

國立交通大學

機械工程研究所

碩士論文

冷媒 R-134a 與 HFO-1234yf 在平滑管內  
之流動沸騰熱流分析與比較

Investigation of Convective Boiling Heat Transfer for  
Refrigerant R-134a and HFO-1234yf in a Smooth Tube

研究生：童靖瑞

指導教授：呂明璋 博士

共同指導：王啟川 博士

中華民國一百零一年十一月

冷媒 R-134a 與 HFO-1234yf 在平滑管內  
之流動沸騰熱流分析與比較

Investigation of Convective Boiling Heat Transfer for Refrigerant R-134a  
and HFO-1234yf in a Smooth Tube

研 究 生：童靖瑞

Student : Jing-Rei Tong

指 導 教 授：呂明璋

Advisor : Dr. Ming-Chang Lu

共 同 指 導：王啟川

Coadvisor : Dr. Chi-Chuan Wang

國 立 交 通 大 學

機 械 工 程 學 系

碩 士 論 文

1896

A Thesis

Submitted to Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Chiao Tung University

in Partial Fulfillment of The Requirements

for the Degree of

Master of Science

in

Mechanical Engineering

November 2012

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國一百零一年十一月

# 冷媒 R-134a 與 HFO-1234yf 在平滑管內 之流動沸騰熱流分析與比較

學生:童靖瑞

指導教授:呂明璋

共同指導:王啟川

國立交通大學機械工程學系碩士班

## 摘要

本研究以實驗方法探討冷媒 R-134a 及 HFO-1234yf 於內徑 3.9mm 平滑管內的兩相流動壓降、對流沸騰熱傳係數。質量速度範圍為  $200-500\text{kg/m}^2\text{s}$ ，熱通量為  $5.67-26.18\text{kW/m}^2$ ，飽和溫度為  $6^\circ\text{C}-15^\circ\text{C}$ 。實驗結果顯示，R-134a 與 HFO-1234yf 的熱傳係數均會隨著質量速度、熱通量、飽和溫度的上升而提升。在低乾度時，熱通量效應對熱傳係數的影響是大的；而質量速度效應則對在高乾度時的熱傳係數會有較大的影響，且 HFO-1234yf 和 R-134a 幾乎擁有相同的熱傳係數。壓降部分，在相同的實驗條件之下，R-134a 壓降皆會高於 HFO-1234yf 的壓降。

本研究之實驗數據與前人之熱傳經驗式及壓降經驗式比對的結果，Wattelet 和 Chato 關係式能預測於平滑管內之熱傳係數在 50% 之內；Friedel 之壓降經驗式預測性最佳，其誤差範圍在  $\pm 30\%$  內。

關鍵字: R-134a；HFO-1234yf；沸騰熱傳；平滑管

# ABSTRACT

The characteristics of convection boiling heat transfer coefficients and two-phase flow pressure drops were measured for R-134a and HFO-1234yf flowing in smooth tube with inner diameter of 3.9 mm. The range of mass flux is between 200 to 500 kg/m<sup>2</sup>s, heat flux ranging from 5.67 to 26.18 kW/m<sup>2</sup>, evaporating temperature ranging from 6°C to 15°C. Results showed that, the heat transfer coefficients of R-134a and HFO-1234yf increase with mass flux, heat flux and saturation temperature. The effect of heat flux on the heat transfer was large at low vapor quality, the effect of mass flux on the heat transfer was large at high vapor quality, and the heat transfer coefficient of HFO-1234yf is almost same as that of R-134a. For the pressure drops, under the same experimental conditions, the pressure drops of R-134a are higher than that of HFO-1234yf.

Between experimental data and correlations proposed for the heat transfer coefficients, Wattlet and Chato's correlation can predict data in smooth tube within 50%. For the pressure drops, Friedel's correlation can predict the data within 30%.

Keywords: R-134a, HFO-1234yf, boiling heat transfer, smooth tube



## 致 謝

本研究能夠順利的完成，首先要感謝我的兩位指導老師，王啟川老師與呂明璋老師，兩位老師的循循善誘和嚴格教學，讓我學習到了嚴謹的研究精神和態度，並訓練了我獨立思考的能力，以及判斷問題、解決問題的能力，使我獲益良多，讓我在研究所時期成長飛快，在此致上無限的感激與謝意。此外感謝工研院的楊愷祥博士，在口試時提出許多重要的意見，使我的論文更加完善，謝謝。

另外感謝實驗室的大家庭，我的學長們：岳峻、東榮、泓凱、凱涵、嘉浚等，在碩一時我甚麼都不會的情況下給予了我研究方向和意見，以及遍佈在 550、513、508、305 的同學戰友們：冠宇、善豪、柏豪、泳汶、宇棋、士哲、楷翔、洋嘉...等 13 位碩二同學，還有宥澄、宜群、建宏、茂銓、建宇、榮致、臣泯、宗瀚、慧敏...等 11 位學弟妹們，感謝大家的陪伴，拚實驗時的革命情感，使研究生活繽紛多彩。

感謝所有關心我的朋友們，消夜 YY 團、大同戰隊、Amoebic、天主教中聯會及大專同學會的朋友們，每當我感到心煩意亂時，你們總是可以適時地出現關心我，給予我更多力量去面對挑戰。

最後最要感謝的是我的父母、哥哥柏圭、嫂嫂聖慈、姊姊玫秀、姊夫其根和所有家人親人們，在我求學路上的支持與陪伴，是我最強力的後盾，讓我毫無後顧之憂地學習，你們是我堅持下去永不放棄的動力，感謝你們多年來的關懷和鼓勵。

要感謝的人太多了，就謝謝我的信仰，我的天主！謹以此論文成果獻給所有關心我的人，感謝天主，謝謝大家！

童靖瑞

交大工五館 Lab 550

# 目 錄

摘要.....	I
ABSTRACT.....	II
致 謝.....	III
目 錄.....	IV
表目錄.....	VI
圖目錄.....	VII
符號說明.....	XII
第一章 緒 論.....	1
1.1 研究背景.....	1
1.2 研究動機與目的.....	2
1.3 文獻回顧.....	3
1.4 研究範圍.....	7
1.5 本文架構.....	8
第二章 實驗系統與方法.....	15
2.1 工作流體.....	15
2.2 實驗系統.....	15
2.3 量測儀器實驗設備.....	17
2.4 系統測漏.....	20

2.5 系統填充冷媒 .....	20
2.6 工作流體的熱力物理性質 .....	21
2.7 實驗步驟 .....	21
2.8 實驗不準度計算 .....	24
第三章 實驗分析.....	33
3.1 測試管外環側水的對流熱傳係數.....	33
3.2 測試管內側冷媒的對流蒸發熱傳係數 .....	36
3.3 測試管內側冷媒的壓降分析 .....	38
第四章 實驗結果與討論.....	43
4.1 測試管內側冷媒於絕熱時的流動壓降 .....	43
4.2 測試管內側冷媒的對流沸騰熱傳係數 .....	45
4.3 測試管內側冷媒於加熱時的流動壓降 .....	48
第五章 結論.....	79
參考文獻.....	81

## 表目錄

表 1-1、各項氣體在 100 年後的全球暖化潛力值.....	9
表 1-2、R-134a 及 HFO-1234yf 於飽和溫度 15°C 時的性質比較.....	9
表 1-3、R-134a 及 HFO-1234yf 於飽和溫度 10°C 時的性質比較.....	9
表 1-4、R-134a 及 HFO-1234yf 於飽和溫度 6°C 時的性質比較.....	11
表 1-5、實驗量測參數範圍.....	11
表 2-1、R-1234yf 與 R-134a 之性質〈一大氣壓下〉.....	25
表 2-2、不準度分析整理表.....	25





## 圖目錄

圖 1-1、20 世紀之各項冷媒之應用比例[1] .....	12
圖 1-2、各項冷媒飽和壓力對飽和溫度圖 .....	12
圖 1-3、HFO-1234yf 的壓力-焓(p-h)關係圖[5] .....	13
圖 1-4、HFO-1234yf 的溫度-熵(T-S)關係圖[5].....	13
圖 1-5、Dang et al.提出的 HFO-1234yf 熱通量與質量速度對熱傳係數 的關係圖[6].....	14
圖 2-1、實驗系統設備圖 .....	26
圖 2-2、實驗系統設備實際圖 .....	26
圖 2-3、雙套管設備圖 .....	27
圖 2-4、自耦變壓器 .....	27
圖 2-5、RTD 溫度校正曲線圖 .....	28
圖 2-6、電子式質量流率量計.....	28
圖 2-7、浮子式流量計.....	29
圖 2-8、絕對壓力計 .....	29
圖 2-9、差壓計.....	30
圖 2-10、SDBS.....	30
圖 2-11、MX100，資料擷取器.....	31

圖 2-12、泵浦 .....	31
圖 2-13、環側水之低溫恆溫水槽 .....	32
圖 2-14、冷凝段之低溫恆溫水槽 .....	32
圖 4-1、R-134a、HFO-1234yf 液態摩擦因子與雷諾數的關係圖 .....	51
圖 4-2、R-134 於飽和溫度 6°C，質量速度與摩擦壓降的關係圖 .....	51
圖 4-3、R-134 於飽和溫度 10°C，質量速度與摩擦壓降的關係圖 .....	52
圖 4-4、R-134 於飽和溫度 15°C，質量速度與摩擦壓降的關係圖 .....	52
圖 4-5、R-134 於 6°C 與 15°C 時，質量速度與摩擦壓降的關係圖 .....	53
圖 4-6、HFO-1234yf 於飽和溫度 6°C，質量速度與摩擦壓降的關係圖 .....	53
圖 4-7、HFO-1234yf 於飽和溫度 10°C，質量速度與摩擦壓降的關係圖 .....	54
圖 4-8、HFO-1234yf 於飽和溫度 15°C，質量速度與摩擦壓降的關係圖 .....	54
圖 4-9、HFO-1234yf 與 R-134a 於飽和溫度 10°C，摩擦壓降的比較圖 .....	55
圖 4-10、R-134a 摩擦壓降實驗結果與兩種壓降關係式的比較結果 .....	55
圖 4-11、HFO-1234yf 摩擦壓降實驗結果與兩種壓降關係式的比較結果 .....	56

圖 4-12、測試管環側水的對流熱傳系數的威爾森繪圖 .....	56
圖 4-13、R-134a 熱通量 $11.35\text{kW/m}^2$ 、飽和溫度 $10^\circ\text{C}$ ，質量速度對熱傳係數的關係圖 .....	57
圖 4-14、R-134a 質量速度 $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、飽和溫度為 $10^\circ\text{C}$ ，熱通量對熱傳係數的關係圖 .....	58
圖 4-15、R-134a 質量速度 $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、飽和溫度為 $15^\circ\text{C}$ ，熱通量對熱傳係數的關係圖 .....	59
圖 4-16、R-134a 質量速度 $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、熱通量 $11.35\sim 11.46\text{kW/m}^2$ ，飽和溫度對熱傳係數的關係圖 .....	60
圖 4-17、HFO-1234yf 熱通量 $11.46\text{kW/m}^2$ 、飽和溫度 $10^\circ\text{C}$ ，質量速度對熱傳係數的關係圖 .....	61
圖 4-18、HFO-12324yf 質量速度 $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、飽和溫度為 $10^\circ\text{C}$ ，熱通量對熱傳係數的關係圖 .....	62
圖 4-19、HFO-1234yf 質量速度 $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、熱通量 $11.46\text{kW/m}^2$ ，飽和溫度對熱傳係數的關係圖 .....	63
圖 4-20、R-134a 與 HFO-1234yf 於飽和溫度 $10^\circ\text{C}$ 時，質量速度對熱傳係數的比較圖 .....	64
圖 4-21、R-134a 與 HFO-1234yf 於飽和溫度 $10^\circ\text{C}$ 時，熱通量對熱傳係數的比較圖 .....	65

圖 4-22、R-134a 於 15°C 時熱傳係數實驗結果與四種熱傳關係式的比較結果 .....	66
圖 4-23、R-134a 於 10°C 時熱傳係數實驗結果與四種熱傳關係式的比較結果 .....	67
圖 4-24、HFO-1234yf 於 6°C ~ 15°C 時熱傳係數實驗結果與四種熱傳關係式的比較結果 .....	68
圖 4-25、R-134a 熱通量 11.35kW/m <sup>2</sup> 、飽和溫度 10°C，質量速度對壓降的關係圖 .....	69
圖 4-26、R-134a 質量速度 G=200kg/m <sup>2</sup> s、飽和溫度 10°C，熱通量對壓降的關係圖 .....	70
圖 4-27、R-134a 質量速度 G=200kg/m <sup>2</sup> s、飽和溫度 15°C，熱通量對壓降的關係圖 .....	71
圖 4-28、R-134a 質量速度 G=200kg/m <sup>2</sup> s、熱通量 11.35-11.46kW/m <sup>2</sup> ，飽和溫度對壓降的關係圖 .....	72
圖 4-29、HFO-1234yf 熱通量 11.46kW/m <sup>2</sup> 、飽和溫度 10°C，質量速度對壓降的關係圖 .....	73
圖 4-30、HFO-1234yf 質量速度 G=200kg/m <sup>2</sup> s、飽和溫度 10°C，熱通量對壓降的關係圖 .....	74
圖 4-31、HFO-1234yf 質量速度 G=200kg/m <sup>2</sup> s、熱通量 11.46kW/m <sup>2</sup> ，	



飽和溫度對壓降的關係圖 .....	75
圖 4-32、R-134a 與 HFO-1234yf 於飽和溫度 10°C 時，質量速度對壓降的比較圖 .....	76
圖 4-33、R-134a 與 HFO-1234yf 於飽和溫度 10°C 時，熱通量對壓降的比較圖 .....	77
圖 4-34、R-134a 壓降實驗結果與兩種壓降關係式的比較結果 .....	78
圖 4-35、HFO-1234yf 壓降實驗結果與兩種壓降關係式的比較結果 .....	78



## 符號說明

A	面積， $m^2$
T	溫度， $^{\circ}C$
P	壓力，kPa
h	焓，kJ/kg
G	質量速度， $kg/m^2s$
W	功率，W
v	比容， $m^3/kg$
q	熱通量， $kW/m^2$
Q	熱傳量，W
$\dot{m}$	質量流率，kg/s
$C_p$	等壓比熱，kJ/kgK
u	流速，m/s
Re	雷諾數
d	測試管內徑，m
Nu	紐森數
f <sub>N</sub>	摩擦因子
Pr	普朗特數
k	熱傳導係數，W/mK
h	熱傳係數， $W/m^2K$
$D_h$	水力直徑，m
Bo	沸騰係數
U	總熱傳係數
LMTD	對數平均溫度差

X                      Martinelli 參數

希臘符號

$\Delta P$                       壓降，kPa

$\Delta T$                       溫差， $^{\circ}\text{C}$

$\Delta T_m$                       對數平均溫度差，K

$\mu$                           黏滯係數， $\text{Ns/m}^2$

$\rho$                           密度， $\text{kg/m}^3$

下標

cd                          冷凝狀態

ev                          蒸發狀態

p                          泵

s                          管外環側

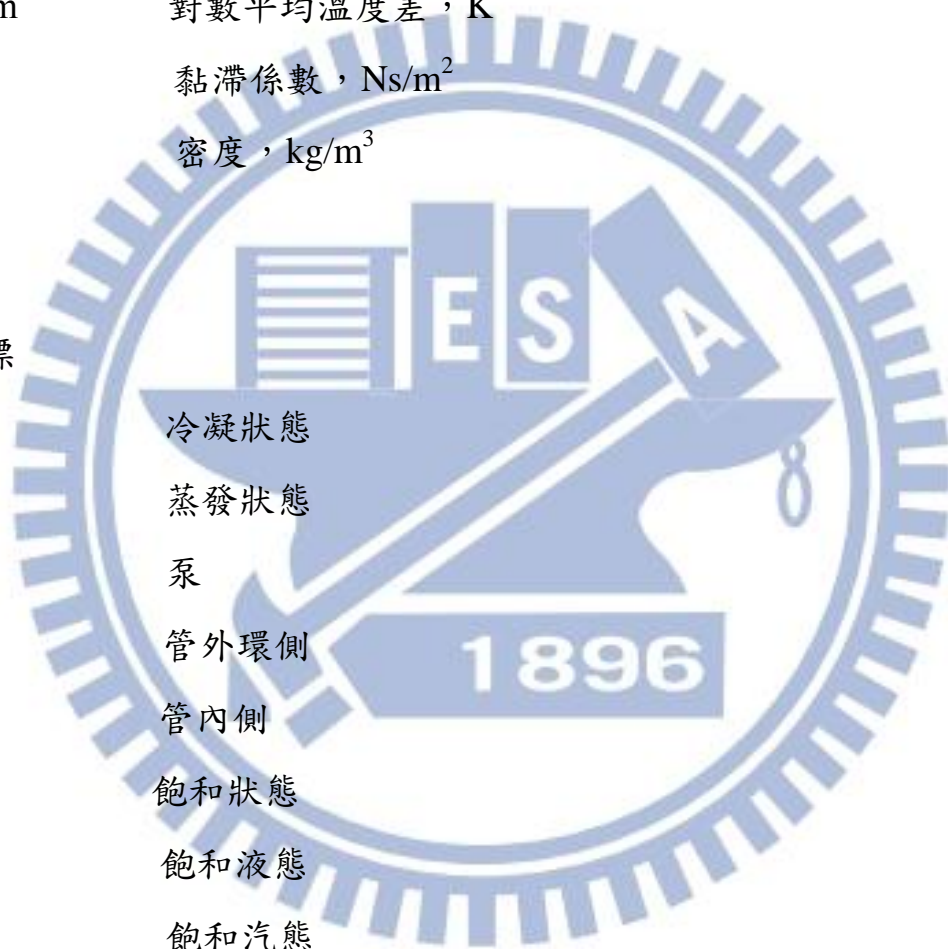
t                          管內側

sat                          飽和狀態

f                          飽和液態

g                          飽和汽態

fg                          潛熱值



# 第一章 緒論

## 1.1 研究背景

目前，世界空調是朝舒適、節能、環保三大方向發展，然而舒適是空調業者本身的需求，節能是任何耗能機制的研究重點，而環保主要是要找尋冷媒製冷劑的替代品。環顧世界過去使用的冷媒，在 1880 年代時，壓縮式冷凍系統的工作冷媒為 R-744，這是一種二氧化碳形式的冷媒[1]，由於其無毒且不可燃的特性，又具有成本低及隨處可得的優點，逐漸有許多應用開始使用，在 1940 年代以前海運載貨的冷凍系統，80% 以上皆是使用 CO<sub>2</sub> 冷媒。然而隨著一些合成冷媒的發明與使用，諸如氨、二氧化硫等合成冷媒，CO<sub>2</sub> 無可避免的和其他天然冷媒一樣被淘汰，在 1980 年代後幾乎完全退出市場〈見圖 1-1〉，在接下來的冷凍空調界中，R-22 為廣泛應用的傳統冷媒，屬於氟氯氫化合物(Hydrochlorofluorocarbon, HCFC)，但又發現其中氯為破壞臭氧層的原兇，因此又發展出了不含氯的 HFC 系冷媒。

在最近的二十年間，暖通空調和製冷業的很多廠商都採用 HFCs 製冷劑(R-134a/R-410A/R-407C 等)。很多空調採用 R-410A，冷卻器採用 R-134a，製冷設備採用 R-404A，這似乎已成定局。雖然這些合成冷媒都能達到相當高的循環效率，但卻會造成嚴重的溫室效應問題，對於環境造成很大的衝擊。因此在 1992 年，勞倫森和彼得森(Lorentzen and Pettersen)倡議重新考慮 CO<sub>2</sub> 冷媒來解決人造冷媒對環境的衝擊[2]，但 CO<sub>2</sub> 系統擁有一項非常大的缺點，就是它們必須在很大的壓力下才能操作（比傳統系統高約 5 倍），在高壓下操作造成了一定程



度工程上的挑戰，且 CO<sub>2</sub> 的熱力循環效率相當低，因此找尋新的冷媒製冷劑替代物成為最主要的課題，圖 1-2 為各項冷媒飽和壓力對飽和溫度圖。

## 1.2 研究動機與目的

在現在的大氣環境中，各種溫室氣體對地球暖化有不同程度的影響，而決定此程度大小的依據即為「全球溫度暖化潛力(Global Warming Potential)」。全球溫度暖化潛力(GWP)是反映溫室氣體的相對強度，其定義是指某一單位質量的溫室氣體在一定時間內相對於 CO<sub>2</sub> 的累積輻射力，表 1-1 即為各項氣體在 100 年後的全球暖化潛力值，由表 1-1 可知，數值越高表示該氣體的全球變暖潛力越高。

在冷凍空調業中，R-134a 為冷凍空調界中運用相當廣泛的冷媒，但 R-134a 卻會造成嚴重的溫室效應，其 GWP 值高達 1300，以長遠來看，對於環境暖化會有很大的影響[3]，因此找尋替代 R-134a 的無害新冷媒是目前重要的課題。

2006 年 5 月，歐盟議會決議，自 2011 年起汽車冷媒的 GWP 值不可以超過 150，也就是二氧化碳暖化地球能力的 150 倍，因此當前的所有冷媒製冷劑幾乎都不可使用，且 CO<sub>2</sub> 作為空調製冷劑的效率又不高的狀況下，為了找出適合又優秀的冷媒製冷劑替代品，兩家大型的化學公司霍尼維爾(Honeywell)和杜邦(Dupont)日前研發出一種新型的冷媒——HFO-1234yf(或稱 R-1234yf)，其全球暖化潛力值(GWP)僅為 4，對於環境暖化幾乎不會造成任何影響，並且可以直接使用於

舊有系統上，將可大幅度減少使用二氧化碳冷媒所需要提高的成本。R-134a 與 HFO-1234yf 的熱力性質比較如表 1-2、表 1-3、表 1-4 所示。但 HFO-1234yf 詳細的熱流性能仍屬未知，故探討 HFO-1234yf 於熱交換器的熱傳及流力特性是需要的。

近年來，在節省自然資源及提高能源使用效率的前提下，熱交換器的設計正朝著增加效率及減低熱交換器的大小和重量的方向在努力。過去幾十年來，在高效率熱交換器的製造技術有長足的進步，使得高效能及體積較小的熱交換器更為可行。因此在兩相系統中的蒸發器或冷凝器的設計上，小管徑的圓管被廣為應用。

本研究的目的是探討 R-134a 與 HFO-1234yf 在 3.9mm 平滑管內的流動沸騰熱傳特性，實驗它們的熱傳、壓降等等，期望能對其兩相流有更進一步的了解，對社會有所貢獻。

### 1.3 文獻回顧

HFO-1234yf 又可寫成 R-1234yf，HFO 為 Hydro-Floro-Olefin 的縮寫，即為氫-氟-烯烴，故 HFO-1234yf 中文為四氟丙烯，其分子式為  $\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$ ，英文學名為 2,2,2,3 Tetrafluoropropene，即為 2,2,2,3 四氟丙烯[4]。

圖 1-3 和圖 1-4 為 Akasaka et al.研究 HFO-1234yf 結果之顯示，

圖 1-3 為 HFO-1234yf 之壓力-焓關係圖[5]，圖 1-4 為 HFO-1234yf 之溫度-熵關係圖[5]，由圖可以知道，HFO-1234yf 的臨界壓力約為 3.382MPa，臨界溫度約為 367.85K，即為 95°C，而臨界點的密度約為 478kg/m<sup>3</sup>。

Dang et al.[6]以 HFO-1234yf 為工作流體，探討 HFO-1234yf 於內徑 2mm、長度 1760mm 平滑管的對流沸騰熱傳係數，熱通量為 6-24kW/m<sup>2</sup>，質量速度 100-400kg/m<sup>2</sup>s，飽和溫度 15°C，並與 R-134a 比較，結果顯示熱通量效應在低乾度時的影響較大，在高乾度時，質量速度效應的影響較大，而且 HFO-1234yf 的熱傳係數幾乎與 R-134a 一樣，其結果在圖 1-5。

