

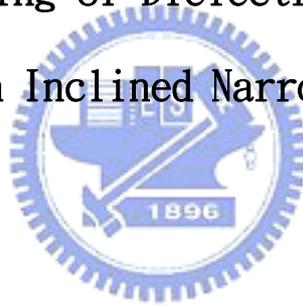
國 立 交 通 大 學

機 械 工 程 學 系

碩 士 論 文

介電液 FC-72 混合可溶解氣體在傾斜狹窄矩形  
空間之池沸騰研究

Study of Pool Boiling of Dielectric Fluid FC-72 with  
Dissolved Gas in an Inclined Narrow Rectangular Space



研 究 生：吳丘川

指 導 教 授：盧定昶 博士

中 華 民 國 九 十 六 年 六 月

介電液 FC-72 混合可溶解氣體在傾斜狹窄矩形空間  
之池沸騰研究

Study of Pool Boiling of Dielectric Fluid FC-72 with Dissolved  
Gas in an Inclined Narrow Rectangular Space

研究生：吳丘川

Student : Chiu-Chuan Wu

指導教授：盧定昶

Advisor : Ding-Chong Lu

國立交通大學

機械工程研究所

碩士論文

A Thesis

Submitted to Institute 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

June 2007

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國 九十六 年 六 月

## 誌謝

本論文得以順利完成，首先要感謝 盧定昶 老師兩年來不辭辛勞的照顧與指導，在實驗及論文上都給予最多的專業建議與最大的支持鼓勵，而在研究生的學習態度上也嚴厲地給了我指引的方向，讓我知道自己此時該堅守的本分，不能再像一個渾渾噩噩的大學生般的心態度日，所以雖然這兩年的學習很辛苦，卻是我人生中最充實最有收穫的兩年。

另外也要感謝台北科技大學 簡良翰 老師與中央大學 楊建裕 老師在論文口試期間對於本論文的撥冗細審，並給予了許多的寶貴意見以及細心的指正，使本論文的內容能夠更加地客觀嚴謹，更趨完善。

在求學期間，要感謝 克敏學長 以及 智敏學長 對於實驗方面的經驗傳承以及用心指導，使我縮短許多對於實驗的摸索；感謝 則安同學 以及 淵元學長 在課業上熱烈的討論以及實驗上的熱心幫忙；感謝 聖良學長 以及 中彥學長 幽默搞笑的對話讓實驗室總是充滿著歡樂的氣氛；也要祝福雖然人不常來實驗室但做人相當大方豪爽的致廣學長 你的博士論文口試一切順利囉；特別感謝 幼蓉 的陪伴，妳開朗的個性以及溫暖的關心給我注入了更多的力量能夠去面對接下來的挑戰。

最後感謝我的家人從小到大在求學路上持續給我的精神支持與鼓勵，因為貪玩的個性總是讓大家擔心能否順利畢業的我，總算沒讓你們失望，拿到了交大碩士的畢業證書。求學的生涯即將畫下句點，謹以此論文獻給所有曾經關心我、幫助過我的親人朋友們，謝謝你們。

吳丘川 謹誌於風城交大

2007.06.20

# 介電液 FC-72 混合可溶解氣體在傾斜狹窄矩形空間 之池沸騰研究

研究生：吳丘川

指導教授：盧定昶

國立交通大學機械工程學系

## 摘要

本論文是研究介電液 FC-72 在傾斜狹窄矩形空間內的池沸騰熱傳，探討在加入可溶解氣體後，不同間隙的池沸騰熱傳特性。池沸騰實驗中所使用的加熱面為  $10 \times 10 \text{ mm}$  的光滑銅片，加熱面的角度為傾斜  $45^\circ$ ，間隙大小(S)分別為  $3 \text{ mm}$ 、 $2 \text{ mm}$ 、 $1 \text{ mm}$ 及  $0.5 \text{ mm}$ 以及開放式(無間隙)，氣體次冷度為  $0$ 、 $10$ 、 $20$  及  $30 \text{ K}$ ，壓力為  $1$  大氣壓。在不同間隙大小、不同氣體次冷度下，對起始過熱度、核沸騰熱傳以及臨界熱通量的影響，並將結果與加熱面角度  $0^\circ$ 及  $90^\circ$ 的結果互相比較。實驗結果發現，可溶解氣體含量的增加會使起始沸騰提早發生，熱傳係數明顯提升。而間隙愈小，起始沸騰會提早發生，但在中高熱通量時則會使得熱傳係數降低，臨界熱通量提早發生。在三種加熱面角度結果發現  $45^\circ$ 在間隙  $2\text{mm}$ 以及  $3\text{mm}$ 有較佳的熱傳性能。實驗過程中並拍攝在不同壁面溫度下的池沸騰現象，觀察各種情況下的氣泡成長過程。最後並建立一經驗公式以預測臨界熱通量，將預測值與實驗值比較，發現間隙愈小二者誤差值愈小，在  $\pm 10\%$  以內；而間隙愈大二者誤差值愈大，在  $\pm 10\% \sim \pm 20\%$  之間。

# Study of Pool Boiling of Dielectric Fluid FC-72 with Dissolved Gas in an Inclined Narrow Rectangular Space

Student: Chiu-Chuan Wu

Advisor: Ding-Chong Lu

Department of Mechanical Engineering  
National Chiao Tung University

## Abstract

Experiments were conducted to investigate the pool boiling heat transfer characteristics of dielectric fluid FC-72 under 1 atmosphere with dissolved gas in an inclined narrow rectangular space. The heated surface is a smooth, 10 × 10 mm copper surface with inclination angle of 45°. Gap sizes (S) and gassy-subcooled temperatures are 3, 2, 1, 0.5 mm, open (no gap) and 0, 10, 20 and 30K respectively. Results showed that the incipient surface superheat was reduced and the heat transfer coefficients were enhanced with more dissolved gas. The incipient boiling might occur more easily with decreasing gap sizes. But, under medium and high heat flux conditions, the heat transfer coefficients and the critical heat flux were reduced. The heated surface with inclination angle of 45° has the best heat transfer properties in gap sizes of 3 mm and 2 mm. During the experiment processes, we also took photographs of the bubble growth at different wall temperature in order to observe the bubble characteristics in the pool boiling region. A correlation was also proposed to predict the critical heat flux and was compared with measured data in which the correlation deviated only to a small amount in small gap sizes.

# 目錄

中文摘要	I
英文摘要	II
目錄	III
表目錄	V
圖目錄	VI
符號說明	XI
希臘符號	XIII
<b>第一章 緒論</b>	<b>1</b>
1.1 研究背景	1
1.2 文獻回顧	2
1.2.1 間隙大小對池沸騰的影響	3
1.2.2 加熱面角度對池沸騰的影響	4
1.2.3 加入可溶解氣體對池沸騰的影響	7
1.3 研究目的	9
<b>第二章 實驗設備與實驗步驟</b>	<b>14</b>
2.1 工作流體的性質	14
2.2 實驗設備	14
2.2.1 加熱系統	15
2.2.2 測試段	16
2.2.3 測試容器	17
2.2.4 除氣系統	18

2.2.5 加氣系統	18
2.2.6 環控恆溫系統	19
2.2.7 恆溫水槽	19
2.2.8 數據擷取系統	19
2.2.9 真空幫浦	20
2.3 實驗步驟	20
2.4 不準度分析	23
2.5 熱損失實驗	24
<b>第三章 實驗結果與討論</b>	<b>37</b>
3.1 熱損失估算	37
3.2 實驗數據整理與分析	38
3.2.1 本實驗與其他文獻初步驗證	39
3.2.2 傾斜 45 度加熱面在相同間隙下，不同氣體次冷度對池沸騰的影響	42
3.2.3 傾斜 45 度加熱面在相同次冷度時，間隙大小對池沸騰的影響	48
3.2.4 加熱表面的池沸騰現象	53
3.2.5 臨界熱通量的經驗公式	56
3.2.6 在相同情況下，不同角度對池沸騰的影響	58
<b>第四章 結論</b>	<b>101</b>
<b>參考文獻</b>	<b>104</b>
<b>附錄 不準度分析</b>	<b>109</b>

