i modelli tendono a sovrastimare. Bisogna però tenere in considerazione anche la differente temperatura di saturazione e le condizioni in cui gli autori hanno deciso di eseguire le prove, se in vaporizzazione o in condensazione.

Tab. 8 – Errori percentuali per i tre modelli studiati rispetto i valori sperimentali per il fluido refrigerante R134a.

Autore			Friedel (1979)	Muller- Steinhagen and Heck (1986)	Sun and Mishima (2009)	D	G	t_{sat}
			%	%	%	mm	Kg/m ² *s	°C
Longo et al. (2016b)	boiling	R134a	-18	-23	-12	4,00	200 - 800	10, 15, 20
Grauso et al. (2013)	adiabatic	R134a	16	1	34	6,00	150, 200, 250, 350, 514	7,00
Grauso et al. (2013)	boiling	R134a	31	18	52	6,00	350	7,1, 12,1, -2,9
Anwar et al. (2015)	boiling	R134a	-26	-32	-14	2,00	500,00	27,00
Del Col et al. (2015)	condensation	R134a	-9	-21	35	0,96	200, 400, 800	40,00
Del Col et al. (2010)	condensation	R134a	-35	-40	-21	0,96	600, 600, 800	40,00

R32:

Dalle analisi fatte da Liu and Li (2016b) e Hossain et al. (2012) in condizioni di condensazione si può notare che, a parità degli altri parametri, la portata di massa influenzi i risultati delle correlazioni valutate. Nel primo caso, con portate che vanno da 400 a 600 kg/m²*s, i modelli sottostimano fino al doppio del valore accettabile, mentre nel secondo caso, dove G va dai 200 ai 350 kg/m²*s, la dispersione è molto contenuta, tanto da poter definire l'efficienza delle correlazioni ottima.

Tab. 9 - Errori percentuali per i tre modelli studiati rispetto i valori sperimentali per il fluido refrigerante R32.

Autore			Friedel (1979)	Muller- Steinhagen and Heck (1986)	Sun and Mishima (2009)	D	G	t_{sat}
			%	%	%	mm	kg/m ² *s	°C
Longo et al. (2016b)	boiling	R32	-18	-24	-14	4	200 - 800	20
Liu and Li (2016b)	condensation	R32	-65	-70	-62	0,95/1,15/1,3	400, 600	40, 50
Hossain et al (2012)	condensation	R32	9	-11	16	4,35	200, 350	40

Analisi idrocarburi:

Si è deciso di citare alcuni idrocarburi dato che vantano un GWP molto basso. Risultano essere però molto infiammabili (A3) e hanno un comportamento, dovuto alle loro proprietà termofisiche, totalmente diverso da i fluidi che si punta a sostituire e quindi per utilizzarli in un impianto reale bisognerebbe riprogettarlo interamente.

Isobutano: nella tabella sottostante sono stati messe in risalto le condizioni e i risultati delle correlazioni applicate ai dati ottenuti nelle analisi effettuate da Qiu et al. (2015) e Park et al. (2008) per l'isobutano, così da poter comprendere meglio l'efficienza dei modelli studiati per tale idrocarburo.

Tab. 10 - Errori percentuali per i tre modelli studiati rispetto i valori sperimentali per l'isobutano.

Autore			Friedel (1979)	Muller- Steinhagen and Heck (1986)	Sun and Mishima (2009)	D	G	t _{sat}
			%	%	%			
						mm	Kg/m ² *s	°C
Qiu et al. (2015)	boiling	isobutan	-27	-23	-15	8,00	200, 400	20
Park et al. (2008)	condensation	Isobutan	49	24	117	0,88	200	40

Propano: si può notare, avendo svariate prove da poter tenere in considerazione, che l'efficienza delle correlazioni non è necessariamente legata alla differenza di diametro. Stessa cosa si può dire sia per la temperatura di satura sia per la portata di massa. Si potrebbe quindi dire che i tre modelli considerati non sono adatti a predire i comportamenti di questo tipo di fluido.

Tab. 11 - Errori percentuali per i tre modelli studiati rispetto i valori sperimentali ottenuti per il propano.

Autore			Friedel (1979)	Muller- Steinhagen and Heck (1986)	Sun and Mishima (2009)	D	G	t _{sat}
			%	%	%			
						mm	Kg/m ² *s	°C
Park et al. (2008)	condensation	Propane	13	-10	52	0,88	200	40
Wang et al. (2014)	boiling	Propane	-48	-53	-51	6,00	62, 73, 104	-35, -14.1, -1.9
Choi et al. (2009)	boiling	Propane	-39	-47	-36	1,5 / 3	500 - 300	27
Maqbol et al. (2013)	boiling	Propane	18	3	47	1,70	300, 400, 600	33, 43
Del Col et al. (2014b)	adiabatic	Propane	1	-9	31	0,96	200, 400, 600, 800	40
Macdonald and Garimella (2016)	condensation	Propane	13	-2	23	7,75 / 14,45	150, 300, 450	30, 45, 60, 75, 85, 94

3.2 Analisi dei dati ottenuti in tubo Microfin

Tabella 12 - Fluidi, condizioni di prova e numero di punti valutati per l'analisi di perdite di carico in tubo microfin.