Choi et al.[7]以 R-22、R-134a 和 CO<sub>2</sub> 為工作流體，探討流體於內徑 1.5mm、3mm，長度為 2000mm 的平滑不鏽鋼管中的對流沸騰熱傳係數，熱通量為 10-40kW/m<sup>2</sup>，質量速度 200-600 kg/m<sup>2</sup>s，飽和溫度 10°C，結果顯示核沸騰主導了在低乾度區域時的熱傳係數，且熱通量和質量速度越高時，熱傳係數也越高。

在過去半個世紀以來，發展出許多管內對流蒸發熱傳係數的關係式。如早期的 Chen[8]1966 年提出合成法(superposition model)，將熱傳係數為成核沸騰及對流蒸發效應的總合。他認為流體的流動將會抑



制核沸騰，因此加入抑制因子  $S$ ，而  $F$  為兩相對流熱傳乘數，其熱傳係數表為：

$$h_{tp} = h_l \cdot F + h_{pool} \cdot S \quad (1-1)$$

$$h_l = 0.023 \left( \frac{k_l}{D_i} \right) \cdot \text{Re}_l^{0.8} \text{Pr}_l^{0.4} \quad (1-2)$$

$$h_{pool} = 0.00122 \left( \frac{k_l^{0.79} C_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} i_{fg}^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right) (T_w - T_{sat})^{0.24} (P_{sat} - P_l)^{0.75} \quad (1-3)$$

$$\text{當 } \frac{1}{X_u} \leq 0.1 \quad F = 1.0 \quad (1-4)$$

$$\text{當 } \frac{1}{X_u} > 0.1 \quad F = 2.35 \left( \frac{1}{X_u} + 0.213 \right)^{0.736} \quad (1-5)$$

$$S = \frac{1}{1 + 2.56 \times 10^{-6} \text{Re}_{tp}^{1.17}} \quad (1-6)$$

Shah[9]1982 年所提出的垂直與水平管內對流蒸發熱傳係數關係式。以下列  $N_s$  的值大小決定各種沸騰機構下的  $\Psi$  值，在由其中影響最顯著者，決定其熱傳係數的大小。

$$\Psi = \frac{h_{tp}}{h_l} = fn(Co, Bo, Fr_l) \quad (1-7)$$

$$Co = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (1-8)$$

$$Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D} \quad (1-9)$$

$$Bo = \frac{q}{Gi_{fg}} \quad (1-10)$$

$$\text{Re}_l = \frac{G(1-x)D_i}{\mu_l} \quad (1-11)$$

其中， $h_{tp}$  為對流蒸發熱傳係數，Shah 所建議的計算流程如下：



$$(i) \text{ 當 } Fr_l \geq 0.04 \quad N_s = Co \quad (1-12)$$

$$\text{當 } Fr_l < 0.04 \quad N_s = 0.38Fr_l^{-0.3}Co \quad (1-13)$$

$$(ii) \text{ 當 } Bo \geq 11 \times 10^{-4} \quad F_s = 14.7 \quad (1-14)$$

$$\text{當 } Bo \leq 11 \times 10^{-4} \quad F_s = 15.4 \quad (1-15)$$

$$(iii) \quad \Psi_{cb} = 1.8N_s^{-0.8} \quad (1-16)$$

若  $N_s > 1$  時

$$\text{當 } Bo > 0.3 \times 10^{-4} \quad \Psi_{nb} = 230Bo^{0.5} \quad (1-17)$$

$$\text{當 } Bo \leq 0.3 \times 10^{-4} \quad \Psi_{nb} = 1 + 46Bo^{0.5} \quad (1-18)$$

若  $N_s \leq 1$  時

$$\text{當 } 0.1 < N_s \leq 1 \quad \Psi_{nb} = F_s Bo^{0.5} \exp(2.74N_s^{-0.1}) \quad (1-19)$$

$$\text{當 } N_s \leq 0.1 \quad \Psi_{nb} = F_s Bo^{0.5} \exp(2.47N_s^{-0.1}) \quad (1-20)$$

比較  $\Psi_{cb}$  及  $\Psi_{nb}$  的大小，選其中較大者為  $\Psi$ ，乘以(2-1)的  $h_l$ ，即可求得對流蒸發熱傳係數  $h_{tp}$ 。

在前人努力研究之下，發展出對兩相流動壓降的評估關係式。早年研究學者 Chisholm[10]於 1967 年提出汽態兩相摩擦乘數  $\phi_v^2$ ，來評估其壓降。其表示式為

$$\phi_v^2 = 1 + cX + X^2 \quad (1-21)$$

$X$  為 Martinelli 參數，可寫為

$$X = \left[ \frac{(dP/dZ)_l}{(dP/dZ)_v} \right]^{0.5} \quad (1-22)$$

而  $C$  的範圍從 5 至 20，其選取是根據液相和汽相為層流或紊流來選取。當蒸汽相及液相均為紊流時， $C=20$ 。當蒸汽相及液相均為層流時，為  $C=5$ 。當蒸汽相為紊流，液相為層流時，則  $C=12$ 。當蒸汽相為層流，液相為紊流時，則  $C=10$ 。

以上文獻的實驗現象及推論可作為與我們實驗結果定性及定量比對的參考。

#### 1.4 研究範圍

為了探討 R-134a 與 HFO-1234yf 在 3.9mm 平滑管內的對流蒸發性能與流動沸騰特性研究，本研究項目實驗如下：

- (1) 實驗測量參數範圍：冷媒飽和溫度為  $6^{\circ}\text{C}$ 、 $10^{\circ}\text{C}$ 、 $15^{\circ}\text{C}$ ，質通量為  $200\sim 500\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ，熱通量為  $5.67\sim 26.2\text{kW}/\text{m}^2$ ，乾度變化  $0.1\sim 0.9$ 。
- (2) 探討 R-134a 與 HFO-1234yf 於測試管內的質量速度、外加的熱通量及飽和溫度對其熱傳係數的影響。
- (3) 探討 R-134a 與 HFO-1234yf 於測試管內的流動壓降。
- (4) 比較 R-134a 與 HFO-1234yf 於測試管內的熱傳係數及兩相流動壓降。

R-134a 與 HFO-1234yf 於實驗時的量測參數範圍如表 1-5 所示。根據上述各項結果，可詳細知道 HFO-1234yf 於測試管內對流沸騰熱傳的差異，並且可作為往後冷凍循環設計的參考。

## 1.5 本文架構

本文主要分為五個章節。第一章先介紹冷媒的發展背景，並帶出 R-134a 與新冷媒 HFO-1234yf，並說明參考的文獻回顧及實驗的研究範圍與目的；接著第二章為介紹實驗的系統設備與方法；第三章為實驗分析；第四章為實驗結果與討論；最後第五章為結論。

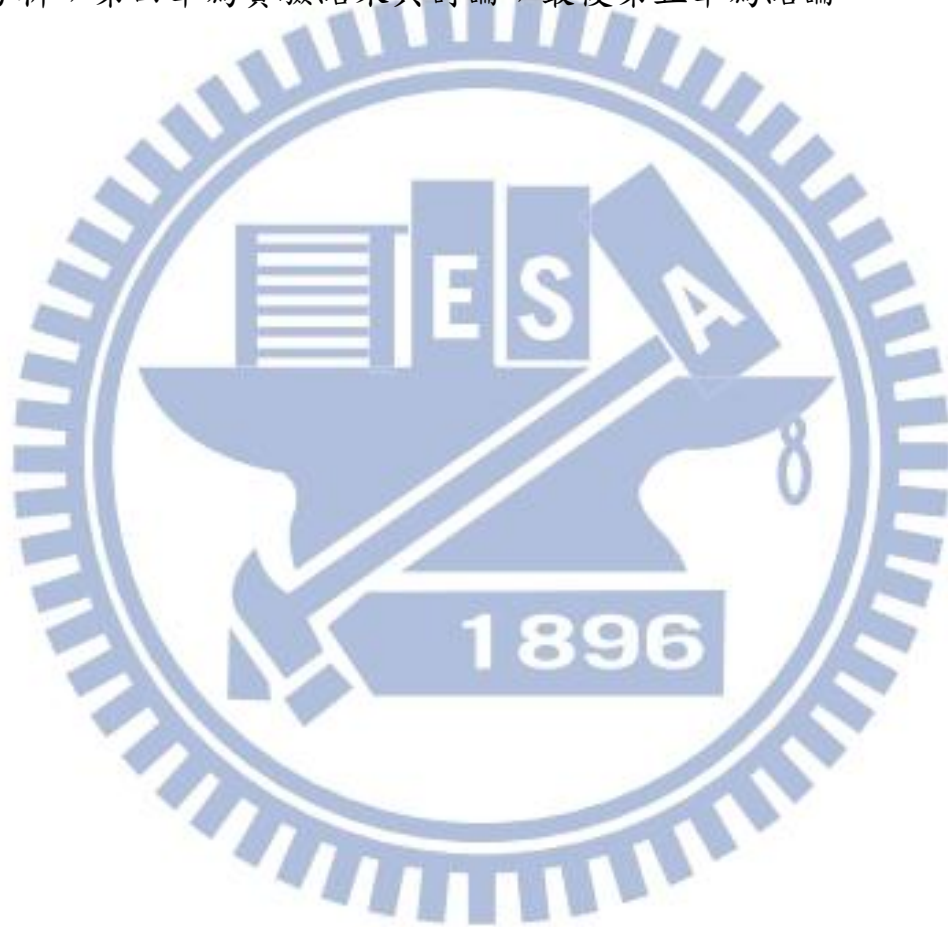


表 1-1、各項氣體在 100 年後的全球暖化潛力值

各項氣體在 100 年後的全球暖化潛力值						
R-12	R-22	R-134a	R404A	R407C	R410A	CO <sub>2</sub>
10600	1700	1300	3784	1653	1975	1

表 1-2、R-134a 及 HFO-1234yf 於飽和溫度 15°C 時的性質比較

性質	R134a	R1234yf
P(kPa)	493.15	513
$\rho_f(\text{kg/m}^3)$	1243	1127.5
$\rho_g(\text{kg/m}^3)$	24.005	28.7
$\mu_f(\mu\text{Pa}\cdot\text{s})$	224.75	182.5
$\mu_g(\mu\text{Pa}\cdot\text{s})$	11.365	12.13
$K_f(\text{W/mK})$	0.08545	0.06925
$i_{fg}(\text{kJ/kg})$	186.46	151.95
$\sigma(\text{N/m})$	0.00945	0.0074
$Cp_f(\text{kJ/kgK})$	1.3875	1.3125
$Cp_g(\text{kJ/kgK})$	0.9735	1.012

表 1-3、R-134a 及 HFO-1234yf 於飽和溫度 10°C 時的性質比較



性質	R134a	R1234yf
P(kPa)	414.6	436
$\rho_f(\text{kg/m}^3)$	1261	1144
$\rho_g(\text{kg/m}^3)$	20.23	24.4
$\mu_f(\mu\text{PaS})$	238.8	194
$\mu_g(\mu\text{PaS})$	11.15	11.9
$K_f(\text{W/mK})$	0.0876	0.0713
$i_{fg}(\text{kJ/kg})$	190.7	155.6
$\sigma(\text{N/m})$	0.01014	0.0081
$Cp_f(\text{kJ/kgK})$	1.37	1.293
$Cp_g(\text{kJ/kgK})$	0.946	0.983

表 1-4、R-134a 及 HFO-1234yf 於飽和溫度 6°C 時的性質比較

性質	R134a	R1234yf
P(kPa)	363	384.8
$\rho_f(\text{kg/m}^3)$	1274.6	1156.8
$\rho_g(\text{kg/m}^3)$	17.758	21.52
$\mu_f(\mu\text{Pa} \cdot \text{s})$	251.28	203.6
$\mu_g(\mu\text{Pa} \cdot \text{s})$	10.982	11.716
$K_f(\text{W/mK})$	0.08936	0.07266
$i_{fg}(\text{kJ/kg})$	193.98	158.32
$\sigma(\text{N/m})$	0.010708	0.008564
$Cp_f(\text{kJ/kgK})$	1.358	1.2786
$Cp_g(\text{kJ/kgK})$	0.926	0.9622

表 1-5、實驗量測參數範圍

實驗參數	R-134a	HFO-1234yf
飽和溫度(°C)	6, 10, 15	6, 10, 15
質通量( $\text{kg/m}^2\text{s}$ )	200-500	200-500
熱通量( $\text{kW/m}^2$ )	5.67-26.2	5.73-19.2
乾度(%)	10-90	10-90

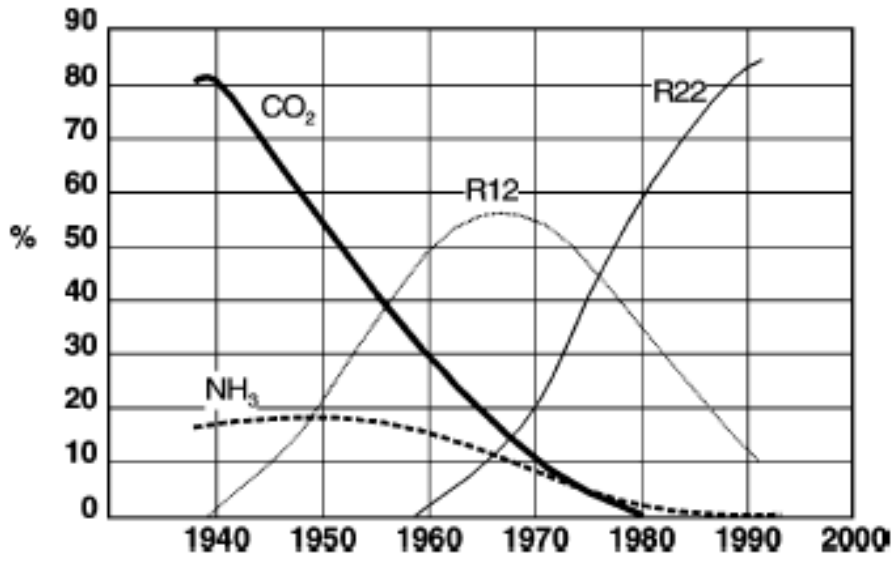


圖 1-1、20 世紀之各項冷媒之應用比例[1]

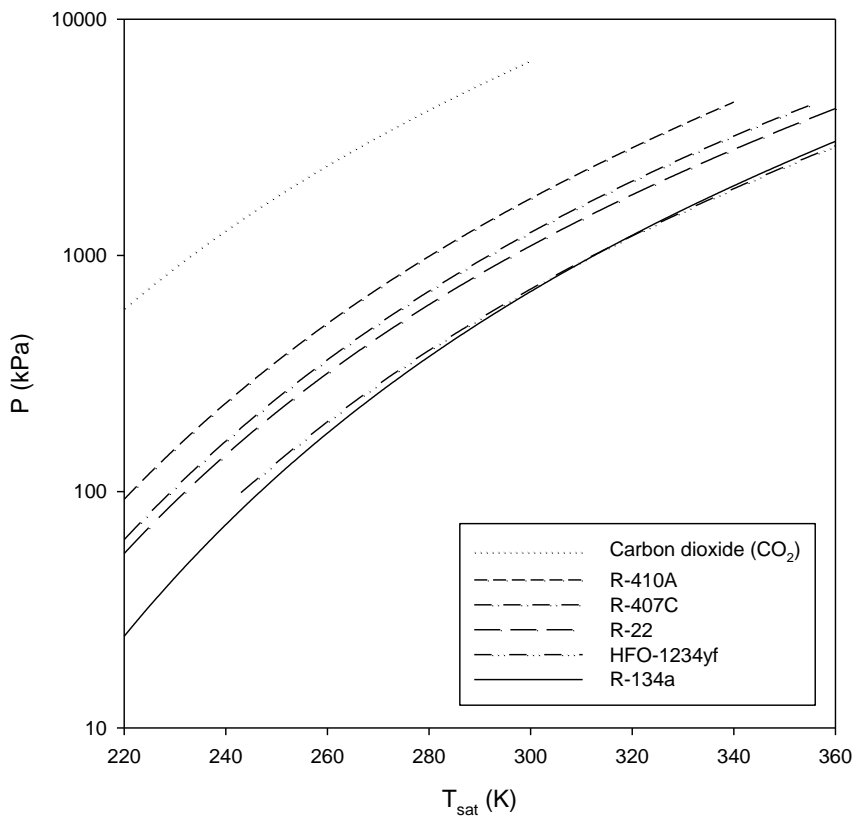


圖 1-2、各項冷媒飽和壓力對飽和溫度圖

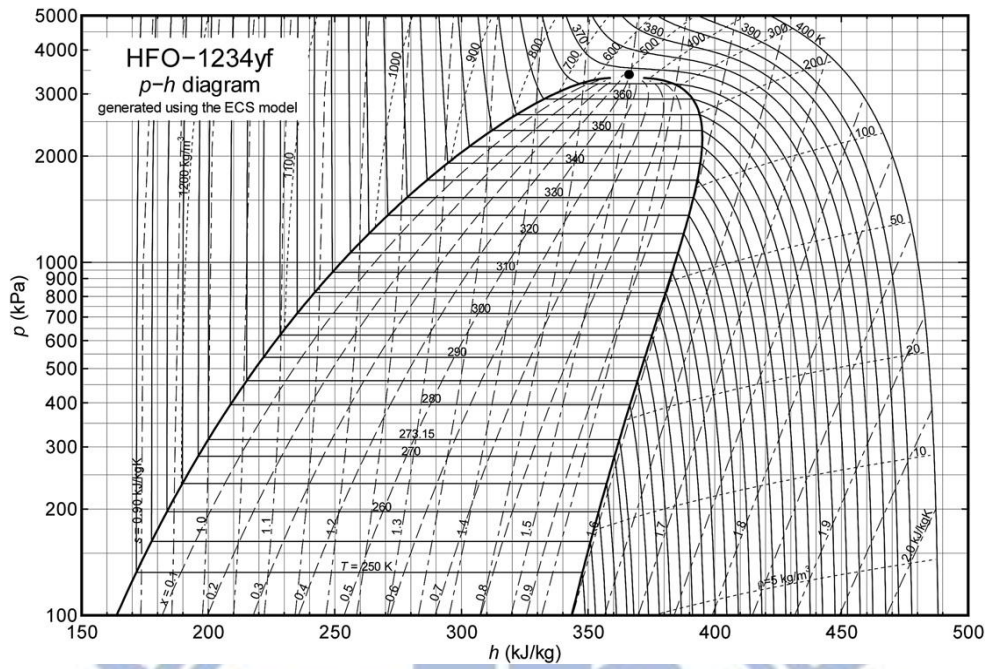


圖 1-3、HFO-1234yf 的壓力-焓(p-h)關係圖[5]

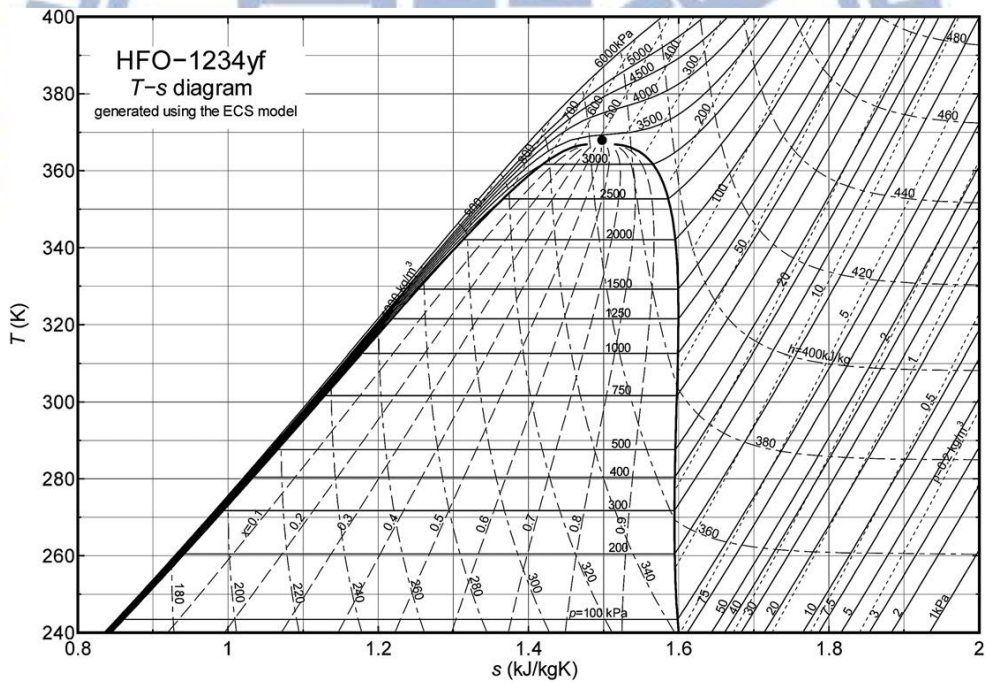


圖 1-4、HFO-1234yf 的溫度-熵(T-S)關係圖[5]



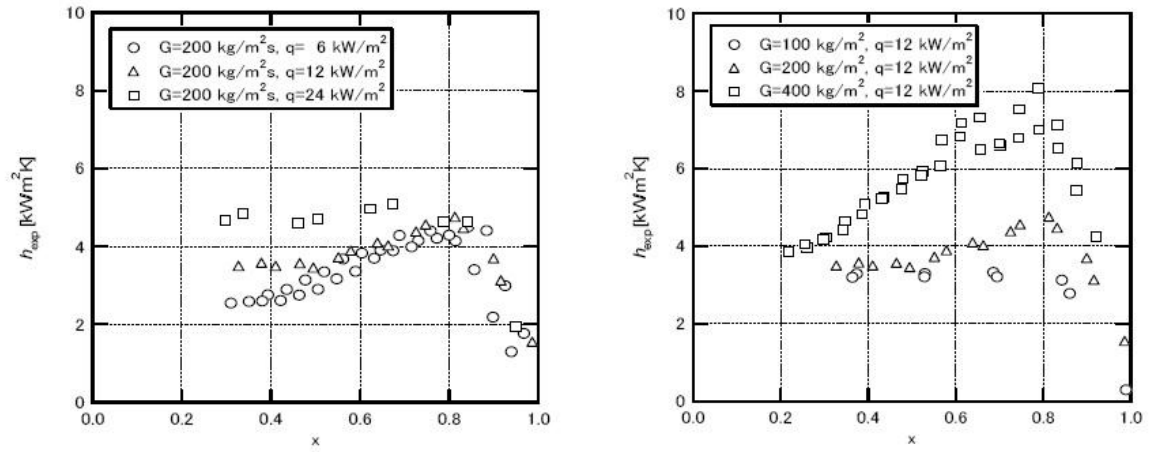


圖 1-5、Dang et al.所實驗的 HFO-1234yf 熱通量與質量速度

對熱傳係數的關係圖[6]



## 第二章 實驗系統與方法

本章將介紹實驗系統、量測儀器、工作流體的熱物性質及實驗步驟。

### 2.1 工作流體

本文使用的工作流體為冷媒 R-134a 與 HFO-1234yf，兩者皆屬於低毒性及弱可燃性，都具有良好的材料相容性（例如：紅銅、不鏽鋼、鋁等等），且 HFO-1234yf 擁有相當低的全球暖化潛力（GWP=4）之環保特性，兩工作流體在一大氣壓下的性質比較如表 2-1。

### 2.2 實驗系統

在本論文研究中，實驗系統主要分為測試段、預熱段與冷凝循環系統三個部分，如圖 2-1 所示，圖 2-2 為系統設備實際圖，並透過完善的量測設備以及資料擷取系統，以實驗方法探討 R-134a 與 HFO-1234yf 於 3.9mm 平滑管的兩相壓降與熱傳機制。