## 表目錄

表 2-1 介電液 FC-72 的飽和熱物理性質(壓力1大氣壓).....	26
表 2-2 不準度分析.....	27
表 3-1 實驗操作參數.....	60
表 3-2 可溶解氣體含量表.....	60
表 3-3 不同氣體次冷度與不同間隙大小在 FC-72 的沸騰數據比較 表.....	61
表 3-4 相同情況下，改變不同角度的沸騰數據比較表.....	62



## 圖目錄

圖 1-1 Mohamed等人的池沸騰實驗照片，角度分別為 $\theta=0^\circ$ 和 $180^\circ$ ...	10
圖 1-2 Mohamed等人的池沸騰實驗照片，角度分別為 $\theta=30^\circ$ 和 $120^\circ$ ...	11
圖 1-3 Mohamed等人的池沸騰實驗照片，角度分別為 $\theta=90^\circ$ 和 $150^\circ$ ...	12
圖 1-4 氣體飽和態的液氣相狀態示意圖.....	13
圖 2-1 實驗設備.....	28
圖 2-2 加熱裝置.....	29
圖 2-3 加熱片裝置示意圖.....	30
圖 2-4 測試片.....	31
圖 2-5 電加熱片.....	31
圖 2-6 電源供應器.....	31
圖 2-7 利用擋板所構成的狹窄矩形流道結構示意圖.....	32
圖 2-8 測試容器.....	33
圖 2-9 加氣系統.....	33
圖 2-10 環控箱.....	34
圖 2-11 恆溫水槽.....	34
圖 2-12 數據擷取器.....	35
圖 2-13 真空幫浦.....	35
圖 2-14 鐵氟龍熱損失實驗熱偶配置圖.....	36
圖 3-1 熱損失估算結果.....	63
圖 3-2 水平開放加熱面下的池沸騰曲線圖(a)本實驗所做的沸騰曲 線 (b) You等人所做的沸騰曲線.....	64
圖 3-3 傾斜 45 度開放加熱面，在不同的氣體次冷度下，增加熱通 量與遞減熱通量的沸騰曲線圖(a) & (b) .....	65

圖 3-3 傾斜 45 度開放加熱面，在不同的氣體次冷度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖(c) & (d) .....	66
圖 3-4 傾斜 45 度開放加熱面，在不同氣體次冷度的沸騰曲線圖	67
圖 3-5 傾斜 45 度開放加熱面，在不同氣體次冷度的熱傳遞係數曲線圖.....	67
圖 3-6 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 3 mm，在不同的氣體次冷度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖(a) & (b) .....	68
圖 3-6 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 3 mm，在不同的氣體次冷度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖(c) & (d) .....	69
圖 3-7 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 3 mm，在不同氣體次冷度的沸騰曲線圖.....	70
圖 3-8 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 3 mm，在不同氣體次冷度的熱傳遞係數曲線圖.....	70
圖 3-9 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 2 mm，在不同的氣體次冷度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖(a) & (b) .....	71
圖 3-9 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 2 mm，在不同的氣體次冷度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖(c) & (d) .....	72
圖 3-10 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 2 mm，在不同氣體次冷度的沸騰曲線圖.....	73
圖 3-11 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 2 mm，在不同氣體次冷度的熱傳遞係數曲線圖.....	73
圖 3-12 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 1 mm，在不同的氣體次冷度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖(a) & (b) ...	74
圖 3-12 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 1 mm，在不同的氣體次冷度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖(c) & (d) ...	75

圖 3-13 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 1 mm，在不同氣體次冷度的 沸騰曲線圖·····	76
圖 3-14 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 1 mm，在不同氣體次冷度的 熱傳遞係數曲線圖·····	76
圖 3-15 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 0.5 mm，在不同的氣體次冷 度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖(a) & (b)	77
圖 3-15 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 0.5 mm，在不同的氣體次冷 度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖(c) & (d)	78
圖 3-16 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 0.5 mm，在不同氣體次冷度 的沸騰曲線圖·····	79
圖 3-17 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 0.5 mm，在不同氣體次冷度 的熱傳遞係數曲線·····	79
圖 3-18(a) 傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 0 K( $C_g = 0$ )時，不 同間隙大小的沸騰曲線圖；(b)在低熱通量下的放大圖··	80
圖 3-19 傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 0 K( $C_g = 0$ )時，不同間 隙大小的熱傳遞係數曲線圖·····	81
圖 3-20(a) 傾斜45度加熱面在氣體次冷度為 10 K( $C_g = 0.0016$ )時， 不同間隙大小的沸騰曲線圖；(b)在低熱通量下的放大圖	82
圖 3-21 傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 10 K( $C_g = 0.0016$ )時， 不同間隙大小的熱傳遞係數曲線圖·····	83
圖 3-22(a) 傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 20 K( $C_g = 0.0029$ ) 時，不同間隙大小的沸騰曲線圖；(b)在低熱通量下的放大 圖·····	84
圖 3-23 傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 20 K( $C_g = 0.0029$ )時， 不同間隙大小的熱傳遞係數曲線圖·····	85

圖 3-24(a) 傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 30 K( $C_g = 0.0038$ ) 時，不同間隙大小的沸騰曲線圖；(b)在低熱通量下的放大 圖.....	86
圖 3-25 傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 30 K( $C_g = 0.0038$ )時， 不同間隙大小的熱傳遞係數曲線圖.....	87
圖 3-26(a) 傾斜 45 度開放加熱面，氣體次冷度為 0 K( $C_g = 0$ )， 分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象.....	88
圖 3-26(b) 傾斜 45 度開放加熱面，氣體次冷度為 10 K( $C_g =$ 0.0016)，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象.....	89
圖 3-26(c) 傾斜 45 度開放加熱面，氣體次冷度為 20 K( $C_g =$ 0.0029)，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象.....	90
圖 3-26(d) 傾斜 45 度開放加熱面，氣體次冷度為 30 K( $C_g =$ 0.0038)，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象.....	91
圖 3-27(a) 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 2 mm，氣體次冷度為 0 K ( $C_g = 0$ )，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象.....	92
圖 3-27(b) 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 2 mm，氣體次冷度為 10K ( $C_g = 0.0016$ )，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象.....	93
圖 3-27(c) 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 2 mm，氣體次冷度為 20K ( $C_g = 0.0029$ )，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象.....	94
圖 3-27(d) 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 2 mm，氣體次冷度為 30K ( $C_g = 0.0038$ )，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象.....	95
圖 3-28(a) 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 0.5 mm，氣體次冷度為 0K ( $C_g = 0$ )，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象.....	96
圖 3-28(b) 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 0.5 mm，氣體次冷度為 10K ( $C_g = 0.0016$ )，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象.....	97

圖 3-28(c) 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 0.5 mm，氣體次冷度為 20K  
( $C_g = 0.0029$ )，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象……98

圖 3-28(d) 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 0.5 mm，氣體次冷度為 30K  
( $C_g = 0.0038$ )，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象……99