Autore	Fluido/i	Diametro all'apice dell'aletta [mm]	h_{fin} [mm]	G [kg/m ² *s]	t_{sat} [°C]	Numero di punti presi
Diani et al. (2015)	R1234yf	3.4	0.12	180 – 950	30	97
Mancin et al. (2016)	R134a	4.06	0.12	200 – 800	30	93
Kondou et al. (2016)	R1234ze(E) R134a	4.94	0.26	150, 400	65	74
Kondou et al. (2014)	R1234ze(E) R134a	4.94	0.26	150, 400	30	63
Baba et al. (2012)	R1234ze(E) R32	4.858	0.26	183, 488	10	187
Kondou et al. (2014)	R744/R32/R1234ze(E)	4.94	0.26	150, 400	10, 40	79
Baba et al. (2012)	R1234ze(E)/R32	4.858	0.26	150, 200, 300, 400	10	98

Si ricorrerà all'utilizzo di tre modelli di correlazione presenti in letteratura. Questo per capire quale sia il più efficiente nel predire i risultati reali per un certo fluido a determinate condizioni, così da poter evitare in un futuro lunghe e dispendiose prove sperimentali per comprenderne la sua efficienza. I tre modelli sono:

Oliver et al. (2004):

$$(-dP/dz)_f = \phi^2 (2f_{lo}G(1-x)^2) / \rho_l A_n \quad (9)$$

$$\phi^2 = 1.376 + (7.242/X^{1.655}) \quad (10a)$$

$$f_{lo} = 0.046 Re_l^{-0.2} (d_n/d_i) (A/A_n)^{0.5} (2\sec\beta)^{1.1} \quad (10b)$$

$$A/A_n = 1 - (2hnt)/(\pi d_n^2 \cos\beta) \quad (10c)$$

Cavallini et al. (2000):

$$(dP/dz)_{f,cond} = (dP/dz)_{f,adiab} \Theta \quad (11)$$

$$(dP/dz)_{f,adiab} = \phi_{fo}^2 (dP/dz)_{fo} = \phi_{fo}^2 2f_{fo} G^2 / (d\rho_f) \quad (12)$$

$$\phi_{fo}^2 = E + (3.23FH) / (Fr^{0.045} We^{0.035}) \quad (13)$$

$$E = (1-x)^2 + x^2 (\rho_i f_{Go}) / (\rho_G f_{Lo}) \quad (14a)$$

$$F = x^{0.78} (1-x)^{0.224} \quad (14b), \quad H = (\rho_L / \rho_G)^{0.91} (\mu_G / \mu_L)^{0.19} (1 - \mu_G / \mu_L)^{0.7} \quad (14c)$$

$$Fr = G^2 / (gd\rho_m^2) \quad (15a), \quad We = G^2 d / (\rho_m \sigma) \quad (15b)$$

$$\phi_{fo}^2 = (1-x)^2 + x^2 (v_g / v_f) (f_{go} / f_{fo}) + 3.24 x^{0.78} (1-x)^{0.224} (v_g / v_f)^{0.91} (\mu_g / \mu_f)^{0.19} (1 - \mu_g / \mu_f)^{0.7} Fr_{tp}^{-0.045} We_{tp}^{-0.035} \quad (16)$$

$$Fr_{tp} = (G^2 / g D_H \rho_H^2), \quad We_{tp} = (G^2 D_H / \sigma \rho_H), \quad \rho_H = (1/x v_g + (1-x) v_f) \quad (17)$$

Han and Lee (2005):

$$(dP/dz)_{fr} = \phi_1^2 (f_i [G(1-x)]^2) / 2D_i \rho_i \quad (18)$$

$$f_i = 0.193 [(G(1-x)D_i) / \mu_i]^{-0.024} (\rho/e)^{-0.539} \quad (19)$$

$$\phi_1^2 = 2.684 X_u^{-1.946} \quad (20)$$

3.2.1 Analisi grafici

Valutazione dell'efficienza del modello di Oliver et al. (2004) per varie tipologie di fluido ad elevate perdite di carico:

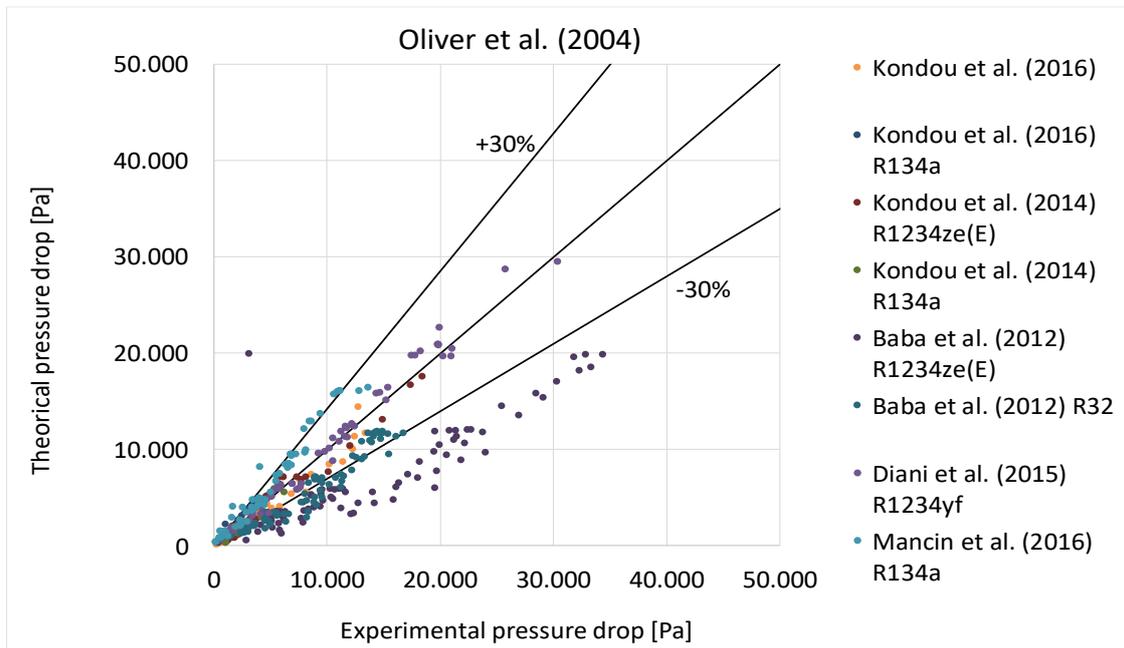


Figura 22 – Errori medi percentuali del modello di correlazione di Oliver et al. (2004) per diversi tipi di fluido ad elevate perdite di carico.

Dal grafico (figura 22) si può notare come il modello preso in considerazione possa essere accettabile per i fluidi refrigeranti tradizionali, mentre sottostimi o sovrastimi anche del 50% gli HFO, tanto da renderlo inefficiente per quest'ultimi.

Valutazione dell'efficienza del modello di Oliver et al. (2004) per vari fluidi a basse perdite di carico:

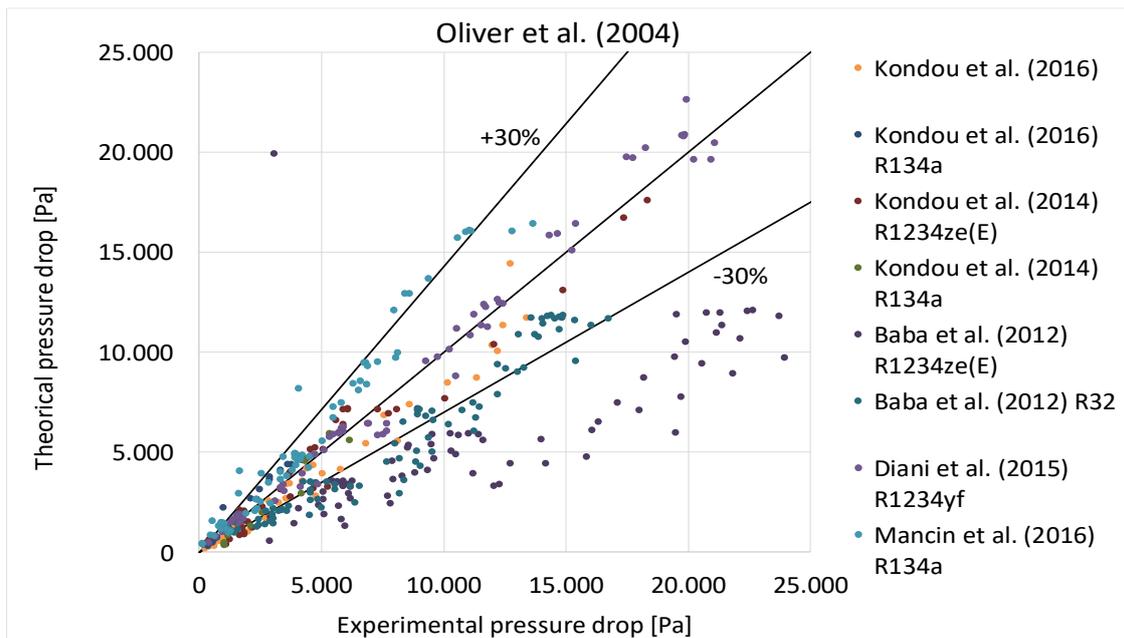


Figura 23 – Errori medi percentuali del modello di correlazione di Oliver et al. (2004) per diversi tipi di fluido a basse perdite di carico.

Si nota come all'aumentare delle perdite di carico il modello tenda progressivamente a sottostimare i valori sperimentali anche del 50%, tanto da divenire non attendibile. In particolare si ha un aumento della dispersione dei dati da un valore di gradiente di pressione di circa 4 kPa.

Valutazione dell'efficienza del modello Cavallini et al. (2000) per vari fluidi ad elevate perdite di carico:

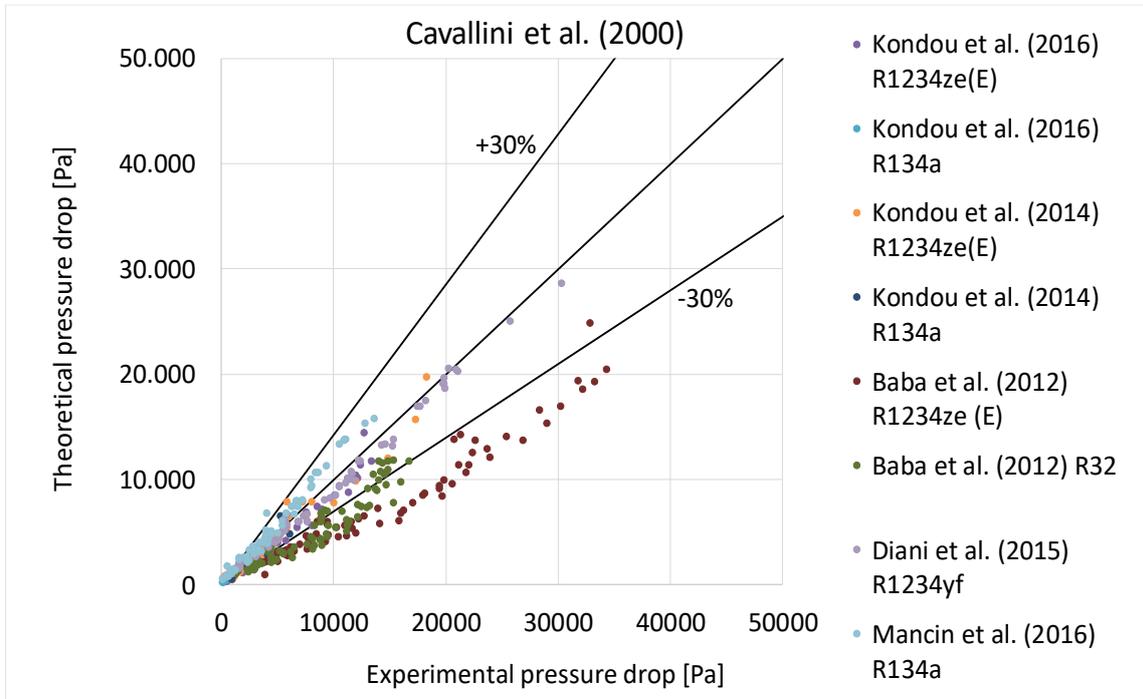


Figura 24 – Errori medi percentuali del modello di correlazione di Cavallini et al. (2000) per diversi tipi di fluido a elevate perdite di carico.

Il comportamento del modello di Cavallini et al. (2000) è molto simile a quello di Oliver et al. (2004), anche se il progressivo aumento della dispersione sembra più graduale.

Valutazione dell'efficienza del modello Cavallini et al. (2000) per vari fluidi a basse perdite di carico:

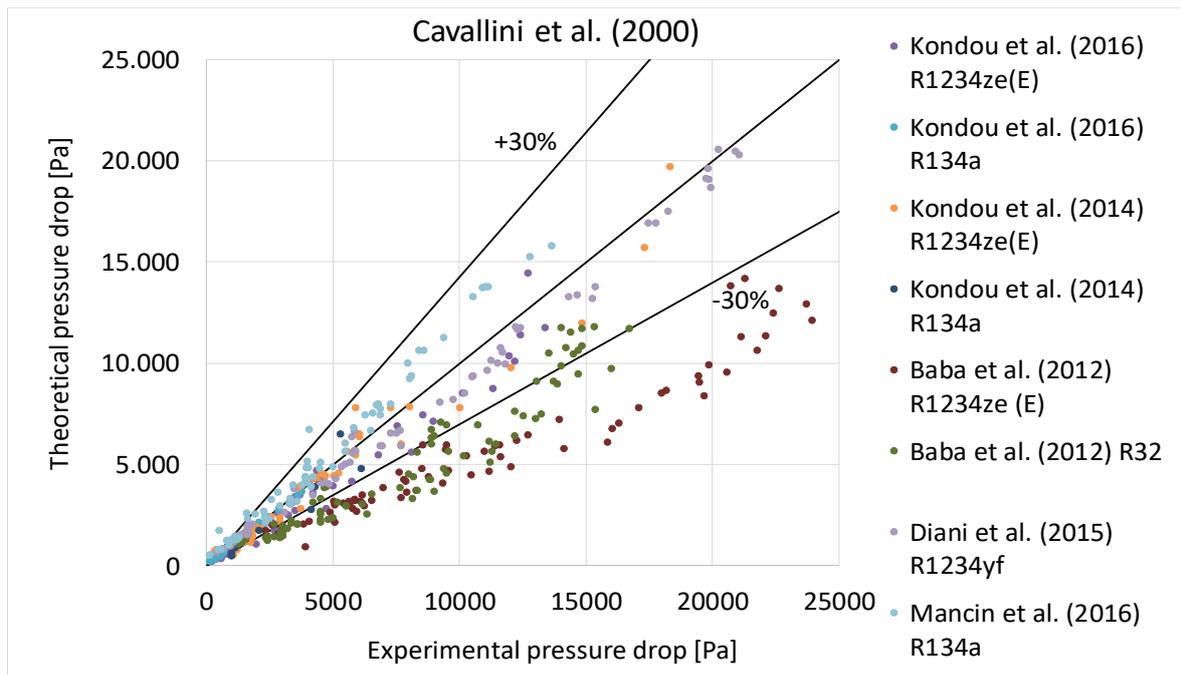


Figura 25 – Errori medi percentuali del modello di correlazione di Cavallini et al. (2000) per diversi tipi di fluido a basse perdite di carico.

Si nota come con basse perdite di carico questo modello tenda a sottostimare i valori sperimentali approssimativamente del 30%. Ciò nonostante per un gradiente di pressione molto basso, dell'ordine dei 2000 Pa, la correlazione di Cavallini et al. (2000) risulta essere abbastanza efficiente presentando errori percentuali massimo del 25%.