#### 2.2.1 測試段

測試段為一組逆向流動的雙套管設計，雙套管長度為 0.6 公尺，外管為平滑銅管，內管為待測不鏽鋼管，如圖 2-3 所示。本實驗採用的測試管為外徑 6.35mm、內徑 3.9mm 的平滑管，雙套管環側通熱水以供內管冷媒蒸發所需的熱能。測試段及系統各部均包覆世霸龍 (superlon) 用以絕熱，而雙套管進出口裝設有壓力計，差壓計及電阻測溫器 (RTD) 分別量測測試管內冷媒的壓力、壓降、出入口溫度，及雙套管環側加熱水的進出口溫度。此外雙套管環側裝有水流量計，以量取水流量。

### 2.2.2 預熱段

在本實驗中，工作流體在進入測試段前之蒸汽乾度由系統中的預熱段控制。在本系統中之預熱器為一彈筒式電熱管，其最大加熱功率為 800W，可藉由自耦變壓器〈圖 2-4〉調整加熱功率來控制實驗中所需之參數。

### 2.2.3 冷凝循環系統

冷凝循環系統由冷凝器和低溫循環水槽所組成，冷凝器為一殼管式熱交換器，主要目的為冷卻沸騰之工作流體以及控制系統壓力，並確保工作流體是以液體狀態進入科式力質量流量計，避免量測數值顯示異常。

## 2.3 量測儀器實驗設備

本實驗系統所使用的量測儀器計有：電阻式測溫器〈RTD〉、電子式質量流量流率量計、浮子式流量計、絕對壓力計、差壓計及資料蒐集系統。

### 2.3.1 電阻式測溫器〈RTD〉—溫度量測

本實驗使用之溫度量測均採用 PT-100 型電阻式溫度探測器 (RTD)，分別量測工作流體於預熱段、測試段之出入口溫度和環側水之出入口溫度。這些 RTD 在安裝之前，都會進行校正的動作，校正時是以一直徑 80mm，高度 60mm 的均溫銅塊，以及經過國家度量衡量測中心校正過的電阻式溫度計〈RTD〉，作為校正的標準原件，其精確度在  $0.01^{\circ}\text{C}$ ，並於溫度範圍  $3^{\circ}\text{C}\sim 50^{\circ}\text{C}$  量取 10 點恆溫槽中水溫，而得電阻式測溫器之校正曲線，其最大誤差不超過  $0.1^{\circ}\text{C}$ ，其詳細校正的曲線，於圖 2-5。

### 2.3.2 電子式質量流率量計—冷媒質量流率量測

冷媒質量流率量測採用 Micro-motion 的電子式質量流率量計來量測，如圖 2-6，可測得冷媒質量流率、溫度及密度，量測範圍為 0



~0.03kg/s，輸出訊號為 4~20 mA，故必須連接一個 250Ω 之電阻將輸出訊號轉換成 1~5V，經設定量測範圍及調整歸零後，其精確度在 0.005kg/s。

### 2.3.3 浮子式流量計—水流量量測

水流量量測採用欣川公司的浮子式流量計，如圖 2-7，其量測範圍為 0.3kg/min ~3kg/min。

### 2.3.4 絕對壓力計

絕對壓力計採用 YOKOGAWA (FP101A-Z11-L20AB) 如圖 2-8，其輸出訊號及量測範圍分別為 1~5V 與 0~5kgf/cm<sup>2</sup>，安裝於測試段進口處，當受一壓力時，相對會輸出電壓值，經專用顯示表轉換為壓力值顯示出來。

### 2.3.5 差壓計

差壓計則採用 YOKOGAWA (EJA110A) 如圖 2-9，其輸出訊號及量測範圍分別為 4~20 mA 與 0~50kPa，輸出訊號經由 SDBS 如圖 2-10，轉換為 1~5V 傳送至資料擷取系統，再由電腦將數據資料轉換並記錄。

### 2.3.6 資料擷取系統

資料擷取器〈Hybrid Recorder〉為 MX100，見圖 2-11，YOKOGAWA 公司製造，可連接電腦進行資料擷取，共有 10 個頻道可供讀取實驗資料之用。由於 MX100 內設有 RTD 轉換功能，所以溫度量測時即直接以所讀數據經校正曲線轉換而得。至於壓力、流量及壓差的量測，由儀器本身產生的電流經由一標準電阻，可轉換成 1~5V 的電壓，對應儀器所設定的量測範圍，而得到所量測之壓力、流量值。

本實驗系統所使用的實驗設備有：泵浦、低溫恆溫循環水槽。

### 2.3.7 泵浦

系統迴路中的工作流體由可調式齒輪驅動泵浦(Micro-pump T-23)來推動如圖 2-12，其齒輪驅動幫浦最大效能可達 2000rpm 相對最大流量可達 600 ml/min。

### 2.3.8 低溫恆溫循環水槽

實驗設備中包含兩台機密恆溫循環水槽〈Gtec-J615 和 Gtec-J650〉，由立諾儀器製造，如圖 2-13 與 2-14 所示。恆溫水槽內部皆具有精密 PID 溫度控制系統，其溫度調控精準可達 0.1°C，皆具有內外循環功能。

## 2.4 系統測漏

使用空壓機將高壓空氣灌入於實驗系統中，經過 24 小時後觀察並紀錄壓力轉換器的數值，若壓力的降低小於 100 Pa/hr，則系統漏率為可接受的程度，並開始填充冷媒。

## 2.5 系統填充冷媒

在兩相的熱傳實驗中，冷媒的填充量需要適當的控制，太少或太多皆無法達到所需之測試狀況。

測漏工作完成之後，抽真空後即可填充冷媒。將冷媒桶倒置在系統的最高點，用高壓管線連接冷媒接收器及冷媒桶，鬆開冷媒接收器端的接頭後將冷媒桶的閥稍微打開，將高壓管內部的空氣排出之後把接頭鎖緊，再打開冷媒接收器的閥門，經過足夠時間確定接收器內已充滿液態冷媒時，再啟動冷媒泵加速冷媒的填充。當冷媒填充到一定量後關閉冷媒接收器閥門與冷媒桶閥門。

## 2.6 工作流體的熱力物理性質

水的熱力物理性質是由日本機械工程學會的數據資料，經由迴歸方程式找到其相關的關係式。R-134a 及 HFO-1234yf 的熱力及熱傳性質則由一電腦程式〈REFPROP 8〉取得所需數據，亦經由迴歸方程式得其關係式。

## 2.7 實驗步驟

在實驗的過程中所需量測的數據分別為：

- (1)冷媒流量。
- (2)冷媒於測試管內的飽和溫度。
- (3)測試段冷媒進出口的壓力。
- (4)前加熱器之冷媒流量及出入口溫度。
- (5)雙套管環側熱水的出入口溫度及流量。

實驗步驟分下列三部分敘述：

### 2.7.1 雙套管環側熱水的對流熱傳係數的量測

- 1.打開電源總開關。
- 2.將純水注入冰水循環中的恆溫槽。



3. 設定恆溫槽溫度後啟動之。
4. 開啟供應壓力轉換器及差壓計之直流功率供應器，並開啟流量計及資料蒐集器。
5. 當恆溫槽達到設定溫度時，開啟閥門。
6. 開啟冷媒泵浦，視冷媒流量大小調整流量。控制管內冷媒流量、進出口平均溫度在一定值。
7. 調整雙套管環側熱水流量及溫度。
8. 當量測參數如冷媒流量及溫度，熱水流量及溫度達到穩定的誤差範圍內時，則開始實驗數據之紀錄，以供實驗的分析。
9. 重複 3 到 8 的步驟，以得到不同實驗狀況之數據。
10. 實驗結束後，依反步驟將各單元系統一一關閉。

#### 2.7.2 沸騰對流熱傳係數及壓降的量測

1. 打開電源總開關。
2. 將純水注入冰水循環中的恆溫槽。
3. 設定恆溫槽溫度後啟動之。
4. 開啟供應壓力轉換器及差壓計之直流功率供應器，並開啟流量計及資料蒐集器。
5. 當恆溫槽達到設定溫度時，開啟閥門。
6. 開啟冷媒泵浦，視冷媒流量大小調整控制流量。
7. 調節前加熱器自耦變壓器之輸出功率以控制冷媒流體進入測試段之乾度。另外，調整雙套管環側之水流量及溫度，以控制進入測試段的熱通量。

- 8.當量測參數如冷媒流量、飽和溫度、乾度及熱通量達到穩定的誤差範圍內時，則開始實驗數據之紀錄，以供實驗的分析。
- 9.重複3到8的步驟，以得到不同實驗狀況之數據。
- 10.實驗結束後，依反步驟將各單元系統一一關閉。

### 2.7.3 絕熱兩相流動壓降實驗量測

- 1.打開電源總開關。
- 2.將純水注入冰水循環中的恆溫槽。
- 3.關閉雙套管環側熱水流通閥，並以氮氣將雙套管環側殘存水分沖出，以進行絕熱實驗。
- 4.設定恆溫槽溫度後啟動之。
- 5.開啟冷媒泵浦，視冷媒流量大小調整控制流量。
- 6.開啟資料收集器與供應壓力轉換器之直流功率供應器，差壓計及流量計。
- 7.當恆溫槽達到設定溫度時，開啟閥門，調節前加熱器之水流量，以控制冷媒進入測試段的乾度。
- 8.當量測參數如冷媒流量，飽和壓力及乾度達到穩定的誤差範圍內時，則開始實驗數據之紀錄，以供實驗的分析。
- 9.重覆4到8步驟，以得到不同實驗狀況之數據。
- 10.實驗結束後，依反步驟將各單元系統一一關閉。

## 2.8 實驗不準度計算

物理量可分為基本量和導出量，導出量是由數個基本量運算得知，而不準度分析，是透過計算基本量的誤差，經由誤差傳遞，得到導出量的誤差。若導出量  $F$  為  $X_1, X_2, \dots, X_n$  所組成， $F=F(X_1, X_2, \dots, X_n)$ ，則導出量  $F$  之不準度  $\delta F$  為

$$\delta F = \left\{ \left[ \left( \frac{\partial F}{\partial X_1} \right) \delta X_1 \right]^2 + \left[ \left( \frac{\partial F}{\partial X_2} \right) \delta X_2 \right]^2 + \dots + \left[ \left( \frac{\partial F}{\partial X_n} \right) \delta X_n \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (2-1)$$

其中  $\delta X_1$ 、 $\delta X_2$  與  $\delta X_n$  為，組成導出量  $F$  的基本量不準度，透過量測得到基本量的不準度，再利用方程式(2-1)誤差傳遞，計算得到導出量  $F$  的不準度  $\delta F$ ，以下為本研究所探討的導出量：

(1) 溫度差的不準度  $\Delta T = (T_{out} - T_{in})$

$$\delta(T_{out} - T_{in}) = [(\delta T_{out})^2 + (\delta T_{in})^2]^{1/2} \quad (2-2)$$

(2) 質量流率  $\dot{m} = \rho \times A \times V = \rho \times \frac{\pi}{4} D^2 \times V$

$$\frac{\delta \dot{m}}{\dot{m}} = \left[ \left( \frac{\delta \rho}{\rho} \right)^2 + \left( 2 \frac{\delta D}{D} \right)^2 + \left( \frac{\delta V}{V} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2-3)$$

(3) 熱量的不準度  $Q = \dot{m} \times C_p \times \Delta T$

$$\frac{\delta Q}{Q} = \left[ \left( \frac{\delta \dot{m}}{\dot{m}} \right)^2 + \left( \frac{\delta \Delta T}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2-4)$$

不準度的分析整理結果，如表 2-2 所示。

表 2-1、R-1234yf 與 R-134a 之性質〈一大氣壓下〉

性質	R-134a	HFO-1234yf	單位
分子量	102	114.042	g/mol
臨界點溫度	374.13	367.85	K
臨界點壓力	4.07	3.382	MPa
沸點溫度	-26	-29	°C
$P_{\text{vap}}(25^{\circ}\text{C})$	665	677	kPa
液體密度(25°C)	1207	1094	kg/m <sup>3</sup>