圖 3-29 不同氣體次冷態下，隨著間隙的減小，臨界熱通量(CHF)的預  
測值與實驗值比較圖……100



## 符號說明

符號	說明	單位
A	加熱面面積	$m^2$
$C_g$	可溶解氣體含量	moles/mole
D	間隙大小	m
D	氣體擴散至液體的速率	m/s
$D_h$	加熱表面直徑	m
g	重力加速度	$m/s^2$
$H_{fg}$	潛熱	J/kg
H	加熱面長度	m
$H(T_{bulk})$	亨利常數	moles/mole-kPa
h	熱傳係數	$W/m^2K$
k	液體熱傳導係數	W/mK
L	熱電偶到測試表面的距離	m
M	莫爾數	mole
$P_g$	氣體壓力	kPa
$P_v$	蒸氣壓力	kPa
$P_f$	流體壓力	kPa
$P_t$	總壓	kPa
Q	加熱量	W
$q''$	熱通量	$W/m^2$
$q_{cr}$	臨界熱通量	$W/m^2$
$q''_{CHF}$	臨界熱通量	$W/m^2$
$q''_{ONB}$	起始沸騰熱通量	$W/m^2$

$S$	間隙大小	m
$T_{bulk}$	容器溫度	°C
$T_i$	熱電偶量測的溫度	K
$T_{rs}$	系統壓力所對應的溫度	K
$T_{sat}$	飽和溫度	K
$T_w$	壁面溫度	K



## 希臘符號

符號	說明	單位
$\Delta T_{sat}$	過熱度	K
$\Delta T_{sub}$	次冷度	K
$\Delta T_{sub,gassy}$	氣體次冷度	K
$\Delta T_s$	起始過熱度	K
$\rho_f$	液體密度	$kg/m^3$
$\rho_g$	氣體密度	$kg/m^3$
$\sigma$	表面張力	N/m
$\theta$	加熱面角度	deg
$\varepsilon$	熱損失比例	%



# 第一章 緒論

## 1.1 研究背景

隨著高科技產業的快速發展，半導體製程技術不斷升級，晶片微小化與密集化的結果，導致單位電子元件體積內的消耗功率大增，產生更高的熱量，由熱量產生的高溫將影響其運作效能，所以現今對熱傳量與熱傳密度研究的要求也大大地提高，例如開發高速電腦技術裡的次微米電子電路所面臨的排熱空間十分微小，而熱通量則不斷提高，我們希望能找出一種熱傳方式可以達到較佳熱傳性能。

若要提高熱傳量，除了從增大熱傳面積外，亦可從提高熱傳表面與環境間的溫度差或是提高熱傳係數等方面著手。其中增加熱傳面積往往會加大熱交換器的體積，也同時增加了設備費用，無法滿足現今電子元件微小化及高熱通量的冷卻需求。目前關於熱交換器的設計需求乃趨向於在較短的時間、有限的熱傳空間及最小的溫度差下達到使用者所要求的熱傳效果，因此，提高熱傳係數一直是熱傳研究的重點之一，而相變化熱傳可以在小溫差下吸收或釋放大量潛熱，可使系統獲得極大的熱傳係數，其值約為無相變化自然對流熱傳係數的數百倍甚至千倍。使用介電液體直接冷卻則是其中的一種很有效的方式，其中利用核沸騰熱傳不但能移走大量的熱，還能保持在一個相對低的表

面過熱度，加上介電液本身還有以下的優點非常適合使用在電子冷卻的應用中：(本篇論文選用 3M 公司生產的氟碳化合物 FC-72 當工作流體)

(a)在一大氣壓下有低飽和溫度( 56.6 °C)，接近電子元件操作溫度範圍。

(b)具有極高的介電性，即使在相當狹小的空間中仍能保持其不導電特性。

(c)在許多電子元件之間有著極佳的化學相容性，不起任何化學反應。

(d)相當低的毒性，且不會破壞環境。



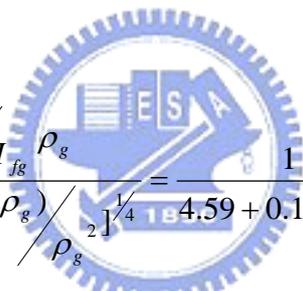
## 1.2 文獻回顧

池沸騰是一種沒有強制對流的相變化熱傳機制，具有相當高的熱傳係數，例如水的池沸騰熱傳係數可以達到  $4000 \text{ W/m}^2\text{K}$ ，而且熱傳係數會隨著熱通量及表面過熱度的增加而增加。池核沸騰受到許多參數的影響，諸如加熱表面粗糙度、加熱表面的傾斜度、系統壓力、間隙大小、加入可溶解氣體等。而本實驗為介電液 FC-72 混合可溶解氣體在傾斜狹窄矩形空間之池沸騰研究，其中主要為間隙大小、加熱面角度以及加入可溶解氣體三種參數。以下針對這三種參數影響提出一些近幾年的文獻回顧。

### 1.2.1 間隙大小對池沸騰的影響

現今半導體科技的不斷進步之下，電子元件的微小化以及高密度性，而使得相對產生的功率也越來越高，例如現今高性能的電腦晶片所散發的熱通量可達  $50 \text{ W/cm}^2$ ，甚至預測指出很快就會突破  $100 \text{ W/cm}^2$ ，且溫度也將高達  $85^\circ\text{C}$  [1]。因此高密度電子元件的散熱問題越形重要，而在微小間隙的熱傳性質研究也有其必要性。

1975年的 Isaacson[2] 以及1978年 Katto[3] 以無因次化參數來描述不同參數對兩垂直小間隙平面在池沸騰實驗中臨界熱通量的影響：


$$\frac{q_{cr}/H_{fg} \rho_g}{[\sigma g(\rho_f - \rho_g)/\rho_g]^{1/4}} = \frac{1}{4.59 + 0.11(H/D)} \quad (1.1)$$

上式可用來精準的預測出小間隙池沸騰的臨界熱通量，其中  $H$  為加熱面長度， $D$  為間隙大小， $q_{cr}$  則為臨界熱通量。

1999年 Misale等人[4] 使用兩種不同深寬比的散熱鰭片當作加熱面，兩種間隙大小分別為  $2 \text{ mm}$  以及  $0.5 \text{ mm}$ ，在  $\text{FC-72}$  介電液中作池沸騰實驗。實驗發現間隙減小對垂直狀態的加熱面熱傳性能沒有影響，但卻對水平狀態的加熱面熱傳性能有相當大的負面影響，後者同樣達到臨界熱通量時的過熱度會比沒有間隙狀態下來的高，發生的原因應該是蒸氣在間隙中淤塞導致溫度上升。

2003年 Kim以及Suh[5] 利用狹窄的矩形流道，加熱面角度從 $90^\circ$ 到 $180^\circ$ (加熱面向下)，而間隙大小分別為 1、2、5 以及 10 mm，進行池沸騰實驗。而實驗發現臨界熱通量會隨著間隙大小的增加而增加，但是增加的比例越來越小，特別的是在 $180^\circ$ (加熱面向下)時，間隙 10 mm時的臨界熱通量反而是最小的。

2002年 陳文忠[6] 利用光滑銅片為加熱面，在一大氣壓 FC-72 中做兩平板間小間隙的池沸騰實驗，間隙大小分別由 0.5 mm到 2 mm，而加熱面角度分別為 $0^\circ$ 、 $45^\circ$ 以及 $90^\circ$ 三種。實驗結果發現在小熱通量時，小間隙可以增強熱傳係數(尤其 0.5 mm最明顯)。然而小間隙對水平加熱情況的臨界熱通量有嚴重的抑制效果，而且此實驗狀況下幾乎無法判別起始過熱度以及遲滯效應的發生。