Valutazione dell'efficienza del modello di correlazione di Han and Lee (2005) per vari fluidi ad elevate perdite di carico:

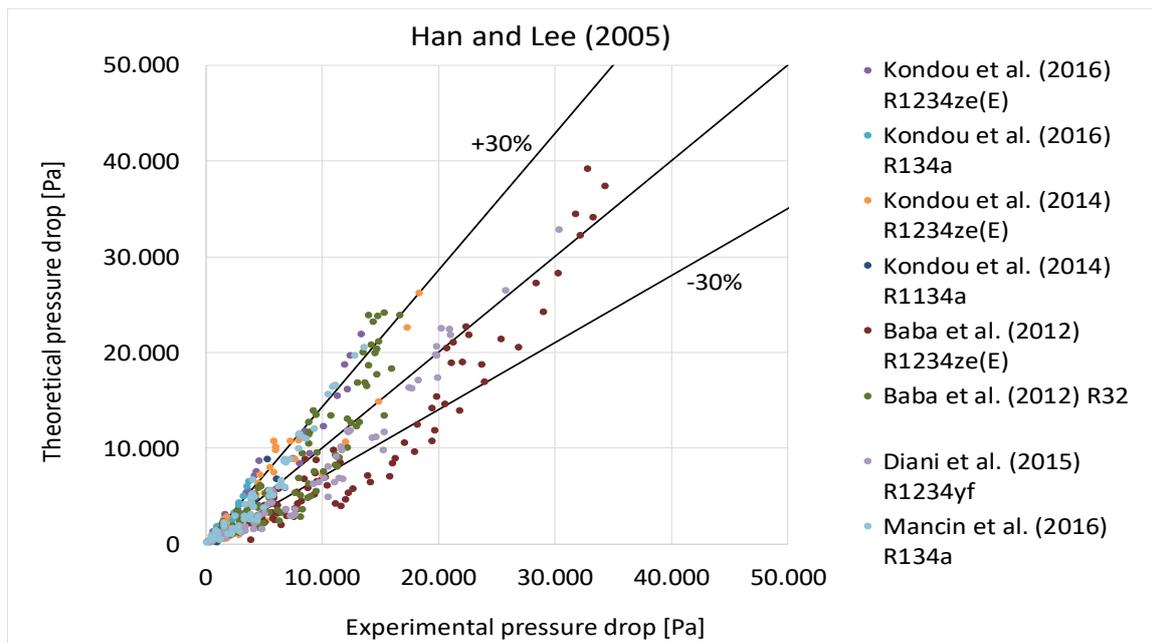


Figura 26 – Errori medi percentuali del modello di correlazione di Han and Lee (2005) per diversi tipi di fluido a elevate perdite di carico.

Dalla figura 26 si evince che la correlazione di Han and Lee (2005) risulta essere la più efficiente delle tre valutate, presentando errori percentuali che talvolta sfiorano il limite posto del +/-30%, ma in generale si possono considerare accettabili.

Valutazione dell'efficienza del modello di Han and Lee (2005) per vari fluidi a basse perdite di carico:

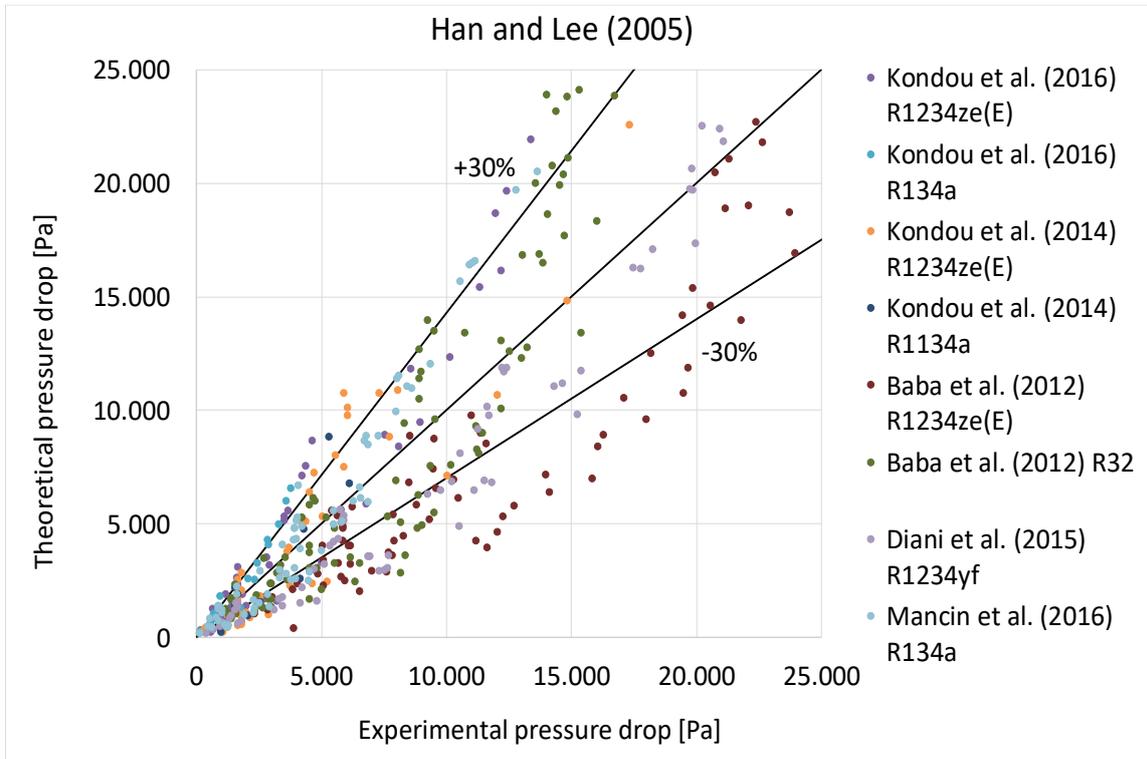


Figura 27 – Errori medi percentuali del modello di correlazione di Han and Lee (2005) per diversi tipi di fluido a basse perdite di carico.

Anche nel grafico sopra si nota come il modello di Han and Lee (2005) sia il più efficiente tra i tre valutati, ma comunque la dispersione è maggiore rispetto a quella accettabile.