表 2-2、不準度分析整理表

不準度分析	
參數	不準度
冷媒流量	0.3-1%
水流量	0.5%
壓降	0.5%
溫度	0.5%
冷媒質量速度	1.1%
雷諾數	0.6%



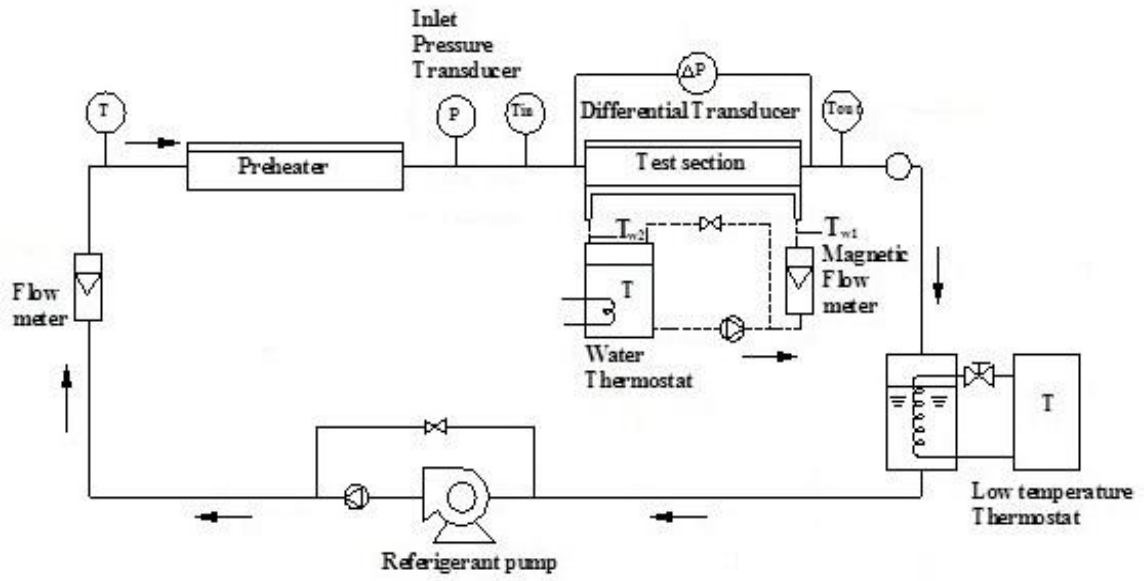


圖 2-1、實驗系統設備圖



圖 2-2、實驗系統設備實際圖

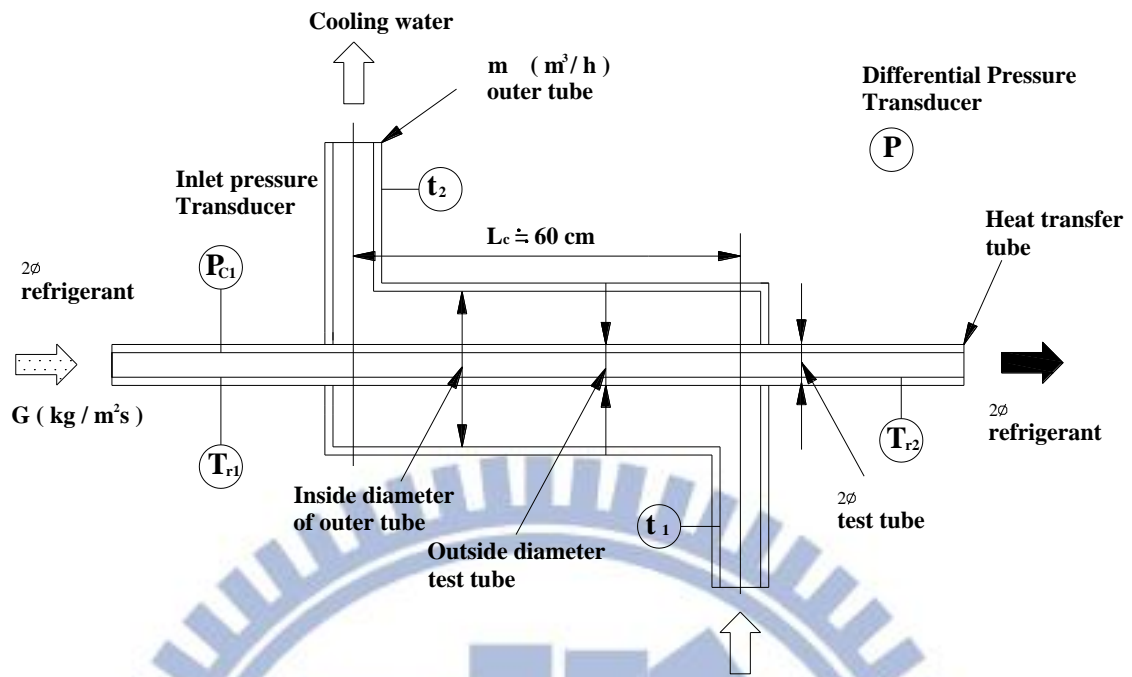


圖 2-3、雙套管設備圖



圖 2-4、自耦變壓器

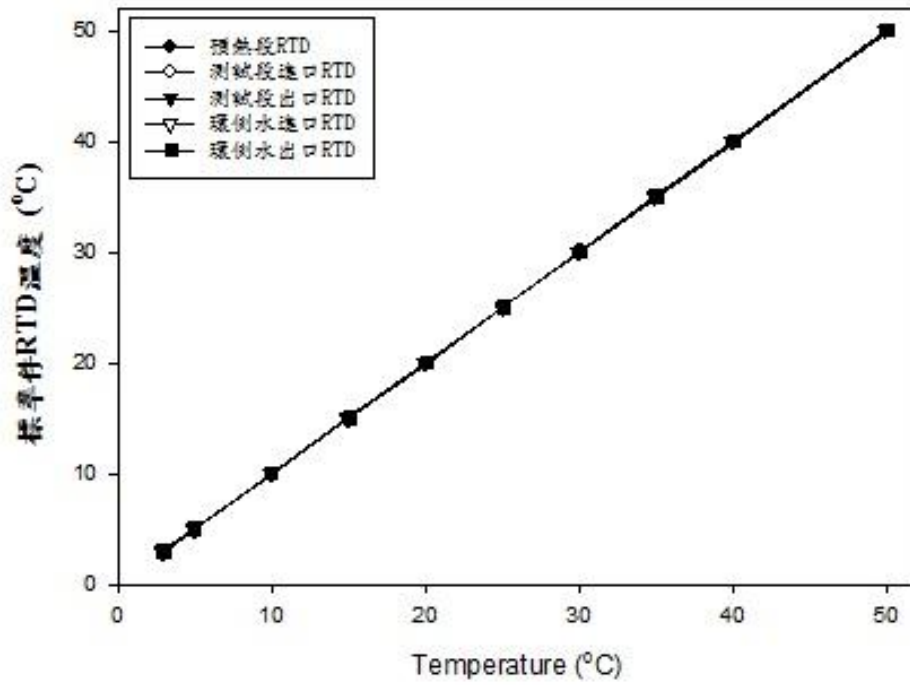


圖 2-5、RTD 溫度校正曲線圖



圖 2-6、電子式質量流率量計





圖 2-7、浮子式流量計

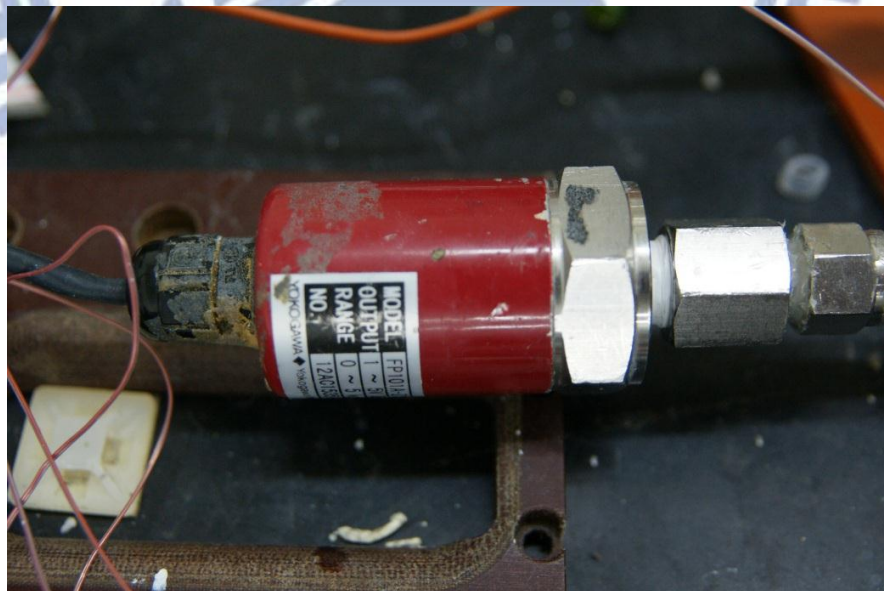


圖 2-8、絕對壓力計



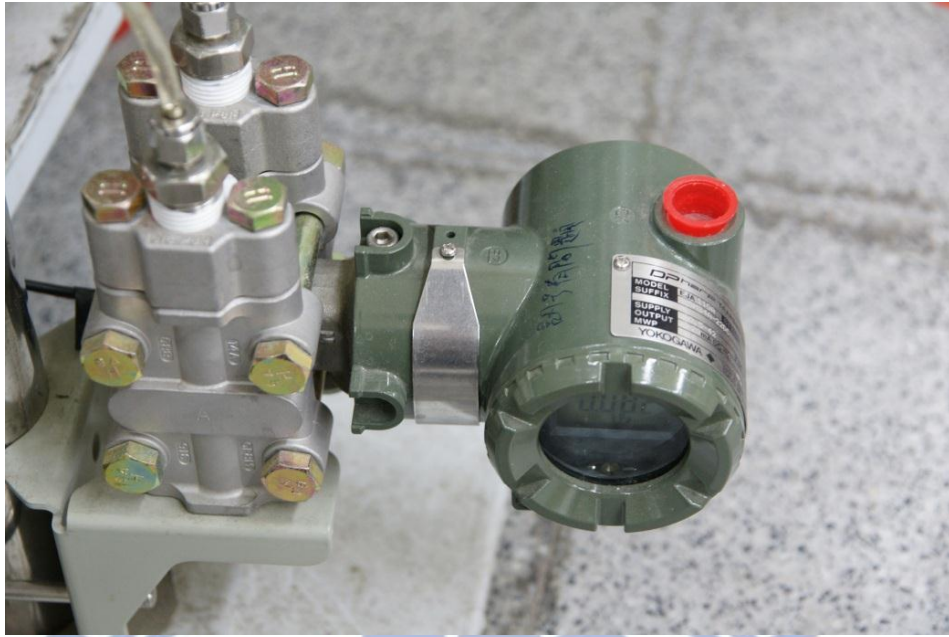


圖 2-9、差壓計

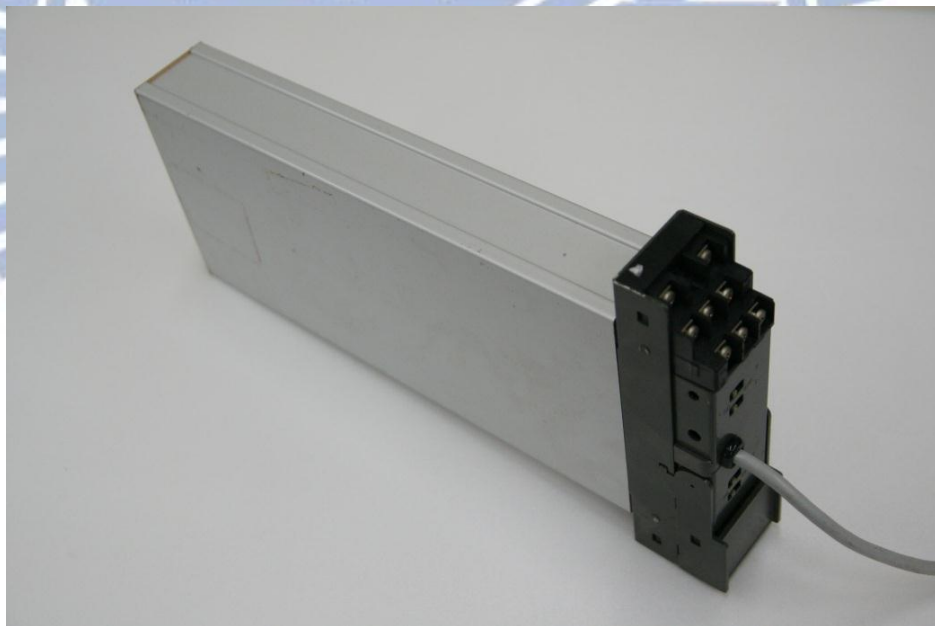


圖 2-10、SDBS

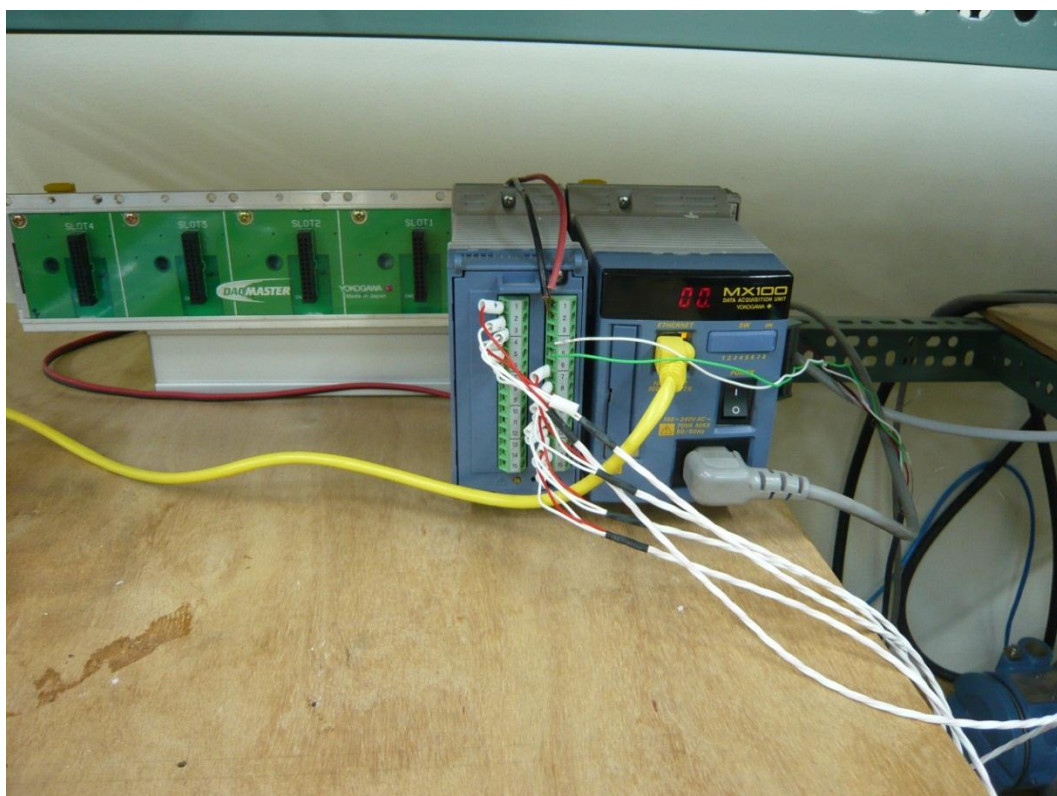


圖 2-11、MX100，資料擷取器



圖 2-12、泵浦



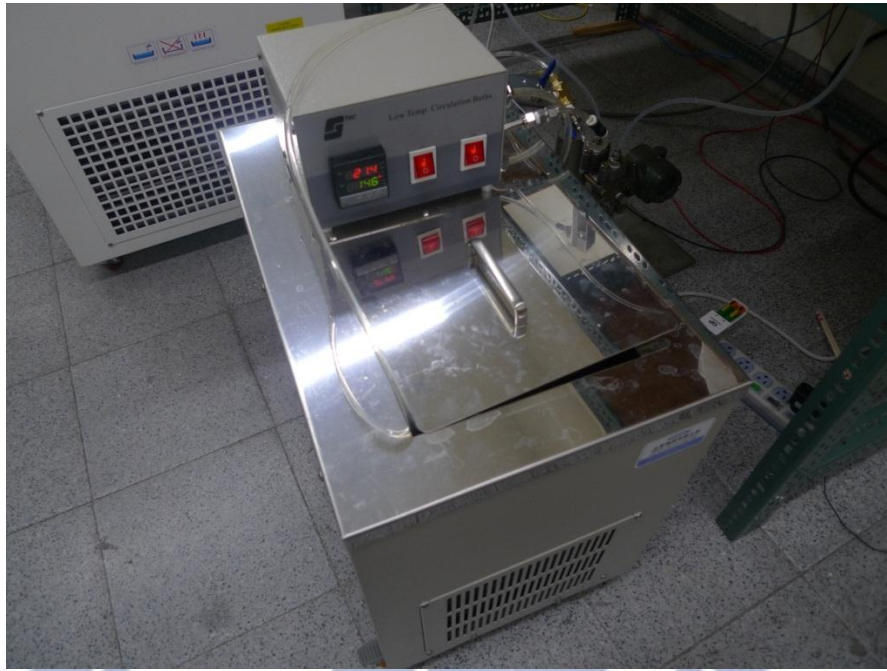


圖 2-13、環側水之低溫恆溫水槽



圖 2-14、冷凝段之低溫恆溫水槽

## 第三章 實驗分析

本實驗將探討R-134a與HFO-1234yf於內徑3.9mm平滑管內的對流蒸發熱流特性。將分三部份討論：

- (1) 測試管外環側水的對流熱傳係數
- (2) 測試管內側冷媒的對流蒸發熱傳係數
- (3) 測試管內側冷媒的壓降分析

### 3.1 測試管外環側水的對流熱傳係數

為了探求測試管內側冷媒的對流沸騰熱傳係數，必須先得知測試管外環側水之平均對流熱傳係數。因此採用修正型威爾森繪圖法 (Modified Wilson Plot Method)，由總熱阻 (overall thermal resistance) 來決定外環側水的對流熱傳係數。

總熱阻分為測試管內側，外環側及管壁等三部份熱阻，如下所示

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_s A_s} + R_w \quad (3-1)$$

其中  $\frac{1}{UA}$  是總熱阻。 $h_s$  及  $h_i$  分別代表環側及測試管內側流體之平均對流熱傳係數。 $h_i$  是以測試管內側的公稱內表面積 (nominal inside



surface area) 為基準。而  $h_s$  則是以測試管外徑表面積為基準， $R_w$  為測試管管壁熱阻。

利用對數平均溫差法 (log mean temperature difference method) 求取逆向流動熱傳之總熱阻：

$$\frac{1}{UA} = \frac{\Delta T_{lm}}{Q_{ave}} \quad (3-2)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3-3)$$

$$\Delta T_1 = T_{t,o} - T_{s,i}, \quad \Delta T_2 = T_{t,i} - T_{s,o} \quad (3-4)$$

$$Q_{ave} = \frac{Q_t + Q_s}{2} \quad (3-5)$$

其中  $\Delta T_{lm}$  對數平均溫差， $T_{t,i}$  及  $T_{t,o}$  分別為測試管內側進出口溫度。而  $T_{s,i}$  及  $T_{s,o}$  分別為測試管外環側水進出口溫度。 $Q_{ave}$  為測試管內側與外環側的平均熱傳率。

而測試管內側及外環側的熱傳率分別為：

$$Q_t = (\dot{m} C_p)_t (T_{t,o} - T_{t,i}) \quad (3-6)$$

$$Q_s = (\dot{m} C_p)_s (T_{s,i} - T_{s,o}) \quad (3-7)$$

其中  $\dot{m}$ ， $C_p$  分別為流體的質量流率與比熱(specific heat)。

根據Sieder及Tate[11]所提出的方程式，將測試管外環側水之紐塞數 (Nusselt number) 表示為下列型式：

$$Nu_{Dh,s} = C Re_{Dh,s}^m Pr^{\frac{1}{3}} \quad (3-8)$$

其中  $m$  為預定雷諾數指數 (pre-defined Reynolds number exponent),  $C$  為待定常數。測試管內側流體之紐塞數則表示為下列函數型式：

$$Nu_{Dh,t} = fn(Re_{Dh,t}, Pr) \quad (3-9)$$

將 (3-8) 及 (3-9) 轉換為熱傳係數型式代入 (3-1) 而得

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{A_t \left( \frac{k_l}{D_h} \right)_t fn(Re_{Dh,t}, Pr)} + \frac{1}{A_s \left( \frac{k_l}{D_h} \right)_s \left( C Re_{Dh,s}^m Pr^{\frac{1}{3}} \right)} + R_w \quad (3-10)$$

當已知測試管幾何尺寸，流體之流率及進出溫度，此時 (3-8) 中僅有三個未知數：待定係數  $C$ ，測試管內側流體之預定雷諾數指數，及未知函數  $fn(Re_{Dh,t}, Pr)$ 。因此使用修正型威爾森繪圖法時，把測試管內側之流體流率及出入口平均溫度控制為定值，即使  $fn(Re_{Dh,t}, Pr)$  未知，但 (3-10) 等號右邊第一項將於求取測試管外環側水熱傳係數實驗中均保持為一常數。將 (3-10) 移項得

$$\frac{1}{UA} - R_w = \frac{1}{A_t \left( \frac{k_l}{D_h} \right)_t fn(Re_{Dh,t}, Pr)} + \frac{1}{A_s \left( \frac{k_l}{D_h} \right)_s \left( C Re_{Dh,s}^m Pr^{\frac{1}{3}} \right)} \quad (3-11)$$

若測試管內側流體流率及出入口平均溫度固定，則 (3-11) 可化為一線性型式

$$Y_1 = AX_1 + B \quad (3-12)$$

其中：

$$Y_1 = \left( \frac{1}{UA} - R_w \right) \quad (3-13)$$

$$A = \frac{1}{C} \quad (3-14)$$

$$X_1 = \frac{1}{A_s \left( \frac{k_l}{D_h} \right)_s (\text{Re}_s^m \text{Pr}^{0.3})} \quad (3-15)$$

$$B = \frac{1}{A_t \left( \frac{k_l}{D_h} \right)_t \text{fn}(\text{Re}_t, \text{Pr})} \quad (3-16)$$

(3-12) 為修正型威爾森繪圖法所需第二個方程式，可做為歸納實驗數據最適化的判斷依據。其決定C，m及  $\text{fn}(\text{Re}_{D_{h,t}}, \text{Pr})$  的步驟如下段所述：

首先依實驗操作範圍，變化測試管外環側水的流率，並保持測試管內側流體流率及出入口平均溫度固定，待實驗狀況穩定，記錄其數據。將實驗數據輸入程式運算，先預猜任一m值，利用(3-1)至(3-16)計算各個數據之總熱阻， $Y_1$  及  $X_1$ ，由各個  $Y_1$  及  $X_1$  值歸納為一直線，而得其斜率A及Y軸截距B，即完成修正型威爾森繪圖法，而得測試管外環側水的平均熱傳係數。

### 3.2 測試管內側冷媒的對流蒸發熱傳係數

由於本實驗條件，冷媒進入測試段前的狀態要為液汽混合狀態，所以必須決定其初始乾度。其中冷媒之蒸汽乾度由預熱段電熱管控制，

熱交換機制傳給冷媒可分為兩部分，一為顯熱(sensible heat)，另一部份為潛熱(latent heat)，則關係式表示為：

$$Q_{w,preheater} = Q_{sensible} + Q_{latent} \quad (3-17)$$

$$Q_{sensible} = \dot{m}_r \cdot C_{pr} (T_{sat,in} - T_{r,in}) \quad (3-18)$$

$$Q_{latent} = \dot{m}_r \cdot i_{fg} x_{inlet,sys} \quad (3-19)$$

其中  $T_{sat,in}$  為冷媒進入測試管之前的飽和溫度， $\dot{m}_r$  為冷媒流量， $C_{pr}$  及  $T_{r,in}$  分為冷媒之比熱和進入前加熱器之前的溫度， $i_{fg}$  為其蒸發焓差。

綜合(3-17)，(3-18)及(3-19)，可得冷媒進入測試段前之初始乾度

$x_{in}$ ：

$$x_{in} = \frac{1}{i_{fg}} \cdot \left( \frac{Q_{w,preheater}}{\dot{m}_r} - C_{pr} (T_{sat,in} - T_{r,in}) \right) \quad (3-20)$$

測試管外環側熱水供給管內側冷媒的熱量為：

$$Q_s = \dot{m}_s \cdot C_{ps} (T_{s,in} - T_{s,out}) \quad (3-21)$$

則冷媒於測試管內的乾度變化量  $\Delta x$  為：

$$\Delta x = \frac{Q_s}{\dot{m}_r i_{fg}} \quad (3-22)$$

因此冷媒於測試管的平均乾度  $x_{ave}$  為：

$$x_{ave} = x_{in} + \frac{\Delta x}{2} \quad (3-23)$$

測試管內側冷媒的對流蒸發熱傳係數 ( $h_i$ ) 可利用總熱傳係數 (U) 及測試管外環側熱水熱傳係數 ( $h_s$ ) 經由總熱阻關係式求得：



$$\frac{1}{(UA)_{ref}} = \frac{1}{(h_i A_i)_{ref}} + \frac{1}{h_s A_s} + R_w \quad (3-24)$$

$$(UA)_{ref} = \frac{Q_s}{(\Delta T_{lm})_{ref}} \quad (3-25)$$

$$(\Delta T_{lm})_{ref} = \frac{(\Delta T_1)_{ref} - (\Delta T_2)_{ref}}{\ln \left[ \frac{(\Delta T_1)_{ref}}{(\Delta T_2)_{ref}} \right]} \quad (3-26)$$

$$(\Delta T_1)_{ref} = T_{w,in} - T_{sat} \quad (3-27)$$

$$(\Delta T_2)_{ref} = T_{w,out} - T_{sat} \quad (3-28)$$

其中  $T_{sat}$  為冷媒於測試管內進出口的平均飽和溫度， $T_{w,in}$  及  $T_{w,out}$  分別為雙套管環側水進出口溫度。

因此冷媒於測試管內的對流蒸發熱傳係數  $h_{i,ref}$  為：

$$(h_i)_{ref} = \frac{1}{A_i \left( \frac{1}{(UA)_{ref}} - \frac{1}{h_s A_s} - R_w \right)} \quad (3-29)$$

$$R_w = \frac{\ln \left( \frac{D_o}{D_i} \right)}{2\pi k_w L_h} \quad (3-30)$$

其中  $R_w$  為管壁熱阻， $L_h$  為側試管的加熱長度， $D_o$  為測試管外徑， $D_i$  為測試管內公稱直徑， $k_w$  為管壁熱傳導係數。

### 3.3 測試管內側冷媒的壓降分析

測試管內流體壓降的探討，可分為兩個實驗狀況。一為絕熱流動狀況，另一個為加熱流動狀況。

在絕熱流動狀況下，水平測試管內的量測壓降  $\Delta P_{\text{exp}}$ ，為入口壓降  $\Delta P_i$ ，摩擦壓降  $\Delta P_f$  及出口壓降  $\Delta P_e$  的總和，即為：

$$\Delta P_{\text{exp}} = \Delta P_i + \Delta P_f - \Delta P_e \quad (3-31)$$

而在加熱流動狀況下，其水平測試管的量測壓降  $\Delta P_{\text{exp}}$ ，包括入口壓降  $\Delta P_i$ ，摩擦壓降  $\Delta P_f$ ，加速度壓降  $\Delta P_a$  及出口壓降  $\Delta P_e$ ，即為：

$$\Delta P_{\text{exp}} = \Delta P_i + \Delta P_f + \Delta P_a - \Delta P_e \quad (3-32)$$

#### (A) 絕熱液相流動

其液相摩擦因子  $f_l$  為

$$f_l = \frac{\Delta P_f}{G^2 / 2\rho_l} \cdot \frac{D_i}{4L} \quad (3-33)$$

$$\Delta P_f = \Delta P_{\text{exp}} - \Delta P_i + \Delta P_e \quad (3-34)$$

其中  $G$  為質量速度， $D_i$  為測試管內的公稱直徑， $L$  為壓降量測點的相對距離， $\rho_l$  為單相流體密度。

而入口壓降  $\Delta P_i$  及出口壓降  $\Delta P_e$  則根據 Lencastre[11] 的表示式計算之。

$$\Delta P_i = K_i \frac{V^2}{2g} \quad (3-35)$$

$$\Delta P_e = K_e \frac{V^2}{2g} \quad (3-36)$$

其中  $K_i$  與  $K_e$  分別為入口摩擦損失常數 (inlet friction loss constant) 及出口摩擦損失常數。 $V$  為流體於測試管內的流動速度。

經由實驗數據將單相摩擦因子  $f_l$  歸納為單相雷諾數的函數，其表示如下：

$$f_l = CRe^{-m} \quad (3-37)$$

其中  $C$  及  $m$  為常數。

## (B) 絕熱兩相流動

(1) 兩相摩擦因子  $f_{tp,adiabatic}$  為

$$f_{tp,adiabatic} = \frac{\Delta P_f}{G^2/2\rho_{eq}} \cdot \frac{D_i}{4L} \quad (3-38)$$

$$\Delta P_f = \Delta P_{exp} - \Delta P_i + \Delta P_e \quad (3-39)$$

其中  $\rho_{eq}$  為平均密度 (mean density)，其表示如下：

$$\frac{1}{\rho_{eq}} = \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \quad (3-40)$$

(2) 兩相摩擦乘數

蒸汽態的兩相摩擦乘數  $\phi_v^2$ ，液態的兩相摩擦乘數  $\phi_l^2$ ，及完全液態的兩相摩擦乘數  $\phi_{lo}^2$  的定義如下所示。

$$\phi_v^2 = \frac{(DP/DZ)_f}{(DP/DZ)_v} \quad (3-41)$$

$$\phi_l^2 = \frac{(DP/DZ)_f}{(DP/DZ)_l} \quad (3-42)$$

$$\phi_{lo}^2 = \frac{(DP/DZ)_f}{(DP/DZ)_{lo}} \quad (3-43)$$

其中  $(DP/DZ)_f$  為測試管內的摩擦壓力梯度， $(DP/DZ)_v$  為蒸汽以質量流率為  $Gx A_c$  於測試管內單獨流動的摩擦壓力梯度， $(DP/DZ)_l$  為液體以質量流率為  $Gx A_c$  於測試管內單獨流動之摩擦壓力梯度， $(DP/DZ)_{lo}$  為以相同液汽混合物的質量流率  $GA_c$  的完全液態流體於測試管內單獨流動的摩擦壓力梯度。

因此  $(DP/DZ)_f$ 、 $(DP/DZ)_v$ 、 $(DP/DZ)_l$  及  $(DP/DZ)_{lo}$  可表示為下列型式：

$$-\left(\frac{DP}{DZ}\right)_f = \frac{\Delta P_f}{L} \quad (3-44)$$

$$-\left(\frac{DP}{DZ}\right)_v = \frac{2f_v G^2 x^2}{\rho_v D_i} \quad (3-45)$$

$$-\left(\frac{DP}{DZ}\right)_l = \frac{2f_l G^2 (1-x)^2}{\rho_l D_i} \quad (3-46)$$

$$-\left(\frac{DP}{DZ}\right)_{lo} = \frac{2f_{lo} G^2}{\rho_l D_i} \quad (3-47)$$

上列各式的摩擦因子及則由 (3-37) 計算之。即為

$$f_v = C \text{Re}_v^{-m} = C \left( \frac{G x_i}{\mu_v} \right)^{-m} \quad (3-48)$$

$$f_l = C \text{Re}_l^{-m} = C \left( \frac{G(1-x)D_i}{\mu_l} \right)^{-m} \quad (3-49)$$



$$f_{lo} = C \text{Re}_{lo}^{-m} = C \left( \frac{GD_i}{\mu_l} \right)^{-m} \quad (3-50)$$

而Martinelli參數  $X_{tt}$  則由蒸汽於測試管內單獨流動的摩擦壓力梯度  $(DP/DZ)_v$  及液體於測試管內單獨流動之摩擦壓力梯度  $(DP/DZ)_l$  計算而得。

$$X_{tt} = \left[ \frac{(DP/DZ)_l}{(DP/DZ)_v} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3-51)$$

### (C) 加熱兩相流動

兩相摩擦因子  $f_{tp,heat}$  為

$$f_{tp,heat} = \frac{(\Delta P_f + \Delta P_a) \cdot D_i}{G^2 \cdot 4L} \cdot \frac{1}{2\rho_{eq}} \quad (3-52)$$

$$\Delta P_f + \Delta P_a = \Delta P_{exp} - \Delta P_i + \Delta P_e \quad (3-53)$$

## 第四章 實驗結果與討論

本實驗探討R-134a與HFO-1234yf於內徑3.9mm平滑管內的對流沸騰熱流特性。將分三部份討論：

- (1) 測試管內側冷媒於絕熱時的兩相流動壓降。
- (2) 測試管內側冷媒的對流沸騰熱傳係數。
- (3) 測試管內側冷媒於加熱時的兩相流動壓降。

### 4.1 測試管內側冷媒於絕熱時的流動壓降

(1)為了確認實驗設備與量測結果的可信度，單相壓降的量側是必要的。圖4-1為R-134a與HFO-1234yf單相摩擦因子與雷諾數的關係圖，圖中斷線為Blasius的摩擦因子方程式  $\langle 0.079\text{Re}_{\text{Di}}^{-0.25} \rangle$ ，可看出實驗結果與Blasius關係是相當吻合，此證明了實驗設備與量測結果的準確性。

(2)圖4-2、圖4-3、圖4-4分別為R-134a於飽和溫度6°C、10°C、15°C時的摩擦壓降。如預期的，不管在任何飽和溫度，壓降〈以 $\Delta P/L$ 表示，kPa/m〉皆會隨著質量速度、乾度的增大而增大，是因為質量速度為影響摩擦壓降的主要因素，故隨著質量速度的不同，摩擦壓降

會有明顯的不同。同時，亦可知道摩擦壓降對乾度的變化，會在最高乾度時達到最大值。

(3)圖4-5為R-134於6°C與15°C時，質量速度與摩擦壓降的關係圖，由圖可以發現，摩擦壓降會隨著飽和溫度的降低而上升，主要是因為空泡比會隨著飽和溫度降低而變大，亦即飽和溫度不同時，氣態與液態的密度不同所造成的影響。

(4)圖4-6、圖4-7、圖4-8分別為HFO-1234yf於飽和溫度6°C、10°C、15°C時的摩擦壓降。同樣的，不管在任何飽和溫度，壓降(以 $\Delta P/L$ 表示，kPa/m)皆會隨著質量速度、乾度的增大而增大，是因為質量速度為影響摩擦壓降的主要因素，故隨著質量速度的不同，摩擦壓降會有明顯的不同。

(5)圖4-9為HFO-1234yf與R-134a於飽和溫度10°C，質量速度與摩擦壓降的比較圖，由圖可知，HFO-1234yf的摩擦壓降會低於R-134a的摩擦壓降，這是因為兩者空泡比不同的關係，而隨著質量速度的上升，此種現象會越明顯。

(6)圖4-10為R-134a摩擦壓降實驗結果與兩種壓降關係式的比較結果，飽和溫度為6°C、10°C、15°C，質量速度為200~500kg/m<sup>2</sup>s。由圖中可看出兩種關係式皆有良好的預測性，誤差幾乎都在±50%內，其中Friedel的關係式對本實驗結果有最佳的預測性，可達90%。

(7)圖4-11為HFO-1234yf摩擦壓降實驗結果與兩種壓降關係式的比較結果，飽和溫度為6°C、10°C、15°C，質量速度為200~500kg/m<sup>2</sup>s。與R-134a的預測相同，由圖中可發現兩種關係式皆有良好的預測性，誤差幾乎都在±50%內，其中Friedel的關係式對本實驗結果有最佳的預測性，可達85%。