### 1.2.2 加熱面角度對池沸騰的影響

加熱表面的傾斜角，對池核沸騰亦有顯著的影響。1984年 Nishikawa等人[7] 以銅片為加熱面在水中加熱作池沸騰實驗。發現在低熱通量且在相同的表面過熱度之下，熱傳係數會隨著加熱面角度由 $0^\circ$ (加熱面向上)增加到 $175^\circ$ (加熱面向下)而增加，但是當高熱通量時，角度對熱傳係數則沒什麼影響。

1996年 Chang以及You[8] 研究一個(10 × 10)mm光滑的銅加熱

面在 FC-72 中作池沸騰實驗，發現在核沸騰區時，當加熱面角度由  $0^\circ$  (加熱面向上) 增加到  $90^\circ$  時熱通量會隨之增加，他們歸因於有效成核址數目的增加。但是當角度大於  $90^\circ$  時，熱傳係數則會明顯地減低，而這點卻跟 Nishikawa 等人的研究結果有差異，他們認為差異性原因在於 Nishikawa 等人的操作是在減少熱通量過程中量測的數據所致。

2003年 Mohamed 等人[9] 以一個  $10 \times 10$  mm 表面光滑的銅加熱面在 HFE-7100 介電液中、壓力為 0.085 MPa 下作池沸騰實驗，發現當  $\theta \leq 90^\circ$  且表面過熱度  $\Delta T_{sat}$  ( $\Delta T_{sat} = T_w - T_{sat}(P_t)$ )  $> 20K$  時，熱通量會隨著角度增加而下降，若在低的表面過熱度時，則熱通量會隨著角度增加而輕微的增加；而在  $\theta > 90^\circ$  且表面過熱度  $\Delta T_{sat} > 13K$  時，熱通量會隨著角度增加而明顯地下降，然而在低的表面過熱度時，熱通量的趨勢則為不確定性變化。圖 1-1 至圖 1-3 所示的照片就是在不同角度 ( $\theta = 0^\circ, 30^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 150^\circ, 180^\circ$ ) 以及不同次冷度 ( $\Delta T_{sub} = T_{sat} - T(P_t) = 0, 10, 30$  K) 之下的氣泡沸騰情況。由這些圖可以觀察到，蒸氣在加熱表面的積聚會隨著次冷度的減少而增加，而這也使得核沸騰熱通量以及臨界熱通量的降低，舉例來說，在  $\Delta T_{sat} = 20.7$  K 之下，在  $\theta = 30^\circ$  的飽和核沸騰熱通量為  $10 \text{ W/cm}^2$  (圖 1-2a)，而在  $\theta = 120^\circ$  且  $\Delta T_{sub} = 30$  K 之下的熱通量則為  $19.16 \text{ W/cm}^2$  (圖

1-2f)；同樣的，圖 1-1c 以及 1-1e 則分別表示在  $\theta = 0^\circ$  時  $\Delta T_{sat} = 20.1 \text{ K}$  和  $21 \text{ K}$ ，在不同的  $\Delta T_{sub} = 10\text{K}$  及  $30\text{K}$  之下，核沸騰熱通量分別為  $15.2 \text{ W/cm}^2$  和  $19.91 \text{ W/cm}^2$ ，而核沸騰熱通量隨著液體次冷度的增加而增加，原因是加熱面表面積聚的蒸氣氣泡減少所致，同樣的原理可以見 1-1a 比較 1-1e、1-2a 比較 1-2e、1-3a 比較 1-3e，分別在  $\theta = 0^\circ$ 、 $30^\circ$ 、 $90^\circ$  情況下。相反地，在  $\theta > 90^\circ$  時，且在相同的次冷度  $\Delta T_{sub}$  之下，當傾斜角度增加，則加熱表面的氣泡積聚物也會增加，因此熱量無法順利移去而使得核沸騰熱通量的下降，由圖 1-1b、1-2b、1-3b 可明顯比較出來差異。

2005年 Priarone[10] 以一個高為  $80 \text{ mm}$ 、上下兩邊底面面積為  $7.07 \text{ cm}^2$  的圓柱銅塊浸泡在 FC-72 液體中，下底面加熱而上底面為沸騰觀察面之外其他部分則為絕熱狀態，進行不同角度加熱面的池沸騰實驗。實驗結果發現在低熱通量時，隨著加熱面角度從  $0^\circ$  增加到  $175^\circ$ ，會發現熱傳係數明顯地增加，這也證實了他的假設，就是當上升氣泡掃過有角度的加熱面時使得熱邊界層的強迫移動而讓熱傳量隨之增加；而在高熱通量時， $0^\circ$  到  $90^\circ$  的沸騰曲線會幾乎重合，而  $90^\circ$  以上的(加熱面向下)熱傳係數會隨著角度增加而明顯地減少，這是因為蒸氣氣泡因為浮力而積聚在加熱表面導致。而臨界熱通量則是在  $0^\circ$  時為最大值， $0^\circ \sim 90^\circ$  時緩慢的下降， $90^\circ$  以後則迅速的下降。

### 1.2.3 加入可溶解氣體對池沸騰的影響

本實驗選用的 FC-72 介電液是一種高親水性流體，可以吸收大量的可溶解氣體(常溫常壓下每單位體積可以吸收 48 %的氣體)，目前也有許多文獻探討加入可溶解氣體對於池沸騰的影響。

1995年 You等人[11] 利用一長 25.4 mm、直徑 0.51 mm的加熱線在 FC-72 裡面，加入可溶解氣體來進行池沸騰實驗。可溶解氣體的含量以  $C_g$  表示：

$$C_g = \frac{M_{gas}}{M_{liquid}} \quad (1.2)$$

其中M代表莫爾數。

研究中定義了兩個名詞氣體飽和態及氣體次冷度：

(1) 氣體飽和態：如圖 1-4 所示。系統中，總壓力等於 FC-72

的蒸氣壓力加上空氣的壓力 ( $P_t = P_v + P_g$ )，混和溫度  $T_{bulk}$  即相

對於  $P_v$  所對應的飽和溫度。在氣體飽和態的情況下，有FC-72

蒸汽與氣體混和相，且  $T_{bulk} = T_{sat}(P_v) < T_{sat}(P_t)$ 。一般飽和狀

態(純液體之飽和)即為氣體飽和態之特例，此時  $P_g = 0$ ，因

此  $P_v = P_t$ 、 $T_{bulk} = T_{sat}(P_t)$  與  $C_g = 0$ 。

(2) 氣體次冷度 ( $\Delta T_{sub, gas}$ )：在氣體飽和態下，蒸氣壓力等於飽

和溫度下的壓力 [ $P_v = P_{sat}(T_{bulk})$ ]，則氣體次冷度為總壓力下

飽和溫度與蒸氣壓力下之飽和溫度的差額：

$$\Delta T_{sub,gas} = T_{sat}(P_t) - T_{bulk} = T_{sat}(P_t) - T_{sat}(P_v) \quad (1.3)$$

根據 Henry' s Law，可溶解氣體的含量  $C_g$  可表示為：

$$C_g = H(T_{bulk})P_g \quad (1.4)$$

其中  $H(T_{bulk})$  為亨利常數，You 等人 在1990年量測空氣在 FC-72 中，溫度為 31.5 °C 與 59.5 °C 時，亨利常數分別為  $5.4 \times 10^{-5}$  與  $5.5 \times 10^{-5}$  (moles/mole-kPa)； $P_g$  為氣體分壓。