3.2.2 Valutazione dell'efficienza dei modelli per le principali famiglie di fluidi

Ora si effettuerà un'analisi a parità di famiglie di fluido, per vari autori, secondo dei parametri tipici:

- Diametro
- Portata (G)
- Temperatura di saturazione (t_{sat})

HFO:

I risultati riportati nella tabella sottostante sono molto buoni, tranne per quelli ottenuti per il lavoro di Baba et al. (2012). Si può notare come le condizioni sperimentali siano quasi coincidenti con quelle degli altri autori, tranne che per la temperatura di saturazione pari a 10°C, contro i 30 e 65°C delle altre prove. Si può supporre sia questo il fattore discriminante perché tali modelli di correlazione possano essere considerati più o meno affidabili per gli HFO. Anche perché, nonostante Diani et al. (2015) e Kondou et al. (2016) abbiano eseguito le rispettive prove con parametri diversi, i risultati in entrambi i casi sono molto buoni.

Tabella 12 – Errori percentuali per i tre modelli studiati rispetto i valori sperimentali gli HFO.

Autore		Fluido	Oliver et al. (2004)	Cavallini et al. (2000)	Han and Lee (2005)	Diametro all'apice dell'aletta	h_{fin}	G	t_{sat}
			%	%	%	mm	mm	kg/m ² *s	°C
Diani et al. (2015)	boiling	R1234yf	19	-2	-3	3.4	0.12	180 – 950	30
Kondou et al. (2016)	condensation	R1234zeE	17	-1	15	4.94	0.26	150, 400	65
Kondou et al. (2014)	boiling	R1234zeE	-7	-5	-5	4.94	0.26	150, 400	30
Baba et al. (2012)	boiling	R1234zeE	-46	-48	-32	4.858	0.26	183, 488	10

R134a:

Si nota come al variare delle condizioni di prova i risultati siano abbastanza accettabili per tutti i casi per ogni modello di correlazione valutato. Solo in Kondou et al. (2016) per esperimenti fatti con il fluido in condensazione il modello di Oliver et al. (2004) tende leggermente a superare il limite di accettabilità,

Tabella 13 – Errori percentuali per i tre modelli studiati rispetto i valori sperimentali per l’R134a.

Autore		Fluido	Oliver et al. (2004)	Cavallini et al. (2000)	Han and Lee (2005)	Diametro all’apice dell’aletta	h_{fin}	G	t_{sat}
			%	%	%	mm	mm	kg/m ² *s	°C
Mancin et al. (2016)	boiling	R134a	27	6	25	4.06	0.12	200 – 800	30
Kondou et al. (2016)	condensation	R134a	34	-6	27	4.94	0.26	150, 400	65
Kondou et al. (2014)	boiling	R134a	-17	-19	-18	4.94	0.26	150, 400	30

3.3 Conclusioni

Questa tesi aveva come obiettivo il confronto e lo studio di dati relativi alle perdite di carico a diverse condizioni operative di fluidi a basso indice GWP presenti in letteratura, oltre ad una valutazione di alcuni dei modelli di correlazione più noti. Lo studio è stato suddiviso in due parti: esperimenti fatti in tubo liscio e esperimenti fatti in tubo microfin. Per i primi sono stati valutati i modelli di Friedel (1979), Müller-Steinhagen and Heck (1986) e Sun and Mishima (2009) applicati alle tre famiglie di fluidi refrigeranti prese in considerazione in questo studio. Per gli HFO si è visto come la correlazione di Friedel (1979) risulti essere la più efficiente sia per alte che per basse perdite di carico. Per i fluidi tradizionali nessuno dei modelli raggiunge un'efficienza tale poter essere considerato valido, tranne per perdite di carico basse. Infatti dai 3 ai circa 50 kPa di gradiente di pressione si nota come Friedel (1979) mantenga i suoi errori medi percentuali all'interno della forbice di accettabilità. Per gli idrocarburi tutti i modelli sono buoni per elevate perdite di carico, anche se i dati a questi livelli di gradiente sono relativamente pochi e quindi questa affermazione è da verificare. A basse dp la correlazione più efficiente è quella di Müller-Steinhagen and Heck (1986), ma a minori di 3 kPa nessun modello è valido. Successivamente è stata fatta una analisi delle prestazioni dei modelli valutando fluido per fluido in condizioni diverse. I primi ad essere stati indagati sono l'R1234ze(E) e l'R1234yf. Per il primo si nota un aumento degli errori medi percentuali riconducibile al progressivo aumento dei diametri dei tubi in cui vengono eseguite le prove nei vari scritti. Inoltre le correlazioni tendono a sottostimare a t_{sat} di circa 40°C e a sovrastimare a 7°C, pur mantenendo la dispersione all'interno della forbice di accettabilità. Per il secondo invece la differenza di diametro non intacca le prestazioni dei modelli. Un fattore discriminante si può individuare nella temperatura di saturazione e quindi nelle condizioni in cui avvengono le prove; infatti a 40°C in condizioni di condensazione la dispersione è molto maggiore rispetto ai casi in cui ci si trova a 7°C in condizioni di vaporizzazione. Successivamente è stato valutato il comportamento delle correlazioni per il fluido refrigerante tradizionale R134a. Dalle prove si evince di come per diametri dei tubi elevati i modelli tendono a sovrastimare mentre bassi tendano a sottostimare. Infine si è studiato con le stesse modalità l'idrocarburo propano. Per quest'ultimo non si riesce ad individuare una condizione di prova preponderante rispetto un'altra. In alcuni casi i modelli sono abbastanza efficienti, in altri meno, ma senza seguire una logica ben precisa. Si può concludere che per il propano l'affidabilità nelle previsioni attraverso i modelli di correlazione presi in considerazione in questo studio non può essere garantita. Per le prove eseguite in tubo microfin sono stati utilizzati altri tre modelli di correlazione: Oliver et al. (2004), Cavallini et al. (2000) e Han and Lee (2005). Il primo risulta essere abbastanza efficiente per i fluidi tradizionali, mentre sottostima o sovrastima gli errori medi percentuali degli HFO risultando non affidabile per questi. Per basse perdite di carico risulta essere però abbastanza buono, tranne che per dp minori di 4 kPa dove appare assai inefficiente. Il secondo modello presenta un comportamento molto simile a quello di Oliver et al. (2004) ma l'aumento della dispersione dei risultati risulta essere più graduale. A basse perdite di carico tende a sottostimare il 30% in più del valore limite accettabile, ma per dp minori di 2 kPa è molto buono. Infine il terzo modello risulta essere il più efficiente. A basse dp è più efficiente delle altre due, ma comunque presenta una dispersione degli errori medi percentuali maggiore di quella accettabile. Similmente al caso delle prove eseguite in tubo liscio, è stata fatta un'analisi dei risultati considerando le famiglie di fluidi refrigeranti utilizzate negli esperimenti dei vari autori. Per gli HFO si nota come le condizioni di prova siano praticamente uguali per tutti gli autori, tranne che per la temperatura di saturazione. Infatti in Baba et al. (2012) con t_{sat} di 10°C i valori degli errori medi percentuali sono molto elevati. Cosa che non trova riscontro per t_{sat} più elevate, come 30 e 60°C. È stato infine valutato il fluido refrigerante tradizionale R134a e il suo comportamento è stato ben previsto dai tre modelli di correlazione che presentano errori medi percentuali decisamente all'interno della forbice di accettabilità.