## 4.2 測試管內側冷媒的對流沸騰熱傳係數

(8)圖4-12為測試管環側水的對流熱傳係數的威爾森繪圖，其結果如下：

$$Nu_{Dh} = 0.01368Re^{0.9}Pr^{\frac{1}{3}}$$

(9)圖 4-13 為 R-134a 熱通量 11.35kW/m<sup>2</sup>、飽和溫度 10°C，質量速度對熱傳係數的影響。如圖所示，熱傳係數會隨著質量速度的增大而變大，同時熱傳係數會隨著乾度的增加而變大，且在高乾度時的熱傳係數的增加幅度特別明顯，這是因為在高乾度時的熱傳係數的增加主要是因為強制沸騰對流所主導，故在質量速度不同時，高乾度的熱傳係數會有效的提升。

(10)圖 4-14、圖 4-15 為 R-134a 質量速度 G=200kg/m<sup>2</sup>s、飽和度為 10°C 與 15°C，熱通量對熱傳係數的影響，由圖可以發現，R-134a



的熱傳係數會隨著熱通量的增大而變大，同時熱傳係數會隨著乾度的增加而變大，且在低乾度時的熱傳係數變化較為明顯，這是因為在低乾度時熱傳係數的增加主要是因為核沸騰；而在高乾度時熱傳係數提升較慢是因為在高乾度時的液膜較薄會抑制核沸騰的成長。

(11)圖 4-16 為 R-134a 質量速度  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、熱通量  $11.35\sim 11.46\text{kW/m}^2$ ，飽和溫度對熱傳係數的影響。如圖所示，熱傳係數會隨著飽和溫度上升而變大，主要是因為  $q = h(T_w - T_{sat})$  中，在相同熱通量下，較高的飽和溫度其所需的熱傳驅動力  $(T_w - T_{sat})$  較小，相對的熱傳係數就較高。

(12)圖 4-17 為 HFO-1234yf 熱通量  $11.46\text{kW/m}^2$ 、飽和溫度  $10^\circ\text{C}$ ，質量速度對熱傳係數的影響。同樣的，熱傳係數會隨著質量速度的增大而變大，同時熱傳係數會隨著乾度的增加而變大，且在高乾度時的熱傳係數的增加幅度特別明顯，這是因為在高乾度時的熱傳係數的增加主要是因為強制沸騰對流所主導，故在質量速度不同時，高乾度的熱傳係數會有效的提升。

(13)圖 4-18 為 HFO-1234yf 質量速度  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、飽和溫度為  $10^\circ\text{C}$ ，熱通量對熱傳係數的影響。由圖可知，HFO-1234yf 的熱傳係數會隨著熱通量的增大而變大，同時熱傳係數會隨著乾度的增加而

變大，且在低乾度時的熱傳係數變化較為明顯，這是因為在低乾度時熱傳係數的增加主要是因為核沸騰；而在高乾度時熱傳係數提升較慢是因為在高乾度時的液膜較薄會抑制核沸騰的成長。

(14)圖 4-19 為 HFO-1234yf 於質量速度  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、熱通量  $11.46\text{kW/m}^2$ ，飽和溫度對熱傳係數的影響。熱傳係數會隨著飽和溫度上升而變大，主要是因為  $q = h(T_w - T_{sat})$  中，在相同熱通量下，較高的飽和溫度其所需的熱傳驅動力  $(T_w - T_{sat})$  較小，相對的熱傳係數就較高。

(15)圖 4-20 為 R-134a 與 HFO-1234yf 於飽和溫度  $10^\circ\text{C}$  時，質量速度對熱傳係數的比較圖；圖 4-21、R-134a 與 HFO-1234yf 於飽和溫度  $10^\circ\text{C}$  時，熱通量對熱傳係數的比較圖。由二圖可以發現，整體而言，R-134a 與 HFO-1234yf 幾乎擁有相同的熱傳係數，由熱傳經驗式來看，是因為兩者皆有差不多的熱力性質，故熱傳係數沒有太大的差異。

(16)圖4-22、圖4-23為R-134a熱傳係數實驗結果與四種熱傳關係式的比較結果，飽和溫度為  $15^\circ\text{C}$ 、 $10^\circ\text{C}$ ，熱通量為  $5.67\sim 26.18\text{kW/m}^2$ ，

質量速度為 $200\sim 400\text{kg/m}^2\text{s}$ 。由圖中可看出四種熱傳關係式皆對本實驗有不錯的預測性，誤差都在 $\pm 50\%$ 內。

(17)圖 4-24 為 HFO-1234yf 於  $6^\circ\text{C}\sim 15^\circ\text{C}$  時熱傳係數實驗結果與四種熱傳關係式的比較結果，熱通量為 $5.73\sim 19.2\text{kW/m}^2$ ，質量速度為 $200\sim 400\text{kg/m}^2\text{s}$ 。由圖中可看出四種熱傳關係式皆對本實驗有不錯的預測性，其中尤以Wattelet和Chato關係式預測最佳，誤差在 $\pm 50\%$ 內。

### 4.3 測試管內側冷媒於加熱時的流動壓降

(18)圖 4-25 為 R-134a 熱通量  $11.35\text{kW/m}^2$ 、飽和溫度  $10^\circ\text{C}$ ，質量速度對壓降的關係圖，由圖可以知道，質量速度越高時，壓降的數值也越大，這是因為摩擦壓降主導的關係，而摩擦壓降約占總壓降的 $90\%$ ，因此當改變質量速度時，壓降會有明顯的變化。

(19)圖 4-26、圖 4-27 為 R-134a 質量速度  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、飽和溫度  $10^\circ\text{C}$ 、 $15^\circ\text{C}$ ，熱通量對壓降的關係圖，由圖可以發現，當熱通量越高時，其壓降也是越高的，這是因為外加熱通量會產生加速度壓降，但差異並不明顯，因為加速度壓降佔總壓降約  $10\%$  以下，因此可推論外加熱通量對壓降的影響極小。



(20) 圖 4-28 為 R-134a 質量速度  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、熱通量  $11.35\text{-}11.46\text{kW/m}^2$ ，飽和溫度對壓降的關係圖，由圖可知，壓降會隨著飽和溫度的降低而升高，這是因為飽和溫度不同時，氣態與液態的密度不同所造成的影響，但差距甚小。

(21) 圖 4-29 為 HFO-1234yf 熱通量  $11.46\text{kW/m}^2$ 、飽和溫度  $10^\circ\text{C}$ ，質量速度對壓降的關係圖，同樣的，質量速度越高時，壓降的數值也越大，這是因為摩擦壓降主導的關係。

(22) 圖 4-30 為 HFO-1234yf 質量速度  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、飽和溫度  $10^\circ\text{C}$ ，熱通量對壓降的關係圖，由圖可知當熱通量越高時，其壓降也是越高的，這是因為外加熱通量會產生加速度壓降，但加速度壓降佔總壓降比重很低，差異並不明顯。

(23) 圖 4-31 為 HFO-1234yf 質量速度  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、熱通量  $11.46\text{kW/m}^2$ ，飽和溫度對壓降的關係圖，由圖可知，壓降會隨著飽和溫度的降低而升高，這是因為飽和溫度不同時，氣態與液態的密度不同所造成的影響，但差距甚小。

(24) 圖 4-32 為 R-134a 與 HFO-1234yf 於飽和溫度  $10^\circ\text{C}$  時，質量



速度對壓降的比較圖、圖 4-33 為 R-134a 與 HFO-1234yf 於飽和溫度 10°C 時，熱通量對壓降的比較圖，由二圖可以發現，R-134a 的壓降會高於 HFO-1234yf 的壓降，這是因為 R-134a 的液態摩擦係數比 HFO-1234yf 高的關係，因此所產生的壁面剪應力較大，在質量速度高的時候將更明顯。

(25)圖 4-34、圖 4-35 為 R-134a、HFO-1234yf 壓降實驗結果與兩種壓降關係式的比較結果，飽和溫度為 6°C、10°C、15°C，質量速度為 200~400kg/m<sup>2</sup>s，熱通量 5.67-26.18kW/m<sup>2</sup>。由二圖中可發現兩種關係式皆有良好的預測性，誤差幾乎都在±50%內，其中 Friedel 的關係式對本實驗結果有最佳的預測性，可達 85%。