氣體次冷度可控制可溶解氣體加入的量，實驗結果發現若加入的可溶解氣體含量 ( $C_g$ ) 少於 0.0025 moles gas/mole liquid 則對於起始沸騰沒有影響；但若是加入的含量超過 0.0056 moles gas/mole liquid 則可發現起始沸騰以及核沸騰區的過熱度明顯地減小，而且遲滯現象也會隨著加入可溶解氣體含量的增加而降低，臨界熱通量也會隨著可溶解氣體含量的增加而增加。

1997年 Hong 等人[12] 以不同大小的白金導線當作加熱線分別浸入飽和狀態、純次冷度狀態(未加可溶解氣體)以及氣體飽和狀態的 FC-72 中做池沸騰實驗。實驗結果可知在相同的加熱線尺寸之下，增加可溶解氣體含量可以增加熱傳效能；但如果在固定的可溶解氣體含量之下，增加熱通量以及加熱線尺寸則熱傳效能會降低，原因是因為加熱面附近的流體被除氣所致，也就是當加熱面溫度一直上升，氣泡的增加量變多而使得周圍的液體無法順利補充到加熱表面上，可溶解

氣體含量的降低，使得熱傳效能跟著降低。

2003年 Rainey 等人[13] 使用一個  $10\text{ mm} \times 10\text{ mm} \times 2\text{ mm}$ (厚度) 的銅片在 FC-72 中作池沸騰實驗。實驗發現在不同的壓力之下，若壓力增加，則熱傳效能以及臨界熱通量都會增加，且起始過熱度會減少；液體次冷態對於核沸騰區的熱傳效能可以忽略，然而加入可溶解氣體的氣體次冷態則會降低起始過熱度，並有增強熱傳效能的趨勢。

### 1.3 研究目的

雖然目前已經有許多的文獻分別針對微小間隙空間、加熱面的角度以及加入可溶解氣體做研究觀察對池沸騰的影響，但對於傾斜的狹窄矩形管道中，加入可溶解氣體對池沸騰影響的文獻則相當稀少。故本論文主要是討論加熱面在與水平傾斜角  $45^\circ$  的狹窄矩形管道中，加入可溶解氣體(氮氣)於 FC-72 中，觀察並分析加熱表面對池沸騰熱傳的影響，且比較水平及垂直狀態下的熱傳特性差異。

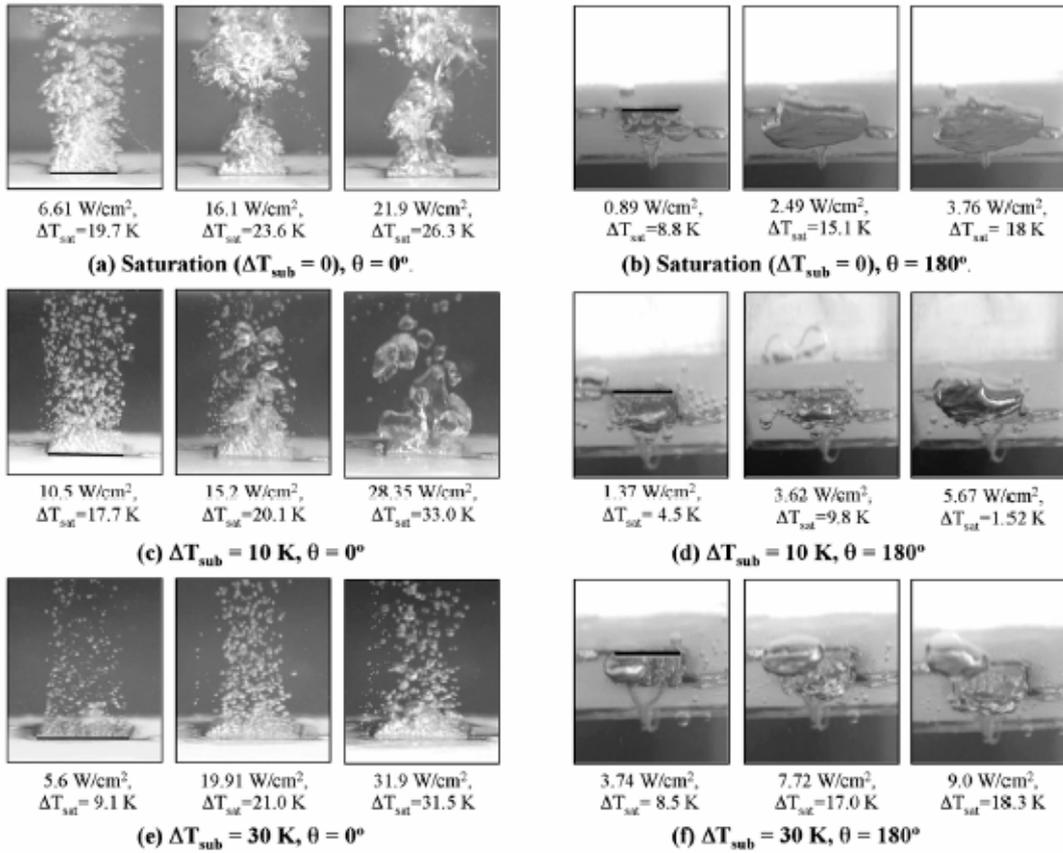


圖 1-1 Mohamed 等人的池沸騰實驗照片，角度分別為  $\theta = 0^\circ$  和  $180^\circ$  [9]