Nomenclatura

HFO = HydroFluoroOlefin

HC = idrocarburi

G = portata di massa [$\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$]

t_{sat} = temperatura di saturazione [$^{\circ}\text{C}$]

D = diametro interno [mm]

h_{fin} = altezza aletta tubo microfin

$\frac{dp}{dz}$ = gradiente di pressione = perdita di carico [Pa]

x = titolo

v = volume specifico

f = fattore di attrito Fanning

Fr = numero di Froude

We = numero di Weber

Re = numero di Reynolds

C = parametro nella correlazione Lockhart-Martinelli

X = parametro di Lockhart-Martinelli

N_{conf} = numero di confinamento

P = perimetro del canale

h = entalpia

t = tempo

A = area della sezione trasversale del canale

Pedici

t = totale

β = proporzioni del canale

G = gravità

A = accelerazione

g = vapore saturo

go = vapor only

f = liquido saturo

fo = liquid only

tp = bifase

Simboli greci

μ = viscosità dinamica

F = attrito

ϕ = moltiplicatore per deflusso bifase

ρ = densità

σ = tensione superficiale

BIBLIOGRAFIA

- Anwar Z., Palm B., Khodabandeh R., 2015. Flow boiling heat transfer, pressure drop and dryout characteristics of R1234yf: Experimental results and predictions, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 66, pp. 137–149.
- Baba D., Nakagawa T., Koyama S., 2012. Flow boiling heat transfer and pressure drop of R1234ze(E) and R32 in horizontal micro-fin tube. *Proceedings of the 14th International Refrigeration and Air-Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, IN, July 16–19, 2012.*
- Calm J.M., 2008. The next generation of refrigerants- Historical review, considerations, and outlook, *International Journal of Refrigeration*, 31, pp. 1123–1133.
- Cavallini A., Del Col D., Doretti L., Rossetto L., Longo G.A., 2000. Condensation Heat Transfer of New Refrigerants: Advantages of High Pressure Fluids, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, Paper 480.*
- Chen D., Shi Y., 2014. Study on two-phase pressure drop of LNG during flow boiling in a 8 mm horizontal smooth tube, 57, pp. 235-241.
- Cho J.M, Kim Y.J., Kim M.S., 2010. Experimental studies on the characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of CO₂/propane mixtures in horizontal and vertical smooth and micro-fin tubes, 33, pp. 170-179.
- Choi K., A.S. Pamitran, Jong-Taek Oh, Kiyoshi Saito, 2009. Pressure drop and heat transfer during two-phase flow vaporization of propane in horizontal smooth minichannels, 32, pp. 837-845.
- Del Col D., Torresin D., Cavallini A., 2010. Heat transfer and pressure drop during condensation of the low GWP refrigerant R1234yf, *International Journal of Refrigeration*, 33(7), pp. 1307–18.
- Del Col D., Bortolato M., Bortolin S., 2014. Comprehensive experimental investigation of two-phase heat transfer and pressure drop with propane in a minichannel, *International Journal of Refrigeration*, 47, pp. 66-84.
- Del Col D., Azzolin M., Bortolin S., 2014. Two-Phase Flow and Heat Transfer of a Non-Azeotropic Mixture inside a Single Microchannel, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, IN, USA, Paper 2556.*
- Del Col D., Bortolato M., Azzolin M., Bortolin S., 2015a. Condensation heat transfer and two-phase frictional pressure drop in a single minichannel with R1234ze(E) and other refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, 50, pp. 87–103.
- Diani A., Mancin S., Rossetto L., 2014. R1234ze(E) flow boiling inside a 3.4 mm ID microfin tube, *International Journal of Refrigeration*, 47, pp. 105–119.
- Friedel L., 1979. Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow, *European Two-Phase Group Meeting, Ispra, Italy, Paper E2.*
- Grauso S., Mastrullo R., Mauro A.W., Thome J.R., Vanoli G.P., 2013a. Flow pattern map, heat transfer and pressure drops during evaporation of R-1234ze(E) and R134a in a horizontal, circular smooth tube: Experiments and assessment of predictive methods, *International Journal of Refrigeration*, 36(2), pp. 478–491.
- Han X., Li P., Yuan X., Wang Q., Chen G., 2013. The boiling heat transfer characteristics of the mixture HFO-1234yf/oil inside a micro-fin tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 67, pp. 1122–1130.