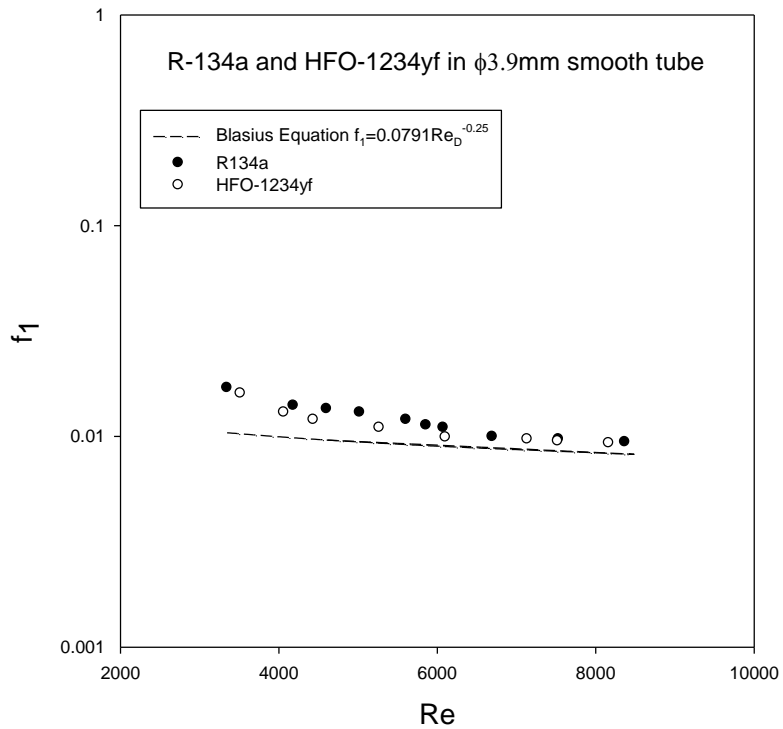


圖 4-1、R-134a、HFO-1234yf 液態摩擦因子與雷諾數的關係圖

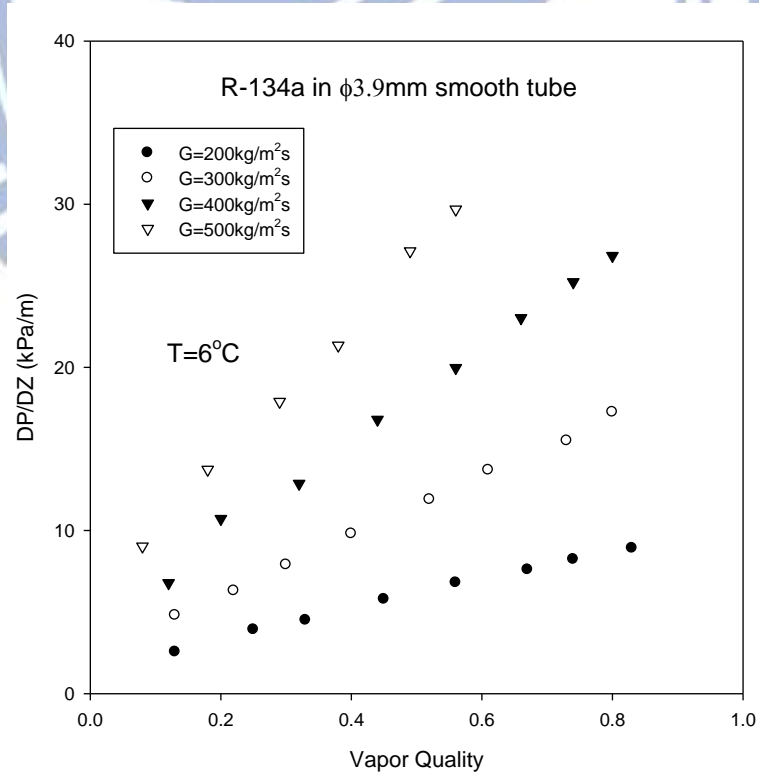


圖 4-2、R-134 於飽和溫度  $6^\circ\text{C}$ ，質量速度與摩擦壓降的關係圖

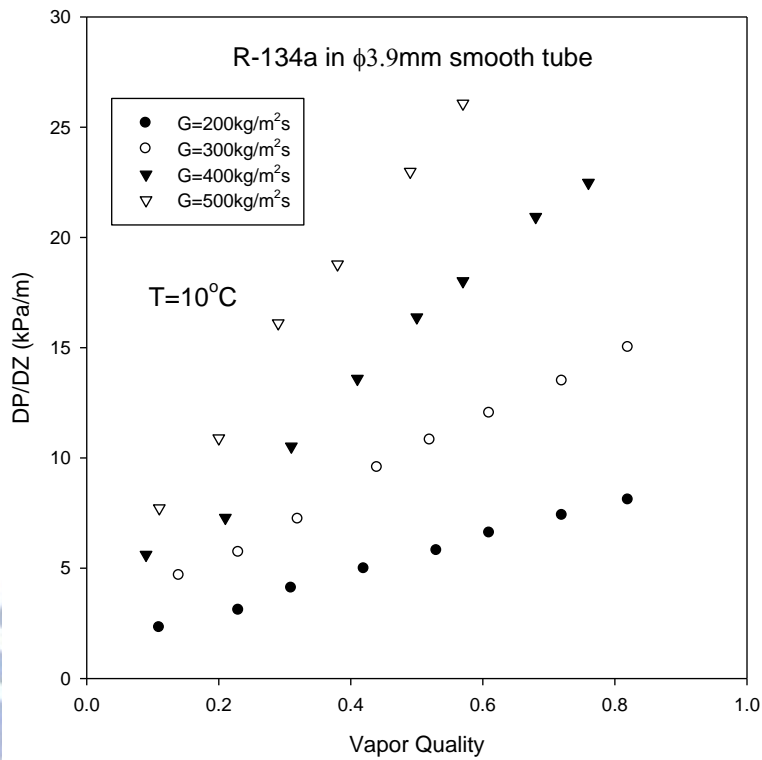


圖 4-3、R-134 於飽和溫度  $10^\circ\text{C}$ ，質量速度與摩擦壓降的關係圖

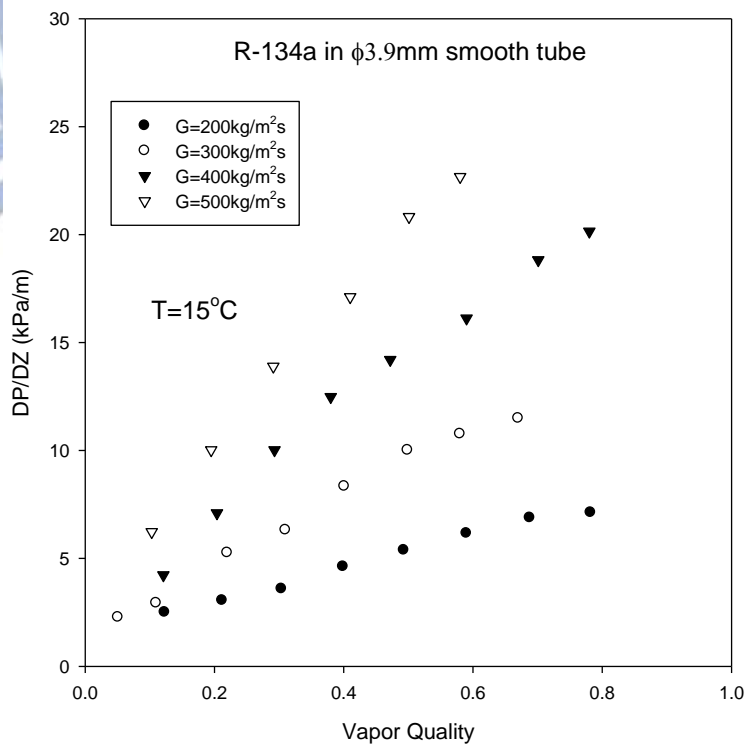


圖 4-4、R-134 於飽和溫度  $15^\circ\text{C}$ ，質量速度與摩擦壓降的關係圖

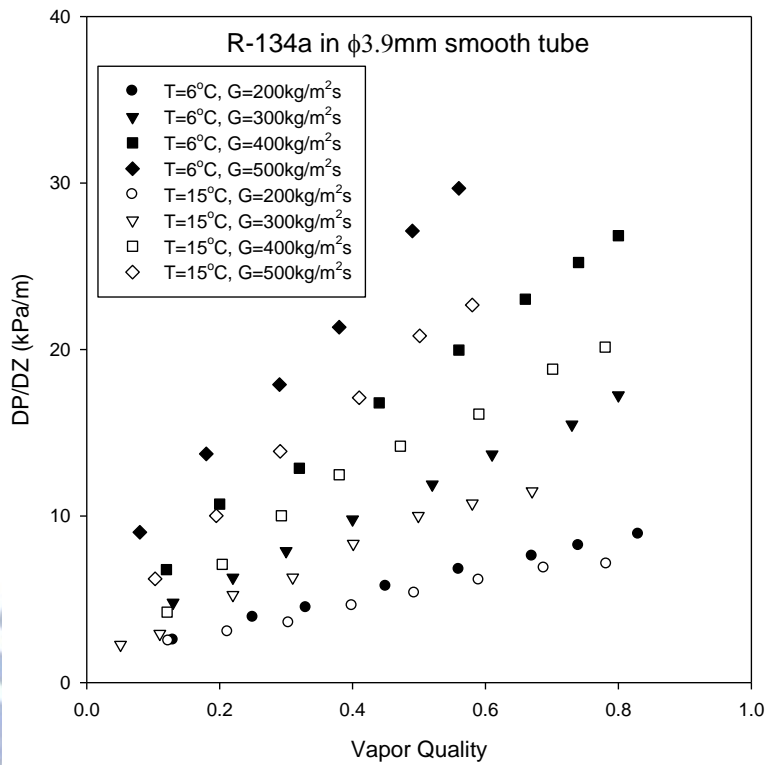


圖 4-5、R-134 於  $6^\circ\text{C}$  與  $15^\circ\text{C}$  時，質量速度與摩擦壓降的關係圖

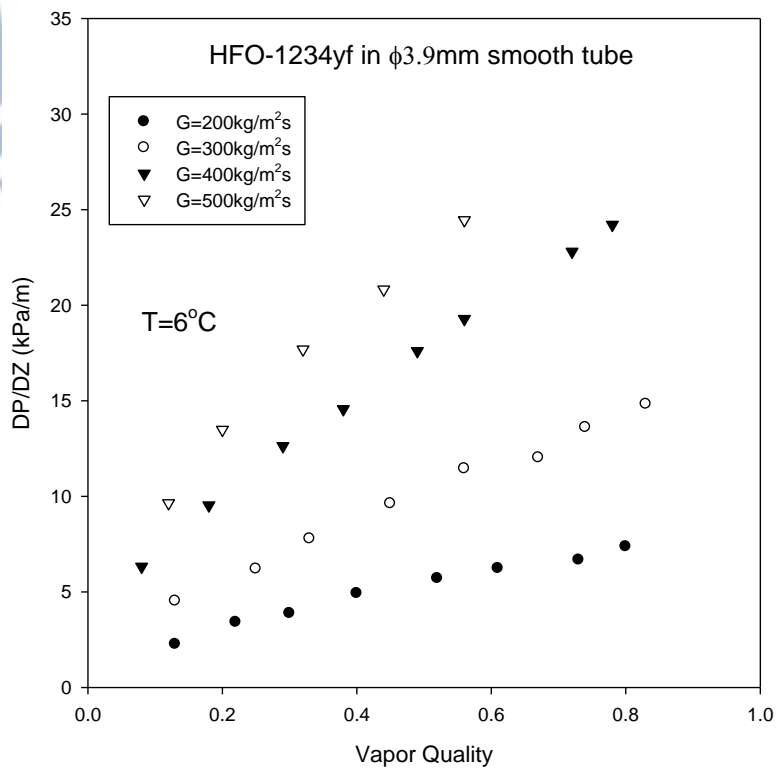


圖 4-6、HFO-1234yf 於飽和溫度  $6^\circ\text{C}$ ，質量速度與摩擦壓降的關係圖



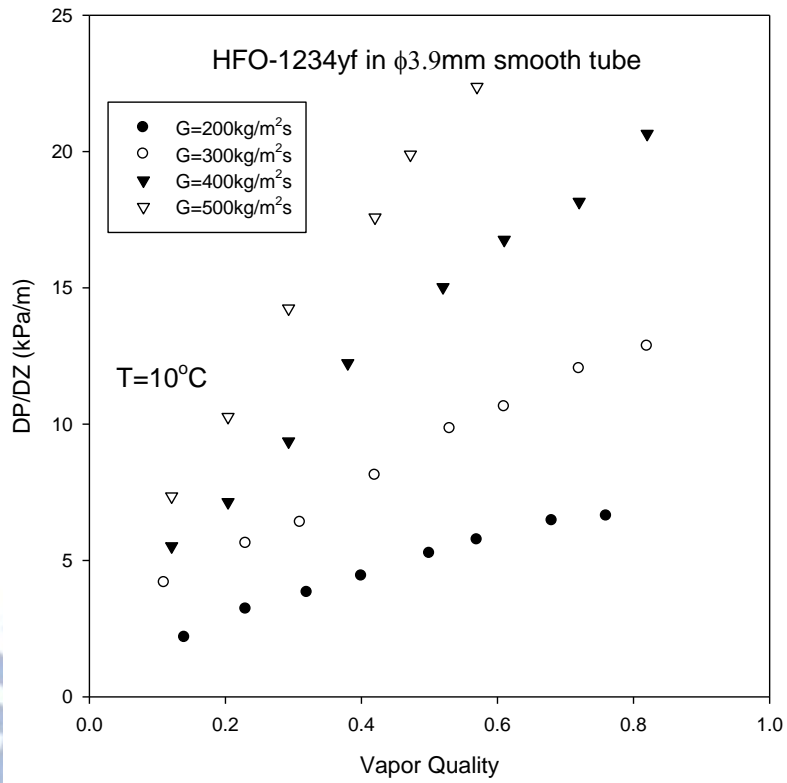


圖 4-7、HFO-1234yf 於飽和溫度  $10^\circ\text{C}$ ，質量速度與摩擦壓降的關係圖

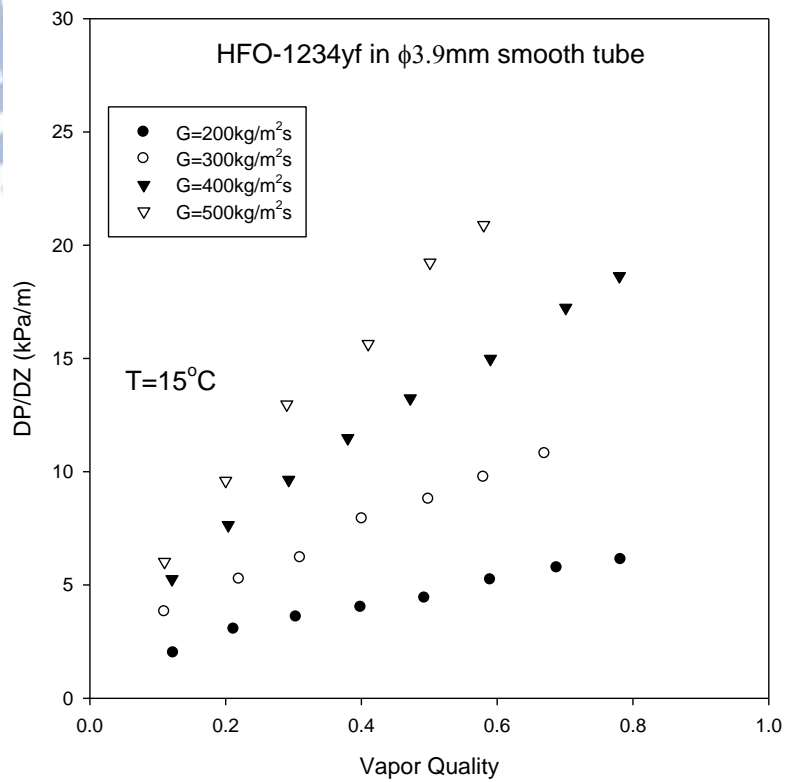


圖 4-8、HFO-1234yf 於飽和溫度  $15^\circ\text{C}$ ，質量速度與摩擦壓降的關係圖

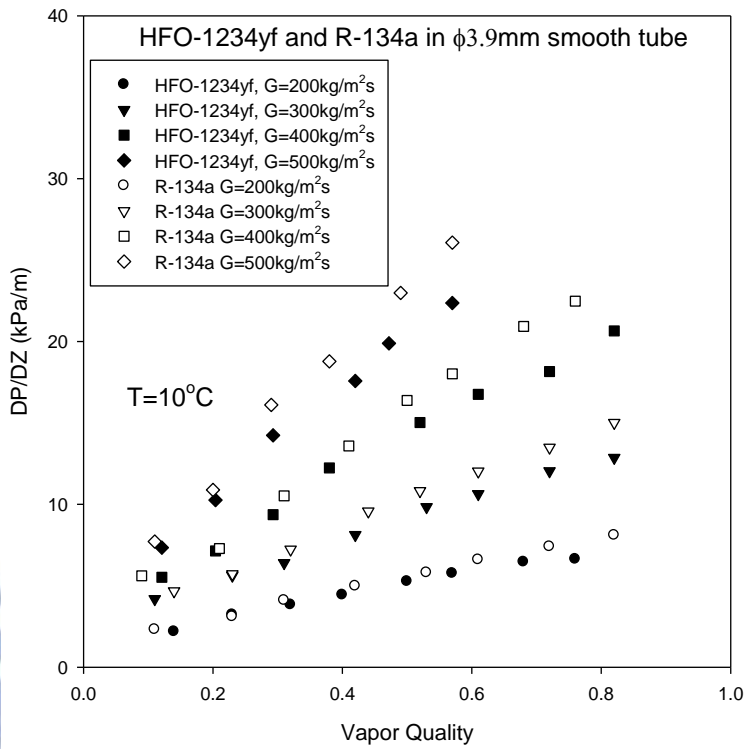


圖 4-9、HFO-1234yf 與 R-134a 於飽和溫度  $10^\circ\text{C}$ ，摩擦壓降的比較圖

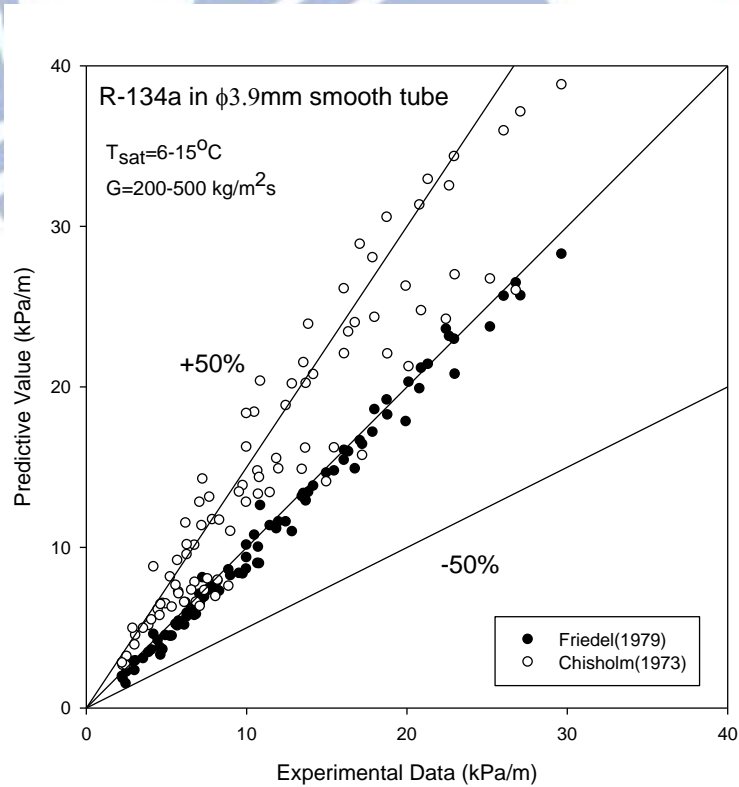


圖 4-10、R-134a 摩擦壓降實驗結果與兩種壓降關係式的比較結果

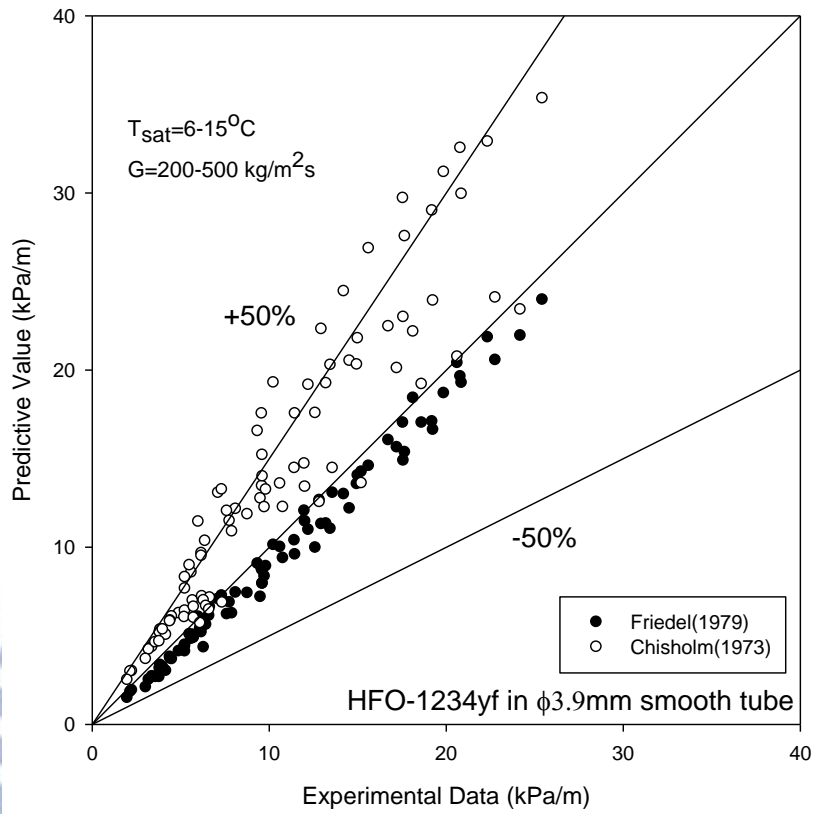


圖 4-11、HFO-1234yf 摩擦壓降實驗結果與兩種壓降關係式的比較結果

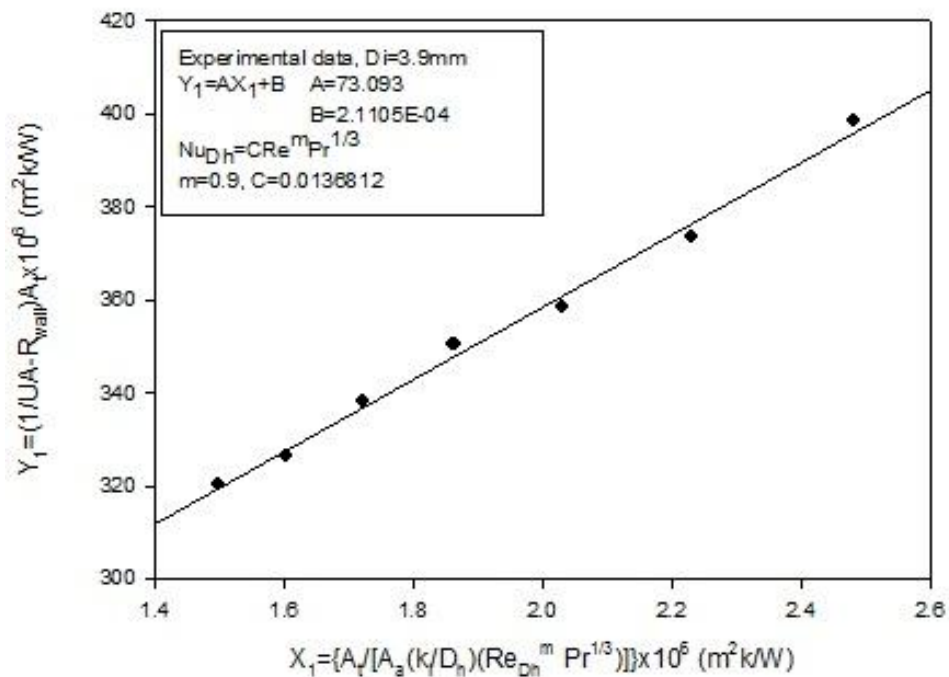


圖 4-12、測試管環側水的對流熱傳係數的威爾森繪圖

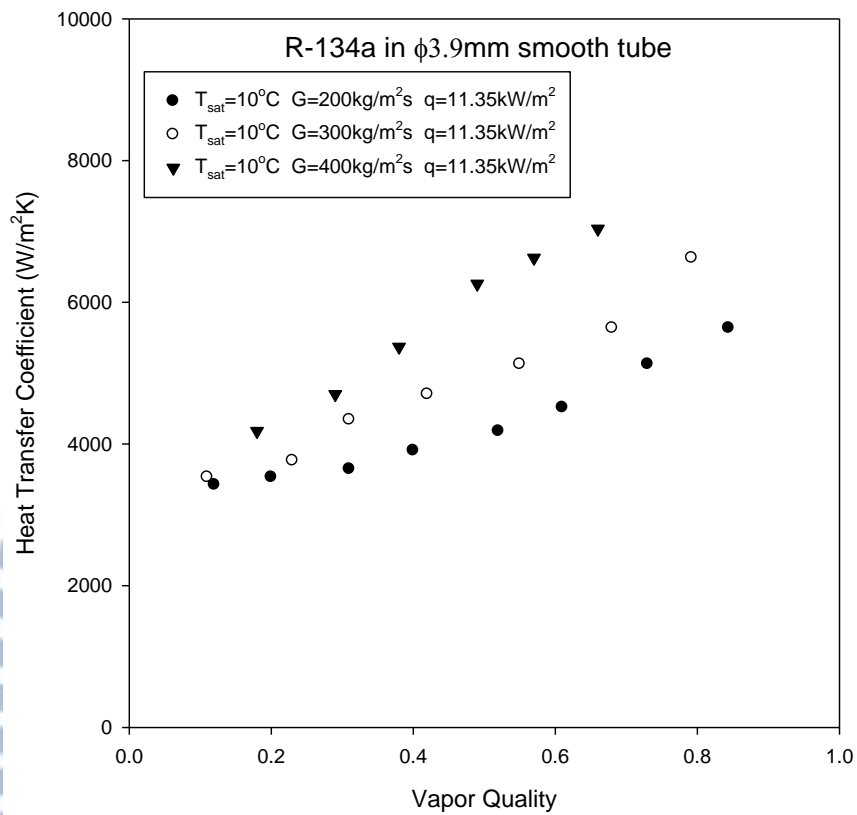


圖 4-13、R-134a 熱通量  $11.35\text{kW/m}^2$ 、飽和溫度  $10^{\circ}\text{C}$ ，  
 質量速度對熱傳係數的關係圖



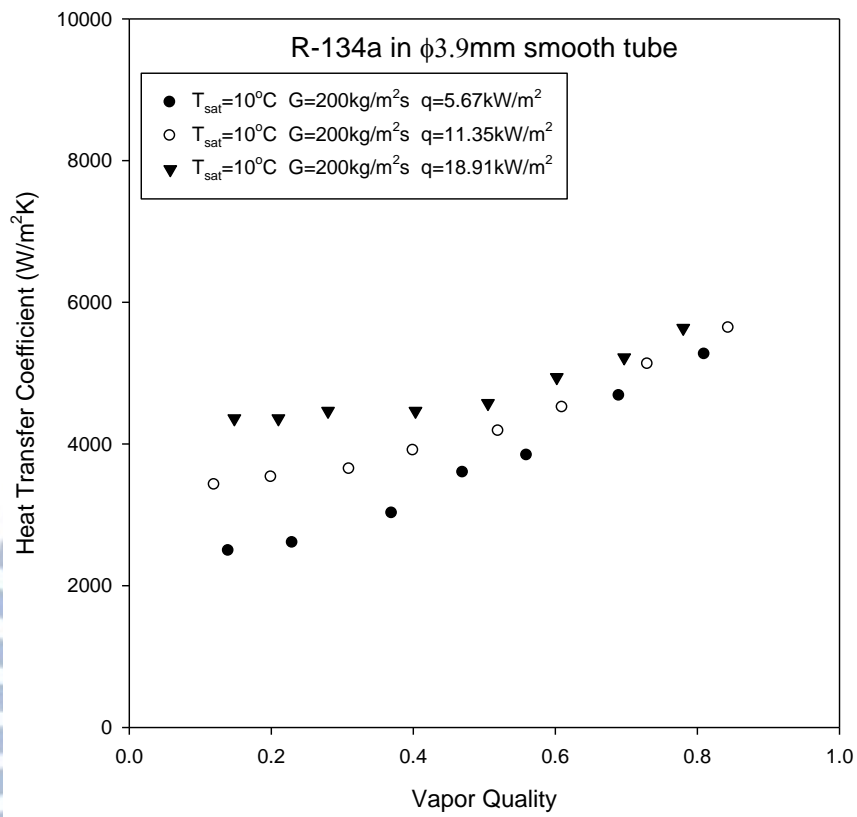


圖 4-14、R-134a 質量速度  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、飽和溫度為  $10^{\circ}\text{C}$ ，  
熱通量對熱傳係數的關係圖

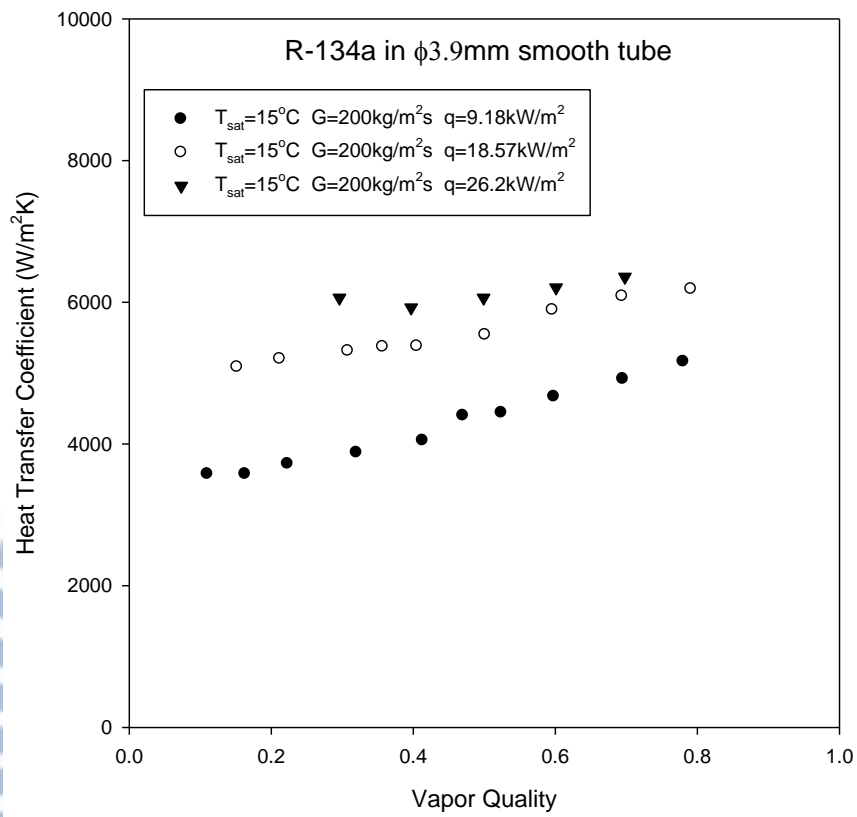


圖 4-15、R-134a 質量速度  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、飽和溫度為  $15^\circ\text{C}$ ，  
熱通量對熱傳係數的關係圖

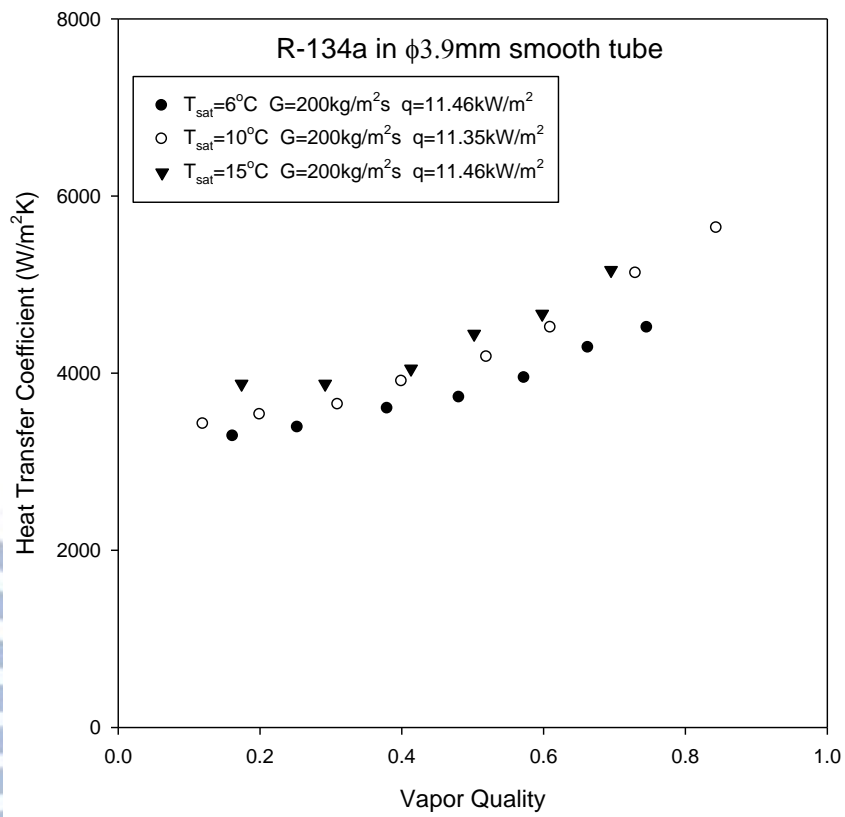


圖 4-16、R-134a 質量速度  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、熱通量  $11.35\sim 11.46\text{kW/m}^2$ ，

飽和溫度對熱傳係數的關係圖

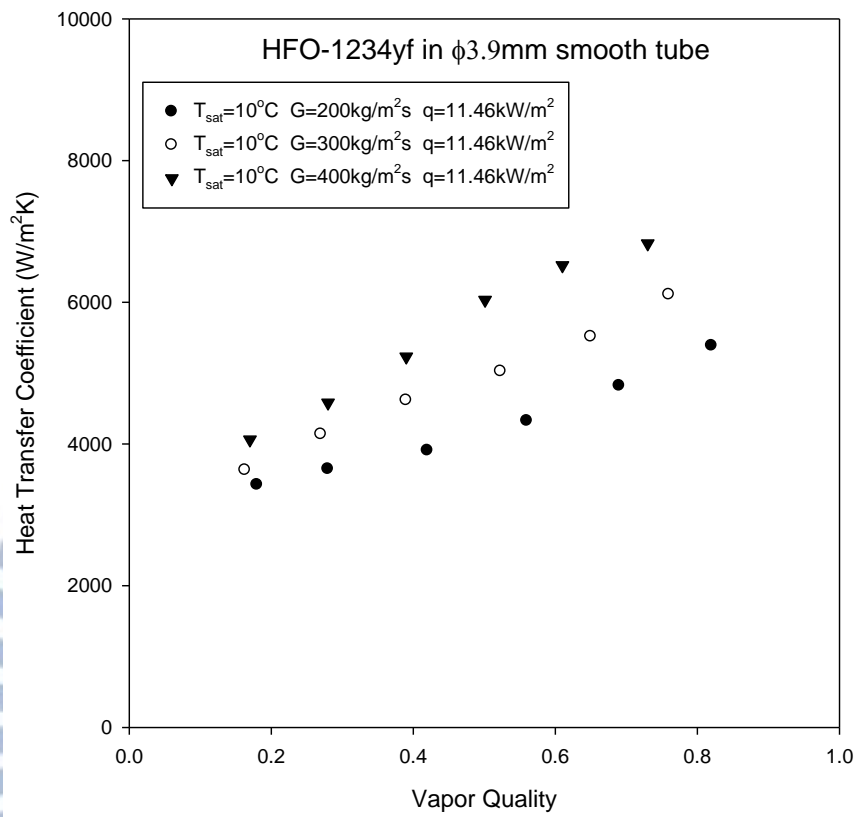


圖 4-17、HFO-1234yf 熱通量  $11.46\text{kW/m}^2$ 、飽和溫度  $10^\circ\text{C}$ ，  
 質量速度對熱傳係數的關係圖



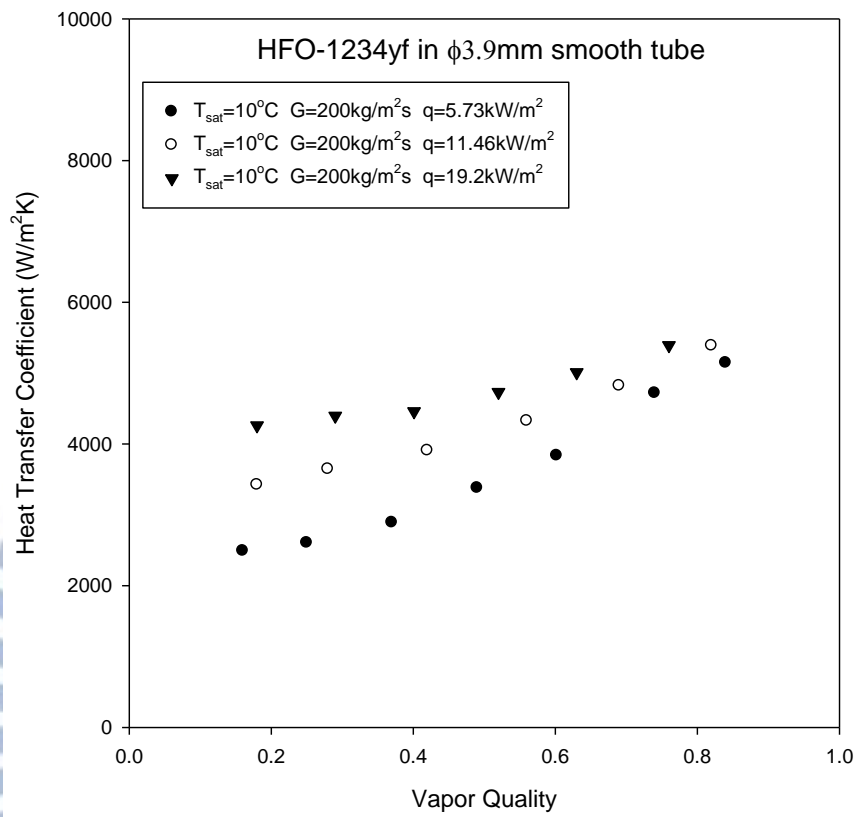


圖 4-18、HFO-12324yf 質量速度  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、飽和溫度為  $10^{\circ}\text{C}$ ，  
熱通量對熱傳係數的關係圖