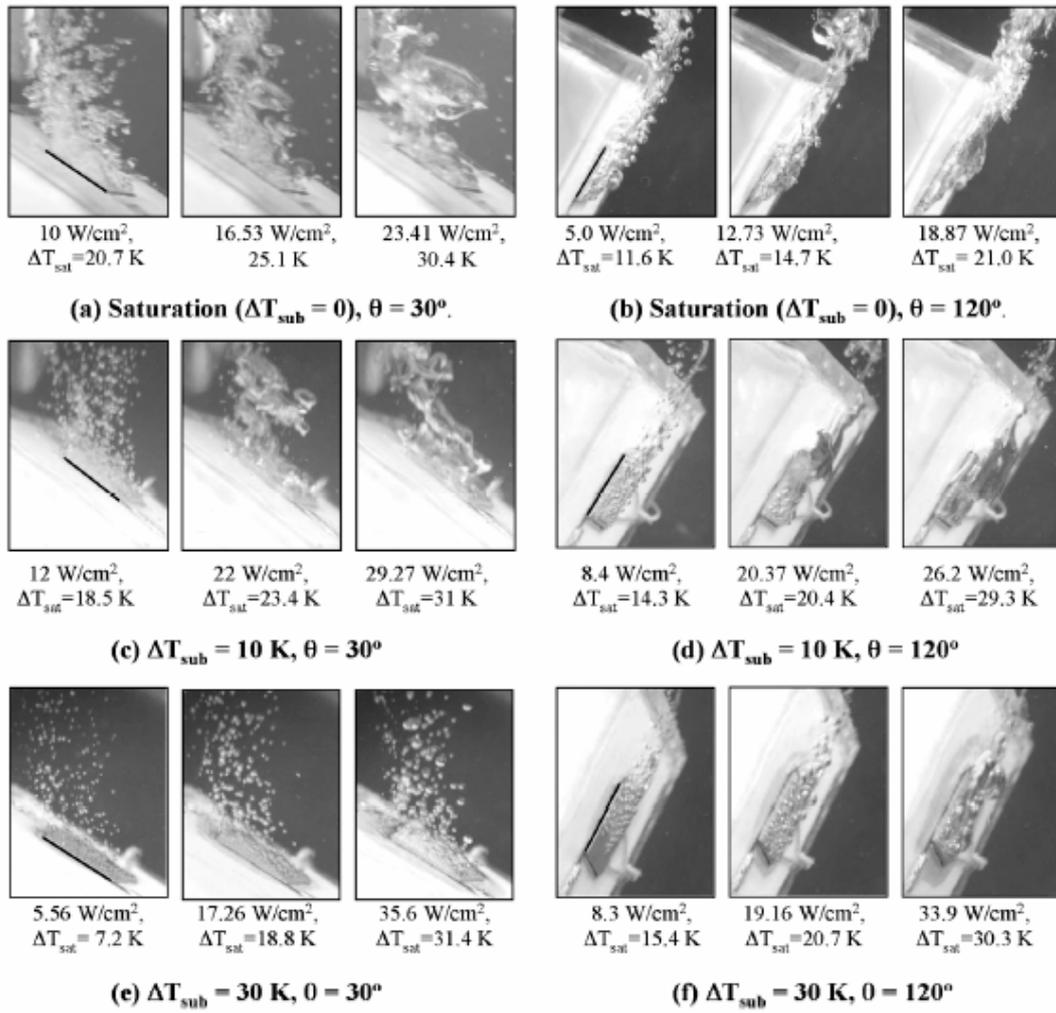


圖 1-2 Mohamed 等人的池沸騰實驗照片，角度分別為  $\theta = 30^\circ$  和

$120^\circ$  [9]

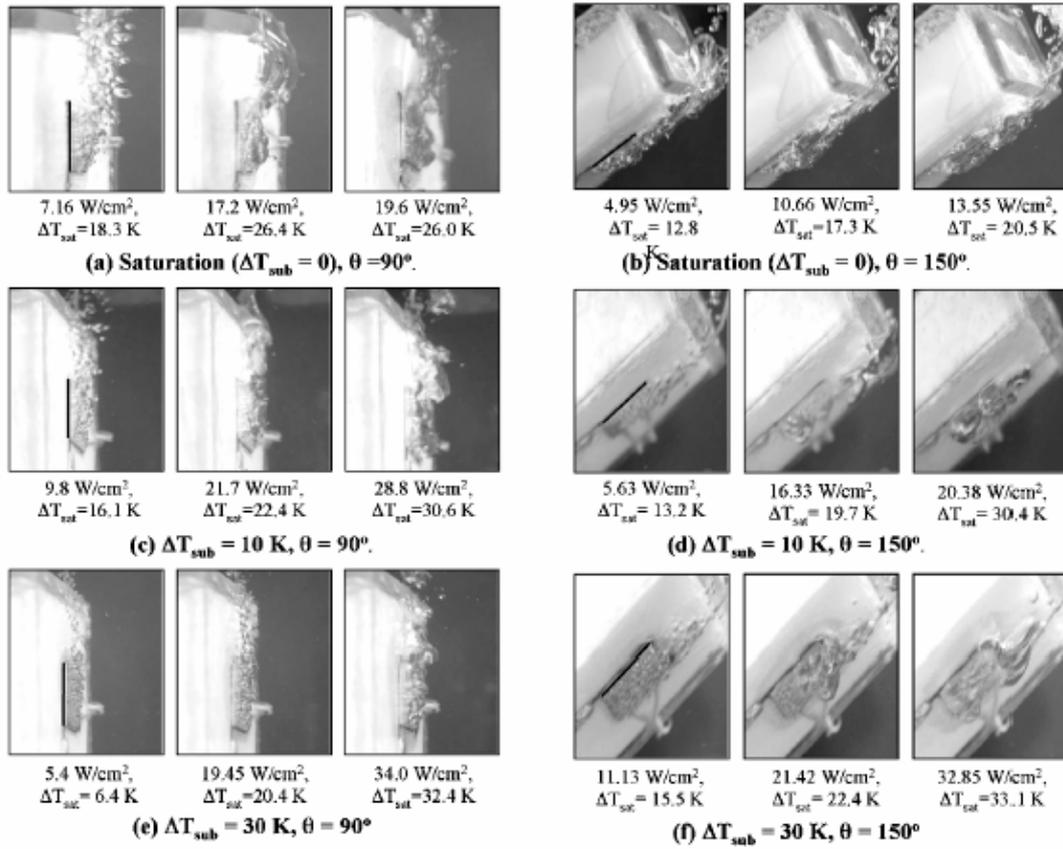


圖 1-3 Mohamed 等人的池沸騰實驗照片，角度分別為  $\theta = 90^\circ$  和  $150^\circ$  [9]

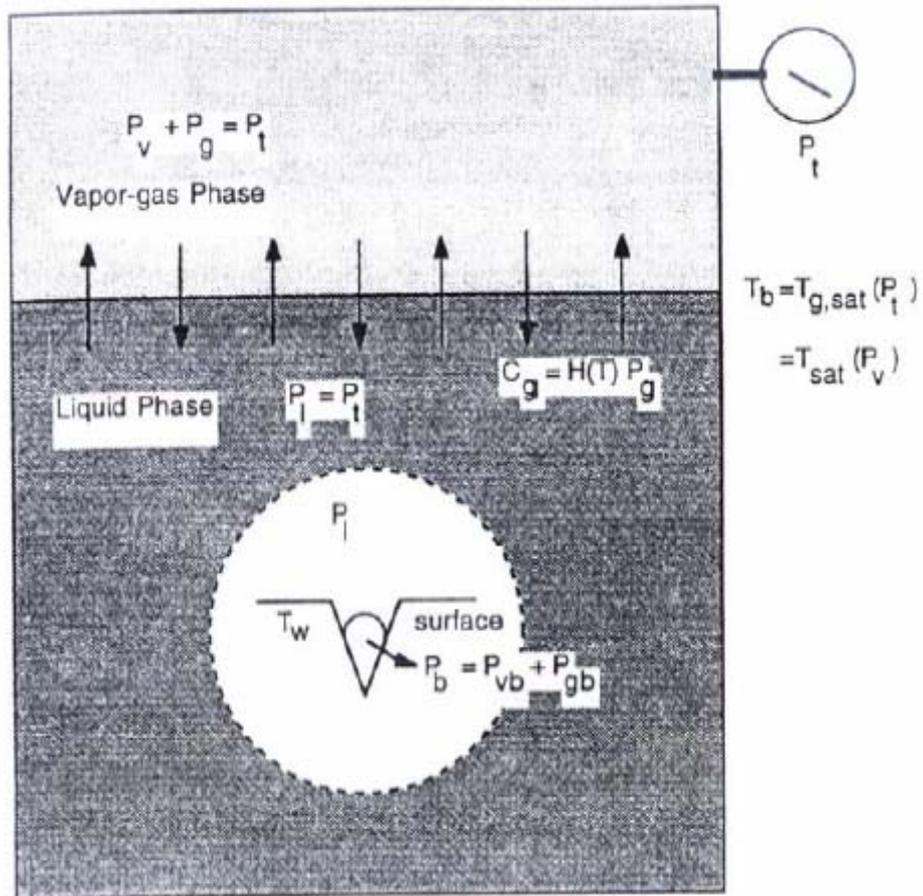


圖 1-4 氣體飽和態的液氣相狀態示意圖 (You et al., 1995) [11]

## 第二章 實驗設備與實驗步驟

### 2.1 工作流體的性質

本實驗選用的工作流體 FC-72 是由 3M 公司生產的過氟碳化合物(Perfluorocarbon Fluid)，化學式為  $C_6F_{14}$ ，具有以下優點