- Hossain M.A., Onaka Y., Miyara A., 2012. Experimental study on condensation heat transfer and pressure drop in horizontal smooth tube for R1234ze(E), R32 and R410A, *International Journal of Refrigeration*, 35(4), pp. 927–38.
- Huang H., Borhani N., Thome J.R., 2015. Experimental investigation on flow boiling pressure drop and heat transfer of R1233zd(E) in a multi-microchannel evaporator, *International Journal of Refrigeration*, 98, pp. 596-610.
- Kondou C., Mishima F., Liu J.F., Koyama S., 2014a. Condensation and Evaporation of R744/R32/R1234ze(E) Flow in Horizontal Microfin Tubes, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette, IN, USA, Paper 1448.
- Kondou C., Mishima F., Liu J.F., Koyama S., 2014b. Condensation and Evaporation of R134a, R1234ze(E) and R1234ze(Z) Flow in Horizontal Microfin Tubes at Higher Temperature, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette, IN, USA, Paper 1446.
- Liu N., Li J., 2016. Experimental study on pressure drop of R32, R152a and R22 during condensation in horizontal minichannels, *International Journal of Refrigeration*, 71, pp. 14-24.
- Liu N., Xiao H., Li J., 2016. Experimental investigation of condensation heat transfer and pressure drop of propane, R1234ze(E) and R22 in minichannels, *International Journal of Refrigeration*, 102, pp. 63-72.
- Longo G.A., 2016. HFC32 and HFC410A flow boiling inside a 4 mm horizontal smooth tube, *International Journal of Refrigeration*, 61, pp. 12-22.
- Longo G.A., 2016. Saturated flow boiling of HFC134a and its low GWP substitute HFO1234ze(E) inside a 4 mm horizontal smooth tube, *International Journal of Refrigeration*, 64, pp. 32-39.
- Mancin S., Diani A., Rossetto L., 2014. R134a flow boiling heat transfer and pressure drop inside a 3.4 mm ID microfin tube, 68th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI2013.
- Macdonald M., Garimella S., 2016. Hydrocarbon condensation in horizontal smooth tubes: Part I – Measurements, *International Journal of Refrigeration*, 93, pp. 75-85.
- Maqbool M. H., Palm B., Khodabandeh R., 2013. Investigation of two phase heat transfer and pressure drop of propane in a vertical circular minichannel, 46, pp. 120-130.
- Müller-Steinhagen H., Heck, K., 1986. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 20, pp. 297–308.
- Oliver, J.A., Liebenberg, L., Kedzierski, M.A., Meyer, J.P., 2004. Pressure drop during refrigerant condensation inside horizontal smooth, helical microfin, and herringbone microfin tubes, *Journal of Heat Transfer*, 126, 687-696.
- Jeffrey A. Milkie, 2014. Condensation of hydrocarbons and zeotropic hydrocarbon/refrigerant mixtures in horizontal tubes, A Dissertation Presented to The Academic Faculty.
- Park K., Jung D., Seo T., 2007. Flow condensation heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants and dimethyl ether inside a horizontal plain tube, *International Journal of Multiphase Flow*, 34, pp. 628-635.
- Qiu J., Zhang H., Yu X., Qi Y., Lou J., Wang X., 2015. Experimental investigation of flow boiling heat transfer and pressure drops characteristic of R1234ze(E), R600a, and a mixture of R1234ze(E)/R32 in a horizontal smooth tube, *Advances in Mechanical Engineering*, 7(9), pp. 1–12.

Saitoh S., Dang C., Nakamura Y., Hihara E., 2011. Boiling heat transfer of HFO-1234yf flowing in smooth small-diameter horizontal tube. *International Journal of Refrigeration*, 34(8), pp. 1846–1853.

Sun L., Mishima K., 2009b. Evaluation analysis of prediction methods for two-phase flow pressure drop in mini-channels, *International Journal of Multiphase Flow*, 35, pp. 47–54.

Wang L., Dang C., Hihara E., 2012. Experimental study on condensation heat transfer and pressure drop of low GWP refrigerant HFO1234yf in a horizontal tube, *International Journal of Refrigeration*, 35, pp. 1418–1429.

Wang S., M.Q. Gong, G.F. Chen, Z.H. Sun , J.F. Wua, 2014. Two-phase heat transfer and pressure drop of propane during saturated flow boiling inside a horizontal tube, 41, pp. 200-209.

Yan Y.Y., Lin T.F., 1999. Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, *ASME Journal of Heat Transfer* 121, pp. 118–127.

Zhuang X.R., M.Q. Gong, X. Zou, G.F. Chen, J.F. Wu, 2016. Experimental investigation on flow condensation heat transfer and pressure drop of R170 in a horizontal tube, 66, pp. 105-120.