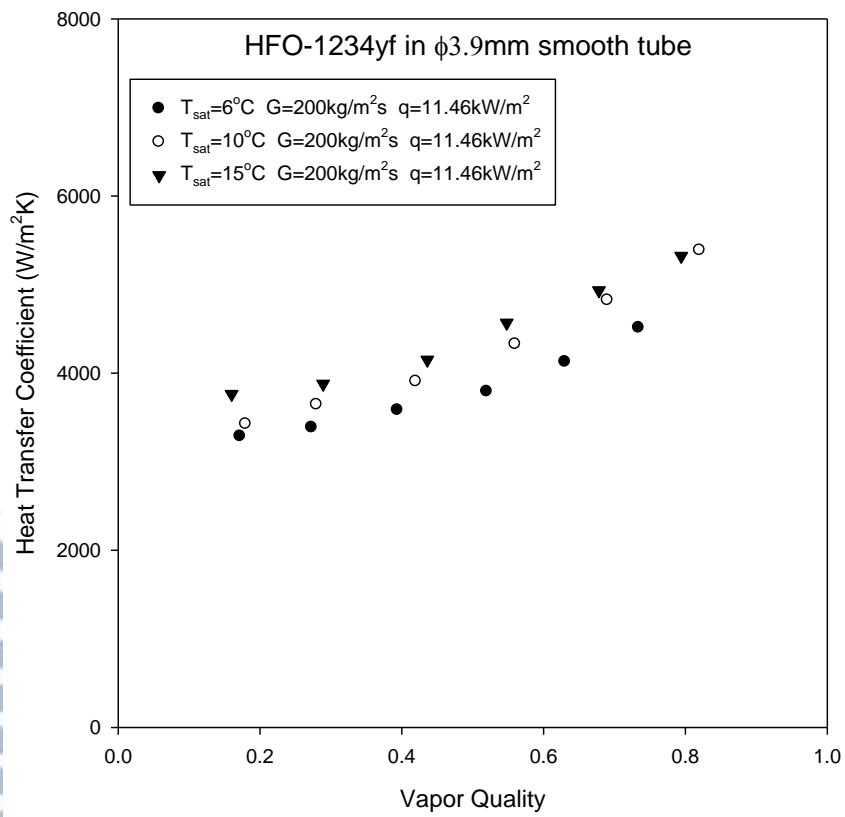


圖 4-19、HFO-1234yf 質量速度  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、熱通量  $11.46\text{kW/m}^2$ ，飽和溫度對熱傳係數的關係圖

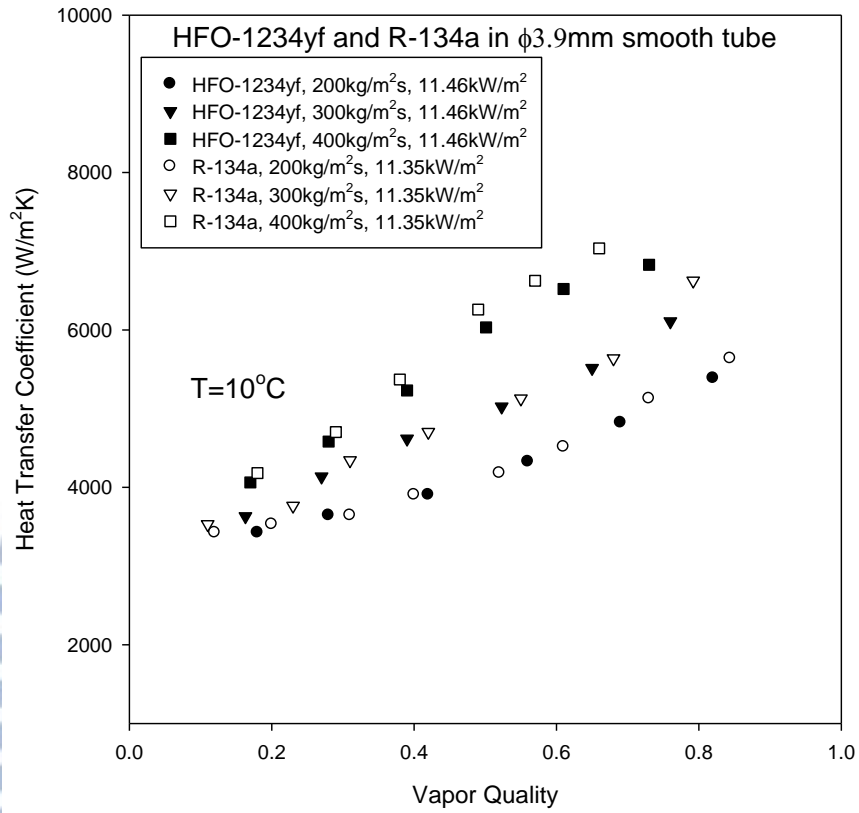


圖 4-20、R-134a 與 HFO-1234yf 於飽和溫度  $10^\circ\text{C}$  時，  
質量速度對熱傳係數的比較圖

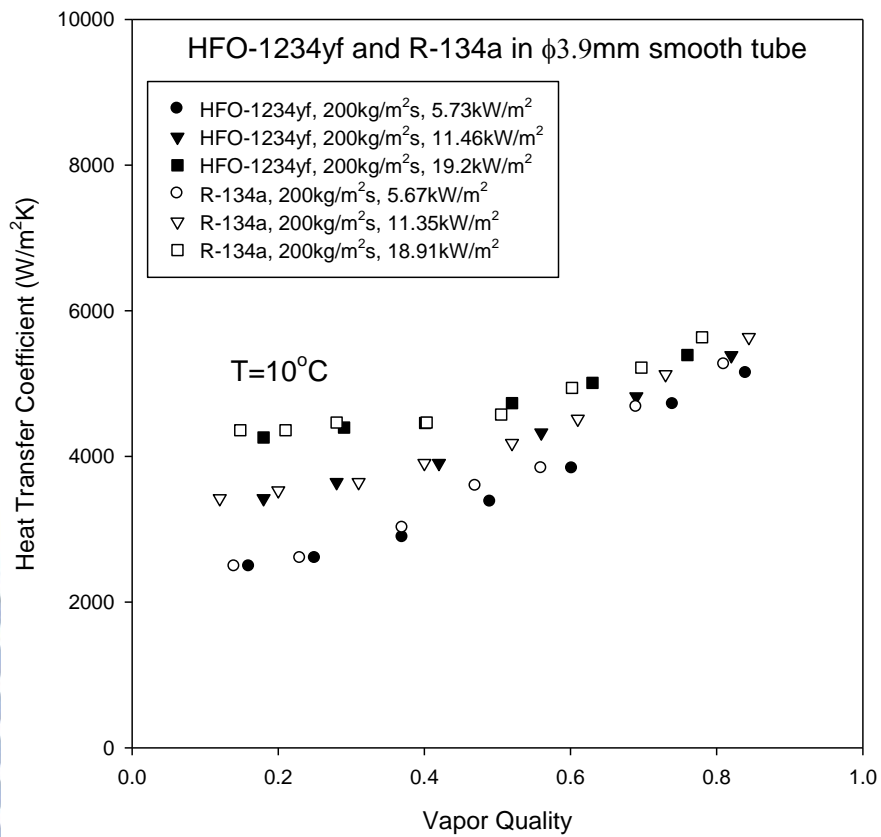


圖 4-21、R-134a 與 HFO-1234yf 於飽和溫度  $10^{\circ}\text{C}$  時，  
熱通量對熱傳係數的比較圖



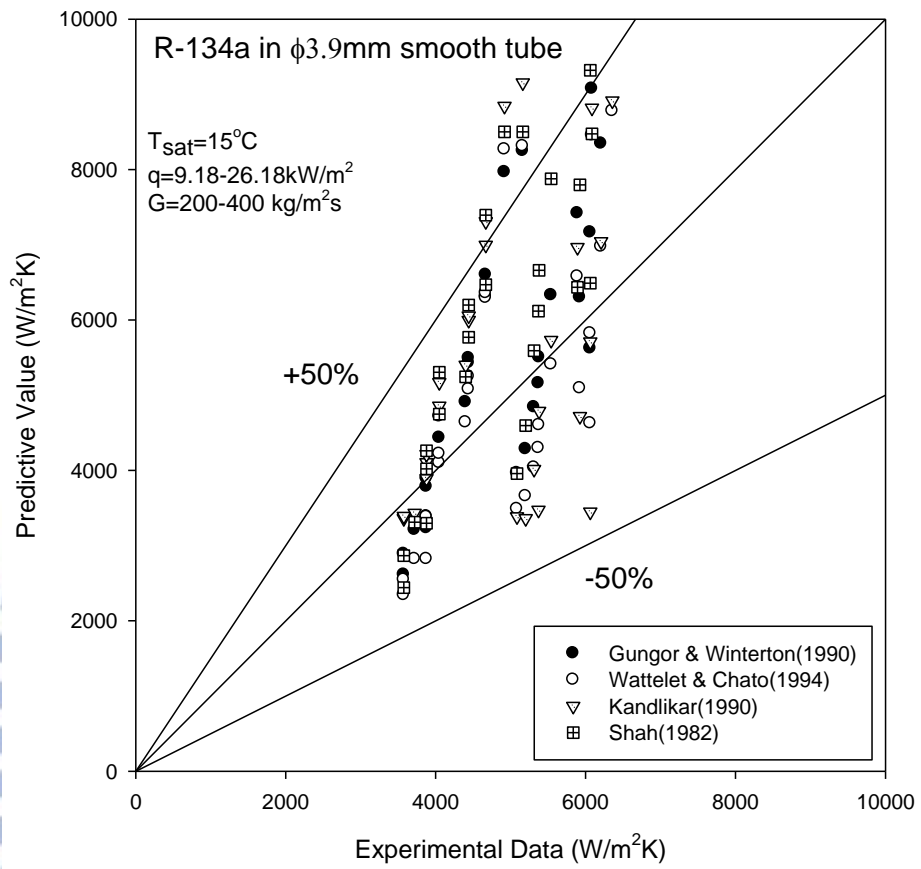


圖 4-22、R-134a 於  $15^\circ\text{C}$  時熱傳係數實驗結果  
 與四種熱傳關係式的比較結果

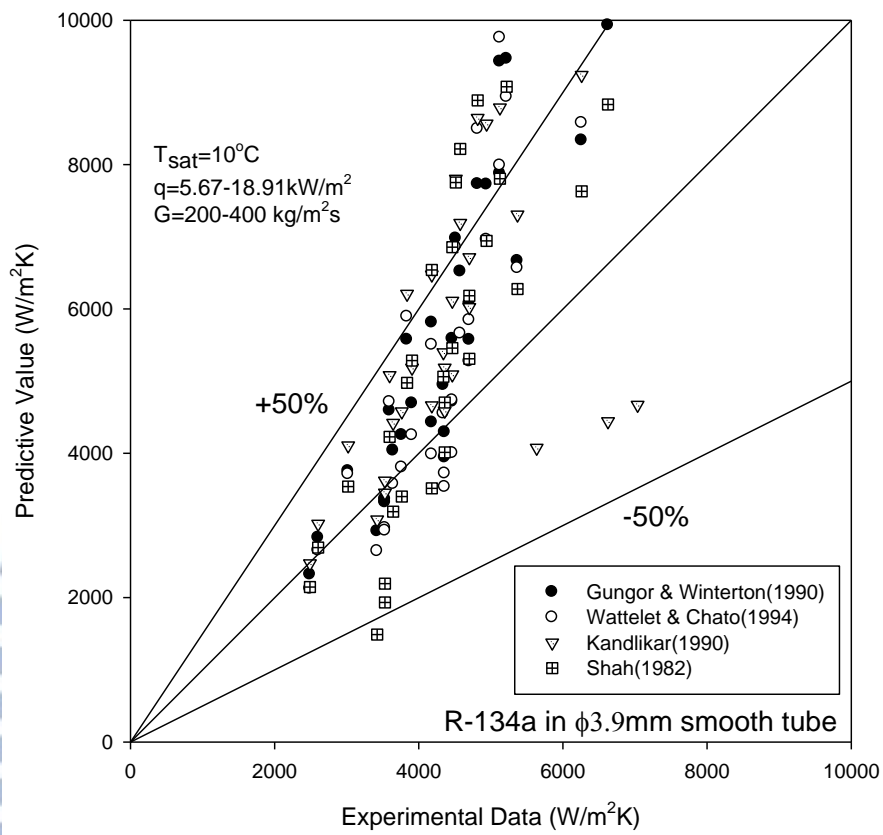


圖 4-23、R-134a 於  $10^{\circ}\text{C}$  時熱傳係數實驗結果

與四種熱傳關係式的比較結果

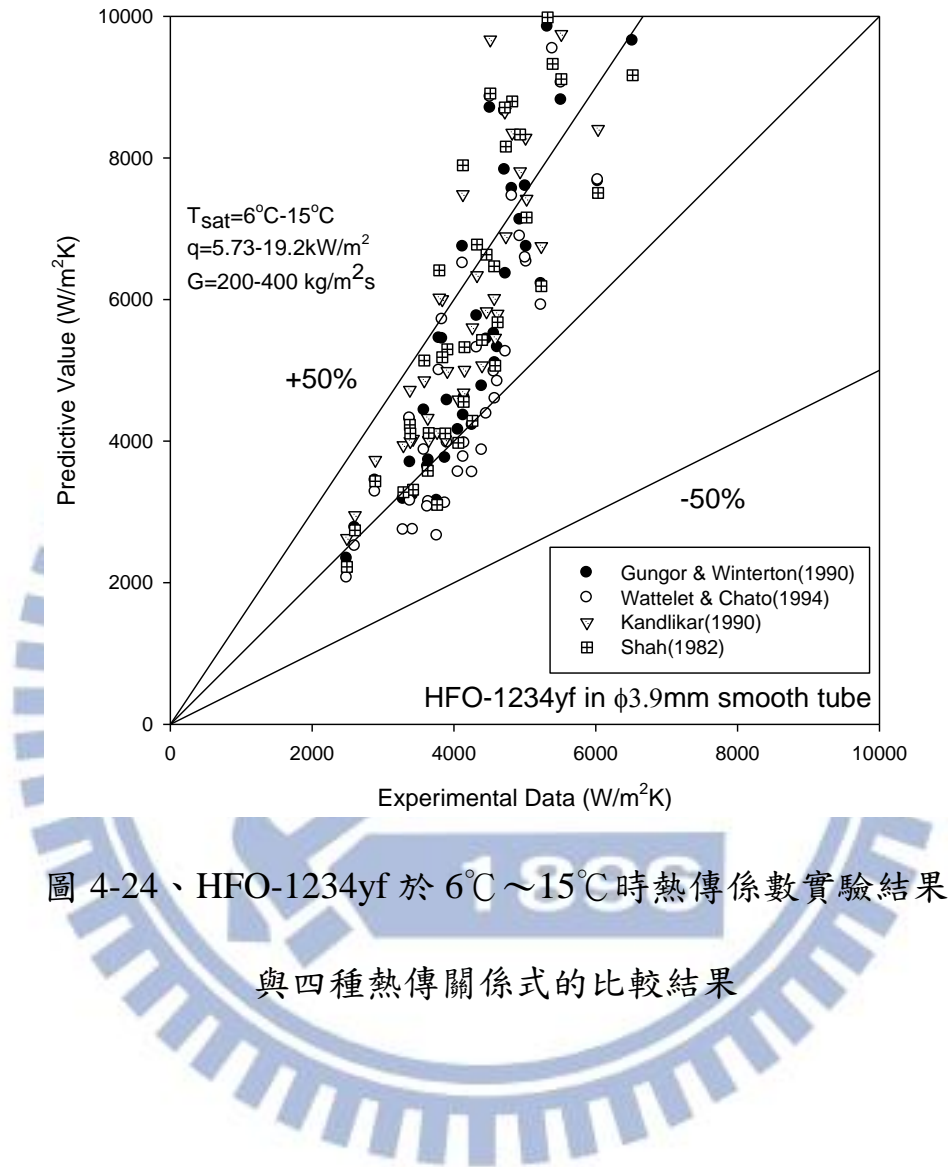


圖 4-24、HFO-1234yf 於  $6^{\circ}\text{C} \sim 15^{\circ}\text{C}$  時熱傳係數實驗結果  
與四種熱傳關係式的比較結果

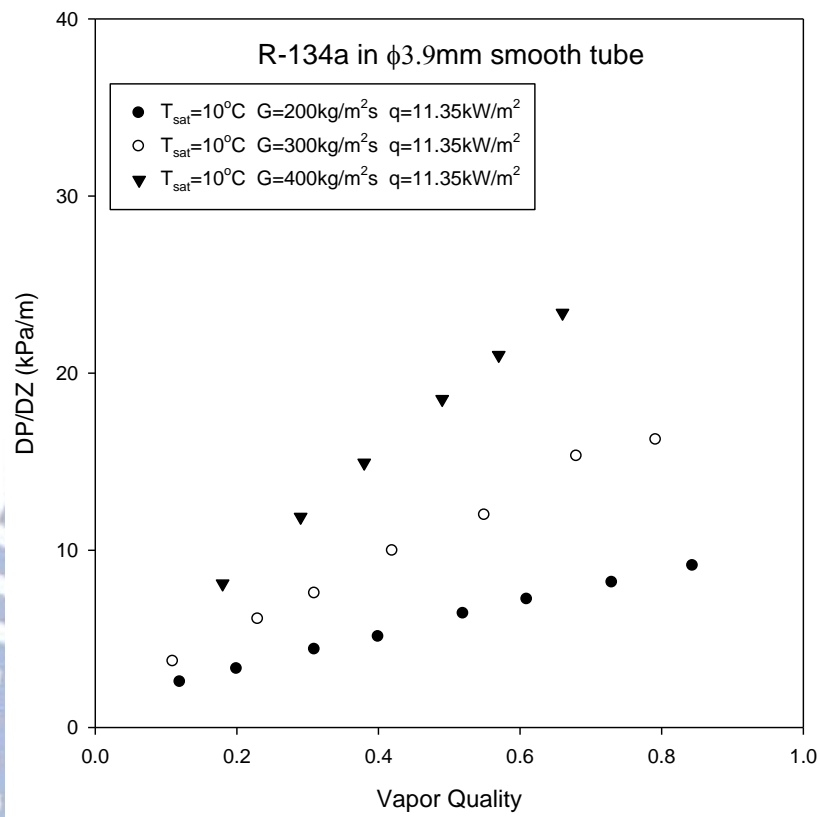


圖 4-25、R-134a 熱通量  $11.35\text{kW/m}^2$ 、飽和溫度  $10^\circ\text{C}$ ，  
 質量速度對壓降的關係圖



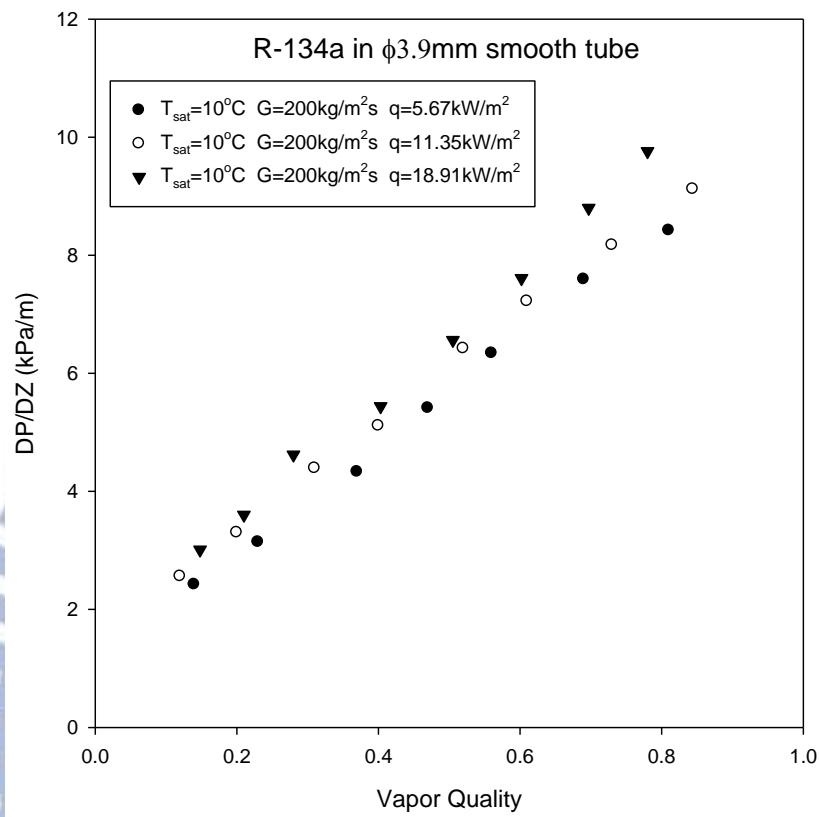


圖 4-26、R-134a 質量速度  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、飽和溫度  $10^\circ\text{C}$ ，  
熱通量對壓降的關係圖

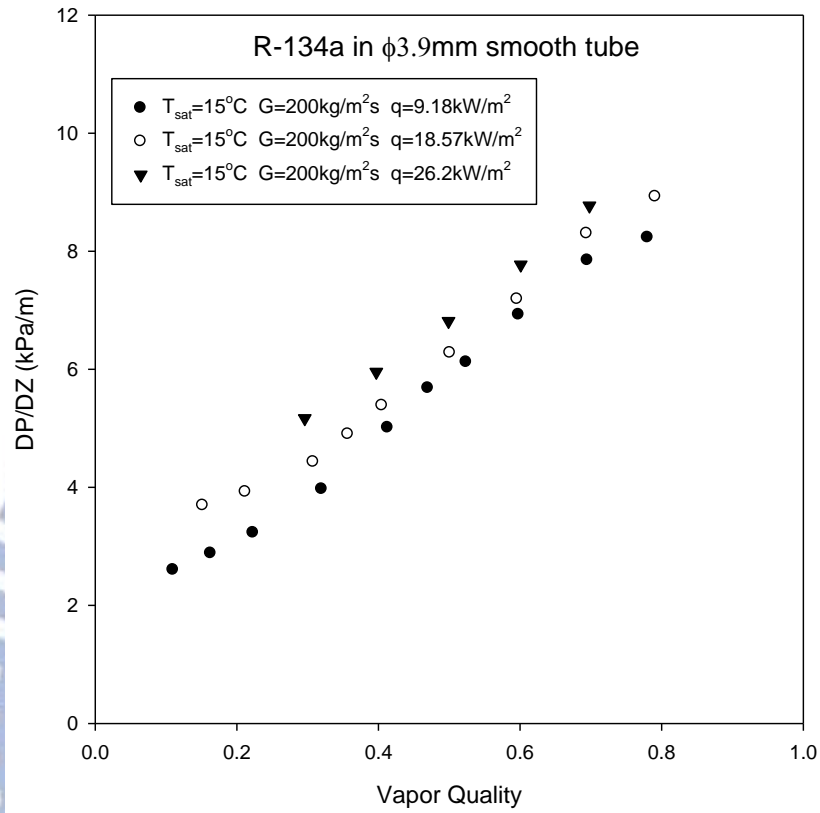


圖 4-27、R-134a 質量速度  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、飽和溫度  $15^\circ\text{C}$ ，  
熱通量對壓降的關係圖

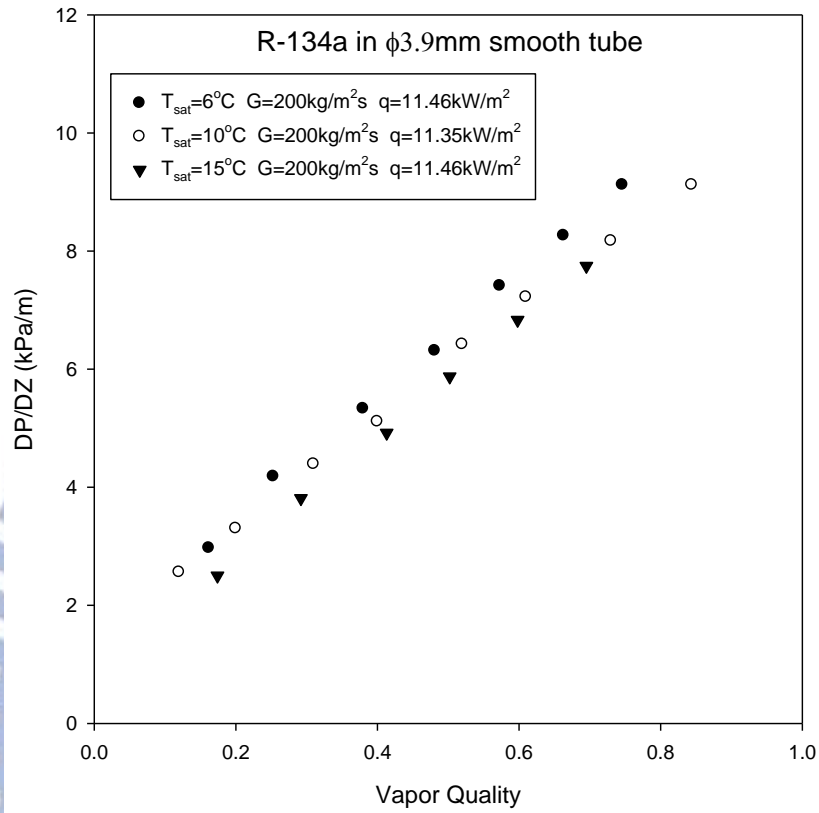


圖 4-28、R-134a 質量速度  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、熱通量  $11.35\text{-}11.46\text{kW/m}^2$ ，