(a)在一大氣壓下有低飽和溫度( 56.6 °C)，接近電子元件操作溫度範圍。

(b)具有極高的介電性，即使在相當狹小的空間中仍能保持其不導電特性。

(c)在許多電子元件之間有著極佳的化學相容性，不起任何化學反應。

(d)相當低的毒性，且不會破壞環境。

FC-72 是目前市面上非常適合使用在電子冷卻應用的一種電介液體。其熱物理性質如表 2-1 所示[14]。

### 2.2 實驗設備

本實驗為 FC-72 混合可溶解氣體在狹窄矩形管道內的池沸騰熱傳實驗分析，整個實驗系統由加熱系統、測試容器、除氣系統、加氣系統、環控恆溫系統及數據擷取系統共六大部分組成，實驗設備配置圖如圖 2-1 所示，圖 2-1(a) 為實驗設備示意圖，圖 2-1(b) 為實

驗設備實物。

## 2.2.1 加熱系統

本實驗所使用的加熱裝置如圖 2-2 所示，由絕熱電木、測試片（銅片）、電加熱片以及絕熱基座組合而成。其詳細結構如圖 2-3 所示。銅片的面積為 10 mm × 10 mm，厚度為 2 mm，而銅片的加工程序依序為：(1)先用機器加工出所要的測試銅片外形；(2)再做機械式的表面拋光；(3)利用砂紙做細微的表面處理，先用 1600 號砂紙將表面作均勻加工，再利用 2000 號砂紙做表面拋光，最後用 3000 號砂紙作最後的拋光，使得到一光滑的表面。在距離銅片底面 1 mm 處，埋設兩根 T-type 的熱電偶。熱電偶量測得的溫度  $T_i$  須以傅立葉 (Fourier) 一維熱傳導定律修正為測試片表面溫度  $T_w$ ，其修正方程式如下

$$T_w = T_i - \frac{QL}{kA} \quad (2.1)$$

其中  $L$  為熱電偶到測試表面的距離， $T_i$  為兩根熱電偶測得溫度的平均值。

測試片是以鑲嵌的方式，將其鑲嵌到一絕熱電木中，如圖 2-4 所示，使測試片的側邊周圍為絕熱，因為實驗主要是量測表面的熱傳量，所以要將其他表面做絕熱減少熱損失。電木尺寸為 50 mm × 30 mm

× 2 mm，其熱傳導係數相當低( 0.23 W/mk)，具良好的絕熱效果。

加熱片為面積10 mm × 10 mm的鎳鉻絲電阻片，為配合測試片大小所設計，如圖 2-5 所示。加熱電源由一最大功率可達 150 W的直流電源供應器所提供，如圖 2-6 所示，供應輸出電壓範圍為 0 至 30 伏特，電流則為 0 至 5 安培。

加熱片下方的基座為一大小為 50 mm × 30 mm × 20 mm的鐵氟龍，其熱傳導係數極低( 0.35 W/m·K)，因此可以減少加熱片的熱損失。在鐵氟龍下方挖有一面積 13 mm × 13 mm，深度為 1 mm的凹槽，並塗以耐熱膠 Omegabond 600(熱傳導係數為 1.4 W/m·K，最高承受工作溫度為 1427 °C)，主要是因為鐵氟龍無法承受太高的溫度，因此耐熱膠可以用來保護鐵氟龍。

而整個加熱裝置則是利用塑膠螺絲將測試片、加熱片與鐵氟龍基座緊密結合起來，最後再將檔板與加熱裝置組合，以得到實驗所需要的測試段。

## 2.2.2 測試段

測試段為一狹窄矩形管道，如圖 2-7 所示，利用三塊壓克力擋板與加熱片基底所組成。測試片為 10 mm × 10 mm的銅片，利用三種不同角度的不鏽鋼基座使加熱面與水平夾角分別為 0°、45°、90°三

個方向，間隙大小分別為 3 mm、2 mm、1 mm及 0.5 mm，利用兩端的壓克力擋板可以控制測試片與上方平板的間隙大小。

### 2.2.3 測試容器

測試容器為一內徑 30 cm、壁厚 3 mm、高 20 cm的不鏽鋼容器，如圖 2-8 所示，在前端及側端各裝有一直徑 10 cm、厚 10 mm的強化石英玻璃，可在實驗進行中用來觀測內部的池沸騰現象，以及作拍攝用。而容器上方的圓蓋及容器之間的接合部分，則利用一 Viton 的 O 形環放置其接合處，增加其接合處的緊密度，防止 FC-72 液體的蒸發洩漏。測試容器中並置有二支電阻為 200 歐姆的 PT200 型電阻式溫度感測器(RTD)，用來量測容器內部液相與氣相的溫度。另外還置有一支電子式壓力感測器，壓力感測範圍為 1 至 4 個大氣壓力，由一電源供應器供應直流電，當感應到壓力時則將訊號轉換成電壓輸出(輸出電壓範圍在 1 至 5 伏特間)，經由校正曲線即可換算出壓力，可以用來控制實驗時測試容器所需的壓力。此外，在測試容器上方裝置有一冷凝盤管，也就是位於實驗中與氣相接觸的部分，冷凝盤管與外側銜接至恆溫水槽，利用控制氣相的溫度來維持容器中的壓力。

## 2.2.4 除氣系統

由於介電液 FC-72 在常溫常壓下對空氣的溶解度極高，為了實驗的精準性，所以在做實驗之前必須做除氣的動作，以除去測試容器中的不凝結氣體。首先，利用測試容器其外圍所加裝的電加熱絲，將電加熱絲通以電流，使電加熱絲溫度上升，對測試容器加熱，直至 FC-72 產生沸騰，使加熱所產生的介電液蒸氣與空氣上升至冷凝器並與冷卻系統做熱交換，介電液蒸氣被冷卻至飽和溫度以下將凝結為液體並流回至測試容器，而空氣則利用排氣孔排出。介電液蒸氣在管道中流動時，由於遠離加熱源，且 FC-72 在一大氣壓下的凝結溫度為  $56.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，遠高於不凝結氣體(空氣)的凝結溫度，因此 FC-72 大部分在冷凝器凝結成液體而流回至容器中，不凝結的空氣則從排氣孔排出，雖然會有少量的 FC-72 隨著空氣被排出，但不致於影響容器中 FC-72 的含量。

## 2.2.5 加氣系統

加氣系統是由空氣瓶、冷凝盤管、恆溫水槽及一針閥所組成，如圖 2-9 所示。實驗過程為了能控制加入氣體的量，而選擇使用針閥以免空氣瓶壓力太大，利用針閥可開啟微小閥口的特點，警慎地控制其開口而避免可溶解氣體(氮氣)加入的量超出所設定的值。實驗中利

用恆溫水槽以及冷凝盤管控制加入可溶解氣體的溫度，且用一 RTD 溫度計量測氣體溫度。加氣時要注意系統內溫度與壓力的變化，以控制可溶解氣體加入的量。

### 2.2.6 環控恆溫系統

環控恆溫系統為一長 1 m、寬 0.7 m、高 2 m 的 Ancer AS-15 環控箱，其溫度控制範圍為 30 °C 至 120 °C。將測試容器置於環控箱中，控制環控箱的環境溫度，使得測試容器與環境達到實驗中所欲控制的溫度平衡，讓系統能在穩定的狀態下進行實驗。環控箱如圖 2-10 所示。



### 2.2.7 恆溫水槽

在實驗中，利用 Ancer AR-15 恆溫水槽改變測試容器中冰水盤管的溫度，藉此來控制測試容器中的氣相溫度以及壓力，使壓力維持在所需的範圍之內，以確保實驗的準確性。恆溫水槽如圖 2-11 所示。