飽和溫度對壓降的關係圖

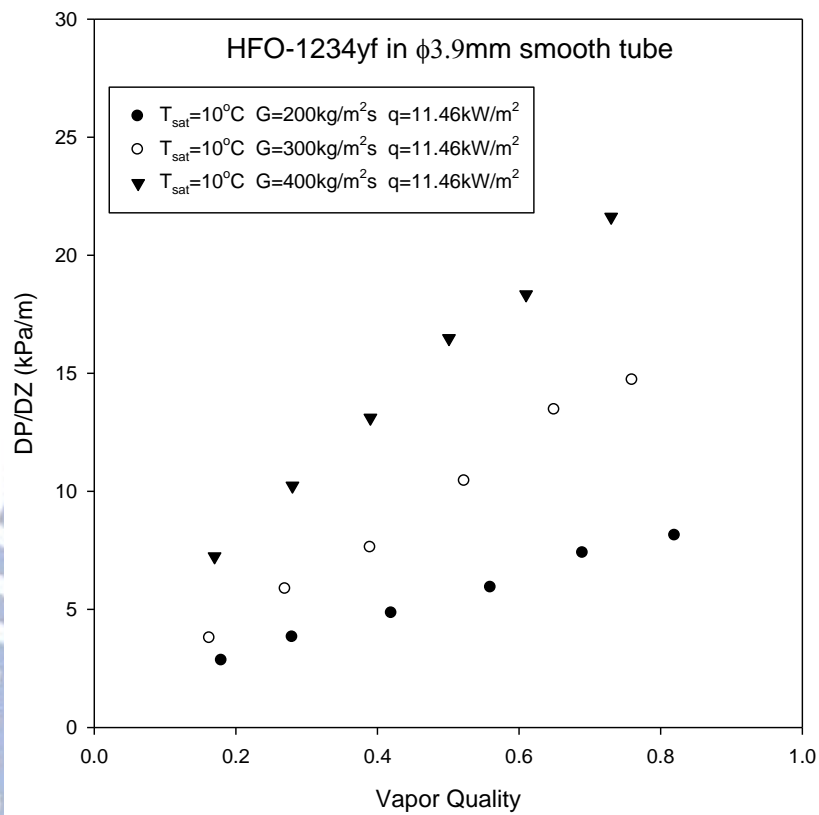


圖 4-29、HFO-1234yf 熱通量  $11.46\text{kW/m}^2$ 、飽和溫度  $10^\circ\text{C}$ ，  
 質量速度對壓降的關係圖



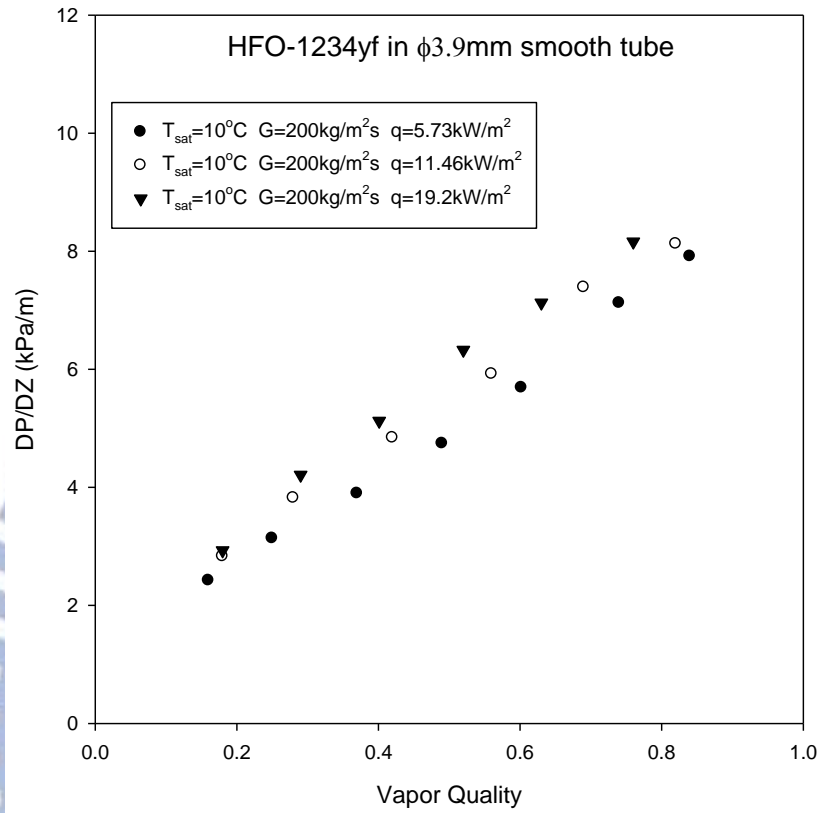


圖 4-30、HFO-1234yf 質量速度  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、飽和溫度  $10^{\circ}\text{C}$ ，  
熱通量對壓降的關係圖

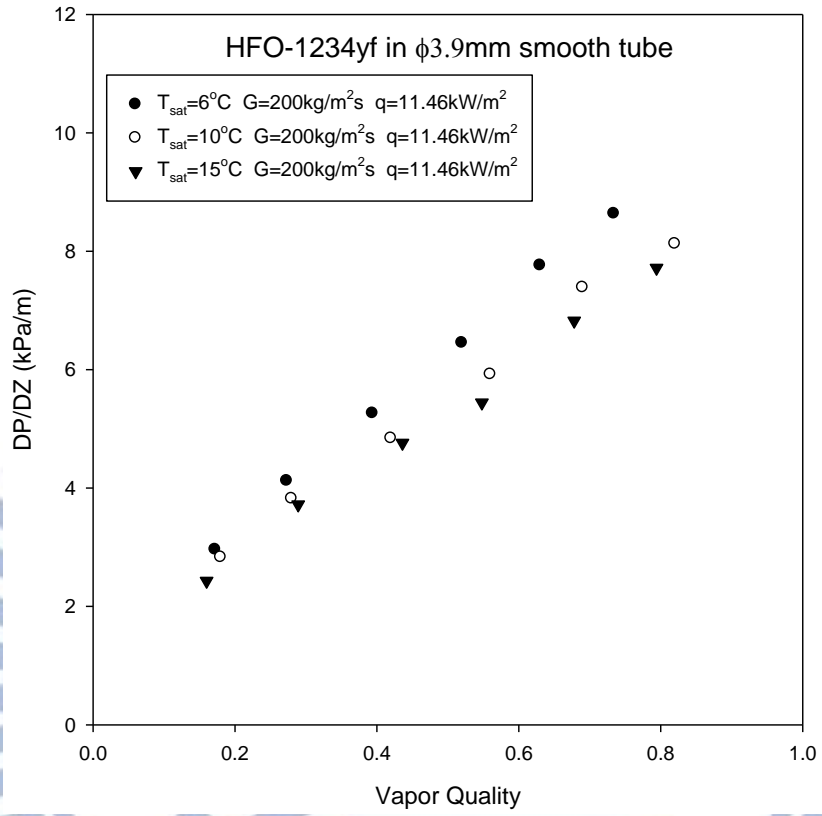


圖 4-31、HFO-1234yf 質量速度  $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ 、熱通量  $11.46\text{kW/m}^2$ ，  
飽和溫度對壓降的關係圖

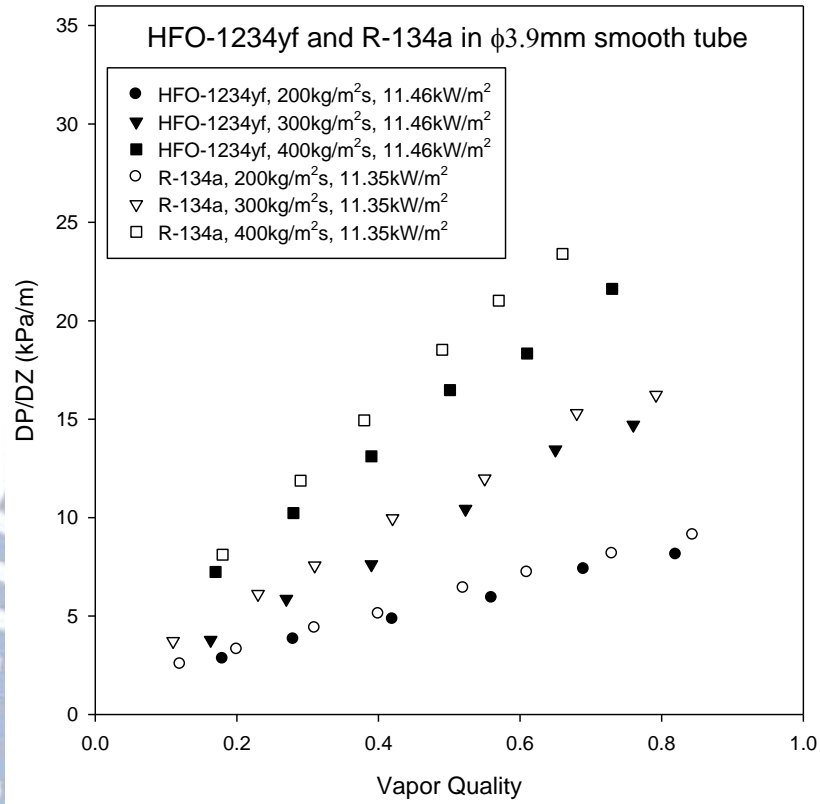


圖 4-32、R-134a 與 HFO-1234yf 於飽和溫度  $10^\circ\text{C}$  時，  
質量速度對壓降的比較圖

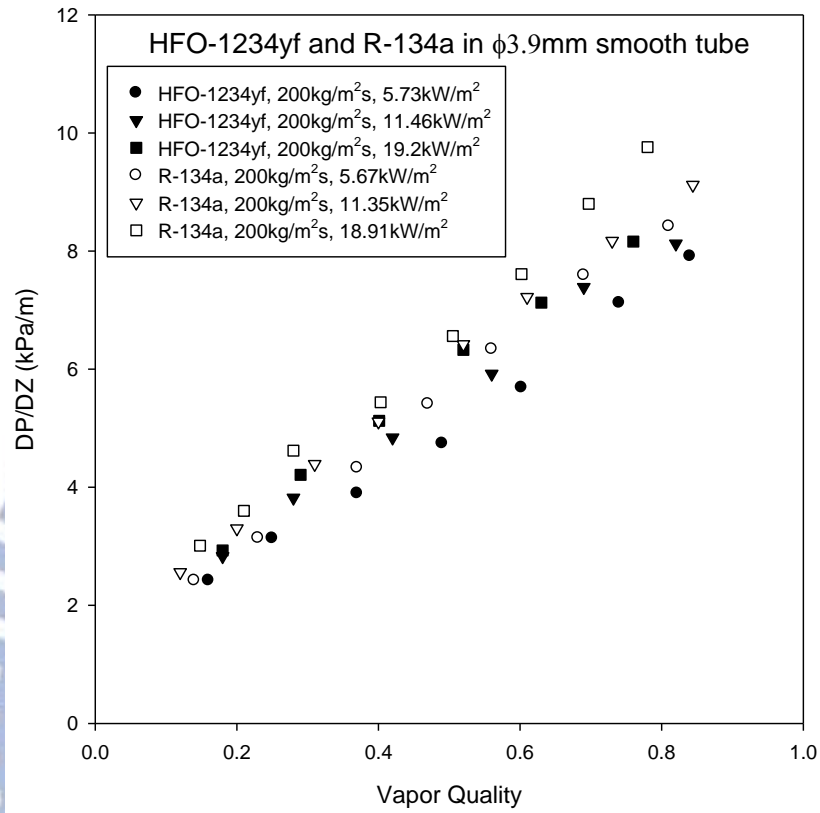


圖 4-33、R-134a 與 HFO-1234yf 於飽和溫度  $10^\circ\text{C}$  時，  
熱通量對壓降的比較圖



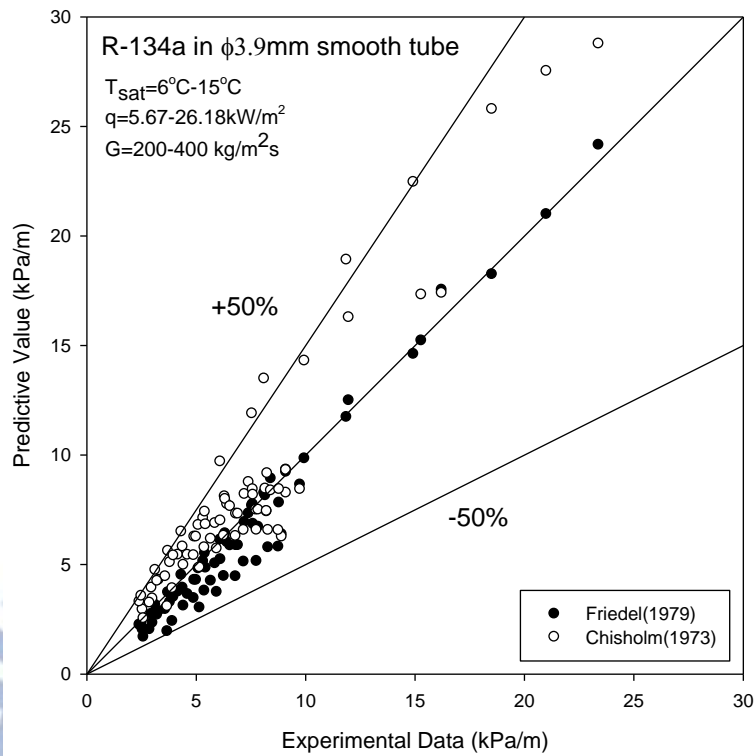


圖 4-34、R-134a 壓降實驗結果與兩種壓降關係式的比較結果

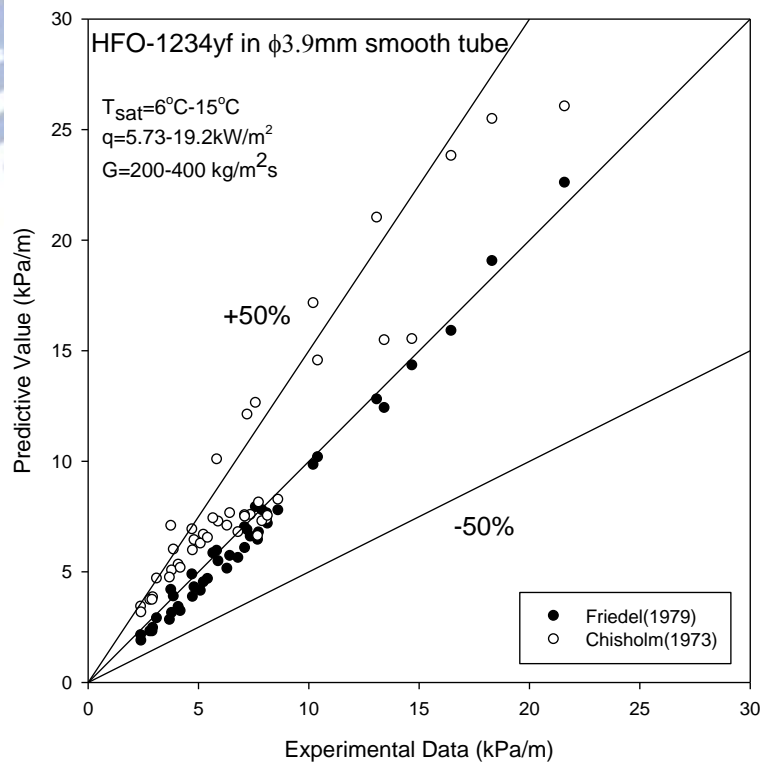


圖 4-35、HFO-1234yf 壓降實驗結果與兩種壓降關係式的比較結果

## 第五章 結論

本實驗將針對冷媒R-134a與HFO-1234yf於內徑3.9mm平滑管內，質量速度控制在200~500kg/m<sup>2</sup>s，探討其兩相流動壓降特性及對流沸騰熱流特性。實驗結論如下：

(1) R-134a與HFO-1234yf於平滑管的摩擦壓降比較，R-134a皆高於HFO-1234yf，這是因為兩者的空泡比不同，且R-134a的液態摩擦係數比HFO-1234yf高的關係，因此所產生的壁面剪應力較大，在質量速度高的時候將更明顯。

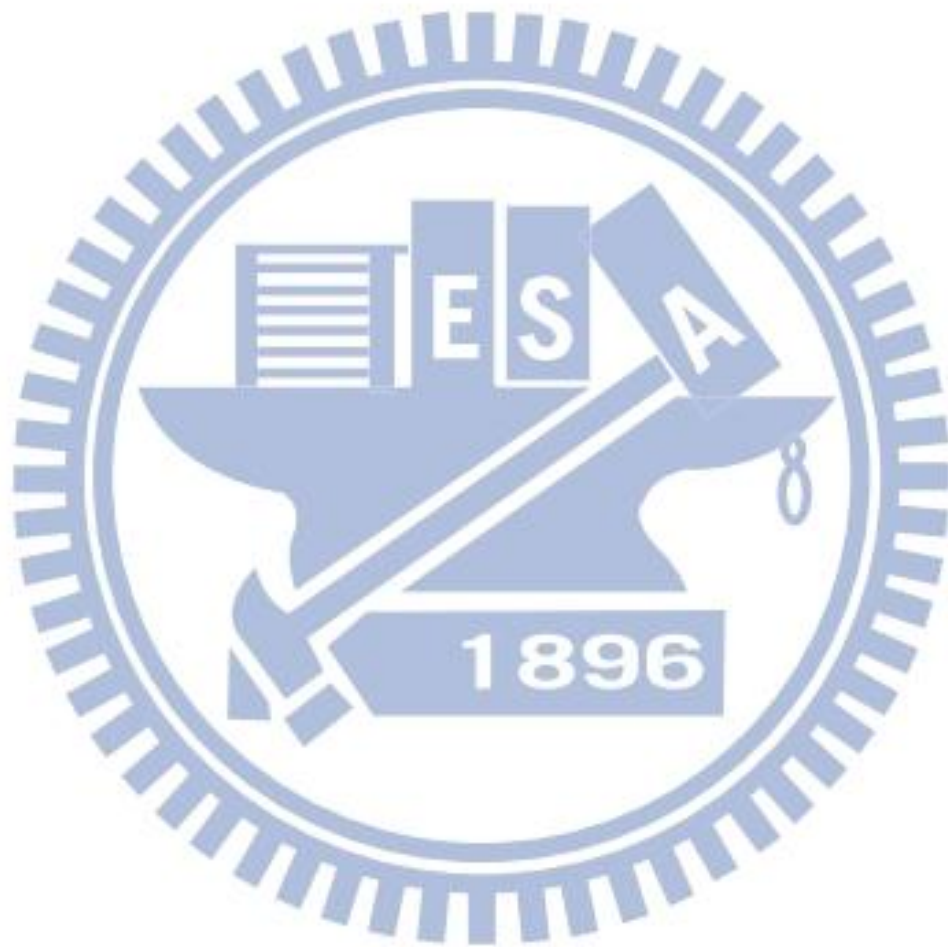
(2) 由實驗結果可知，R-134a及HFO-1234yf於測試管內的熱傳係數，均隨質量速度、熱通量及飽和溫度的增大而增加，在高質量速度時，隨著乾度的增加，熱傳係數會有明顯的上升，這是因為強制對流蒸發熱傳增強的結果；在高熱通量時，在低乾度時的熱傳係數會明顯提升，這是因為核沸騰主導熱傳係數的關係。

(3)在相同的實驗條件之下，R-134a於測試管內的熱傳係數幾乎等同HFO-1234yf的熱傳係數，且HFO-1234yf具有非常環保的特性，全球暖化潛力僅為4，是R-134a良好的替代品。

(4)熱傳係數與四種管內對流沸騰熱傳係數關係式的比較，不論是R-134a或HFO-1234yf，皆以Wattelet和Chato關係式預測最佳，

誤差範圍在 $\pm 50\%$ 內。

(5) 在管內的兩相壓降預測部分，與兩種管內兩相壓降關係式的比較，不論是 R-134a 或 HFO-1234yf，皆以 Friedel 關係式預測性最佳，其預測準確度可達 90%，誤差範圍在 $\pm 30\%$ 內。



## 參考文獻

1. Kim M.H., Pettersen J. and Bullard C.W. (2004). Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapor compression systems, *Progress Energy Combustion Science*, 30(2), 119-174.
2. Lorentzen G, Pettersen J. (1992). New possibilities for non-CFC refrigeration. In: Pettersen J, editor. IIR International Symposium on Refrigeration, Energy and Environment, Trondheim, Norway. pp. 147–163.
3. Eckhard A. Groll D., Kim, J.H. (2007). Review of Recent Advances toward Transcritical CO<sub>2</sub> Cycle Technology. *Int. J. HVAC&R*, 13(3):499-520.
4. Giovanni Di Nicola, Fabio Polonara, and Giulio Santori. (2010). Saturated Pressure Measurements of 2,3,3,3-Tetrafluoroprop (HFO-1234yf). Dipartimento di Energetica, Università Politecnica delle Marche, Via Brecce Bianche, 60100 Ancona, Italy.
5. Akasaka, R., Tanaka, K., Higashi, Y. (2009). Thermodynamic property modeling for 2,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234yf). Department of Mechanical Systems and Design Engineering, Iwaki Meisei University, 5-5-1 Iino, Chuodai, Iwaki 970-8551, Japan.
6. Dang, C., Saitoh, S., Nakamura, Y., Li, M., Hihara, E., (2010). Boiling Heat Transfer of HFO-1234yf Flowing in Smooth Small-Diameter Horizontal Tube. Department of Mechanical Engineering, The University of Tokyo, 7-3-1, Bunkyo-ku, Tokyo 113-8656, Japan.
7. Choi, K.I., Pamitran, A.S., Oh, C.Y., Oh, J.T., (2007). Boiling heat transfer of R-22, R-134a, and CO<sub>2</sub> in horizontal smooth minichannels. Graduate School, Chonnam National University, San



- 96-1, Dunduk-Dong, Yeosu, Chonnam 550-749, Republic of Korea.
8. Chen, J.C., 1966. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. *Ing. Eng. Chem. Proc. Dev.*, 5:322
  9. Shah, M.M., (1982). Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. *ASHRAE Transactions*, 88(1):185-196.
  10. Chisholm, (1967). D. Chisholm, A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 10 (1967), pp. 1767–1778.
  11. Lencastre, A., (1987). *Handbook of Hydraulic Engineering*. John Wiley & Sons
  12. Gungor, K.E. and Winterton, R.H.S., (1986). A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, *Int J. Heat Transfer*, 29, 351-358
  13. Cooper, M.G., (1984), Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling -a wide-ranging examination using reduced properties. *Adv. Heat Transfer*, 16, 157-239
  14. Kandlikar, S.G., (1990). A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes., *Journal Heat Transfer*, Vol. 112, pp 219-228
  15. Friedel, L., (1979). Improved Friction Pressure Drop Correlation for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow. *European Two-Phase Flow Group Meeting*, Paper E2, June
  16. 王啟川, 熱交換設計, 五南圖書出版股份有限公司.