### 2.2.8 數據擷取系統

實驗中經由各感測器所量測得到的數據，是由一台 YOKOGAWA DA2500E 的數據擷取器所擷取，如圖 2-12 所示，並將其所擷取的數

據傳至一台 586 的個人電腦，數據經由轉換後在電腦中顯示出所量測得到的讀數。DA2500E 可將所量測得到的溫度與壓力轉換成電壓，再經 GPIB(IEEE488) 介面卡與電腦連接，由程式轉換後，在電腦螢幕上顯示出測試片溫度、介電液溫度與測試容器中的壓力值等數據。

### 2.2.9 真空幫浦

已知可溶解氣體很容易溶解於介電液 FC-72 中，而這些溶解的氣體會使得系統不穩定，尤其是起始沸騰時，即使在低於飽和溫度也會有氣泡產生，所以在實驗開始之前，抽真空是絕對必要的步驟。

為了使一開始不凝結氣體的含量降至最低，所以利用真空幫浦先將測試容器中的空氣抽出，才再灌入 FC-72 液體。本實驗所使用的真空幫浦為 ULVAC 的 YTP-150M 型，是由油轉式幫浦(Oil Rotary Pump)與渦輪分子幫浦(Turbomolecular pump)兩部分所組成，如圖 2-13 所示。前者為前置幫浦，除氣速度為每秒 100 升，而渦輪分子幫浦除氣速度為每秒 160 至 190 升，將兩幫浦開啟後，使其對測試容器抽真空至  $10^{-5}$  torr 為止。

## 2.3 實驗步驟

本實驗的主要目的是研究加熱面在微小間隙的池沸騰熱傳分

析，因此加熱面的表面溫度、熱通量的變化、氣泡成長是實驗中重要的參數。利用直流電源供應器來控制加熱片的熱通量，並利用所埋藏在測試片底部的熱電偶來量測表面溫度。在實驗開始前，利用水平開放加熱面作池沸騰實驗，與文獻做驗證，當驗證完成後，才開始進行本論文實驗。本實驗所要測試的加熱面為與水平傾斜  $0^\circ$ 、 $45^\circ$  及  $90^\circ$ ，改變間隙大小與可溶解氣體的含量為操作參數。在實驗中，控制介電液溫度及測試容器內的壓力為實驗過程非常最要的工作之一。

本實驗的實驗步驟如下列所示：

### (1) 清洗與測漏



在實驗開始之前，先將容器與冷凝器以丙酮清洗乾淨，細微部分則拆卸下來用超音波清洗。待清洗完畢後，將所欲量測的測試段放入測試容器中，再將測試容器鎖緊，與系統各部位連接，灌入高壓氮氣至測試容器至 10 個大氣壓力為止，待 24 小時後以壓力計觀察壓力有無變化，在確定沒有洩漏後將氮氣排放掉。

### (2) 抽真空

利用真空幫浦將測試容器抽真空至  $10^{-5}$  torr。

### (3) 灌入FC-72液體

在灌入 FC-72 時，其液面高度要高於加熱面 70 至 80 mm，且不能高於冷凝盤管，以避免氣泡脫離表面後造成液面擾動而影響實驗的準確性。

### (4) 排除可溶解氣體

先開啟環控箱，其溫度設定為高於 FC-72 的飽和溫度( 56.6 °C)，約為 70 °C 左右。再將電加熱絲通電流，對測試容器加熱至沸騰，到達設定溫度之後即進行排氣，而排氣的動作一直重複到內部壓力所對應的溫度  $T_{rs}$  以及液體的飽和溫度  $T_{sat}$  相差在 0.1 °C 以內時停止加熱，此時可溶解氣體的影響則可以忽略。

### (5) 加入可溶解氣體

待除氣後系統穩定，加入空氣於 FC-72 中。在加入可溶解氣體至 FC-72 之前，必須先將測試容器中的溫度設定至所需的飽和溫度，再利用壓力控制所需加入的可溶解氣體含量。

### (6) 實驗開始

待系統穩定後，則可以開始進行實驗。打開直流電源供應器對加

熱片加熱，並使電流與電壓緩慢的上升，當每增加一定的電流電壓時，待加熱表面溫度跳動不超過  $0.05\text{ }^{\circ}\text{C}$  時，記錄所讀取的數值，直至臨界熱通量發生為止；再以遞減電流與電壓的方式，直至電壓與電流為零，並記錄所讀取的數值。在記錄所讀取的數值時，要等待系統穩定後，也就是溫度及壓力都不再變化後，記錄此時的數值。

### (7) 拍照

實驗中並利用數位相機拍攝在不同熱通量下的池沸騰現象。



### (8) 實驗完成

當實驗結束後，將所有裝置都關閉，等待 24 小時之後，再重新開始新的實驗。其目的為排除測試片的殘餘熱量，以及等待系統趨於穩定狀態，使增加實驗的準確性。

## 2.4 不準度分析

實驗中的不準度主要有：實驗數據的誤差、測試設備的差異、測試段幾何形狀的誤差、熱損失等。在本實驗中，由於加熱片的設計與 You 等人[15] 的相似，所以不準度可以 You 等人 所估計的來作為參考。You 等人 所估計的不準度包括：熱損失與熱通量量測的不準度，

他們估計熱通量在 $0.5W/cm^2$ 以內時(單相自然對流)，不準度不超過 15 %，而熱通量在 $19W/cm^2$ 時(核沸騰區)，不超過 5 %。

溫度量測的不準度主要是熱電偶(thermocouple)的誤差，其誤差範圍在 $\pm 0.5^\circ C$ 以內。壓力量測的不準度在於壓力計的誤差，誤差範圍在 $\pm 0.01kPa$ 。熱通量的不準度在於電流與電壓的誤差，其誤差範圍分別為 $\pm 0.01Am$ 與 $\pm 0.1V$ 。不準度的分析也可參考 Kline[16] 的方法，分別得到熱通量、熱損失、過熱度及熱傳遞係數等的不準度，如表 2-2 所示。Kline 的不準度分析方法如附錄所示。

## 2.5 熱損失實驗



由於測試段無法達到完全絕熱的效果，所以實驗過程中由電加熱片所提供的加熱量並非全數傳至測試片，會有部分熱傳至作為基底的鐵氟龍，而這些傳至鐵氟龍的熱量則為測試片所損失的熱，稱為熱損失。因此為了正確的知道真正的熱通量，必須以模擬找出在電源供應器所提供的加熱量  $Q_{total}$  時，有多少熱量沒有傳到測試片而產生的損失  $Q_{loss}$ 。量測的方法是在鐵氟龍的正中央埋設一根 T-Type 的熱電偶而量出溫度  $T_1$ ，而另有兩根熱電偶以第一根熱電偶為中心分別向側面及底面延伸  $L_{12}$  及  $L_{13}$ ，如圖 2-14 所示，而所量測到的溫度分別為  $T_2$  與  $T_3$ ，假設  $T_1$  分別與  $T_2$ 、 $T_3$  成線性分布，因此可用傅立葉

熱傳導定律求得熱損失，例如四個側面的熱損失為

$$Q_{side} = 2k_t A_{side1} \frac{T_1 - T_2}{L_{12}} + 2k_t A_{side2} \frac{T_1 - T_2}{L_{12}} \quad (2.2)$$

底面的熱損失為

$$Q_{bottom} = k_t A_{bottom} \frac{T_1 - T_3}{L_{13}} \quad (2.3)$$

其中  $k_t$  是鐵氟龍的熱傳導係數， $A_{side1}$  與  $A_{bottom}$  分別為每個側面與底面的面積，如果忽略加熱銅片側面的熱損失，則總熱損為

$$Q_{loss} = Q_{side} + Q_{bottom} \quad (2.4)$$

由此可統計出在各加熱量  $Q_{total}$  時的熱損失比例  $\varepsilon$  為  $\frac{Q_{loss}}{Q_{total}}$ 。



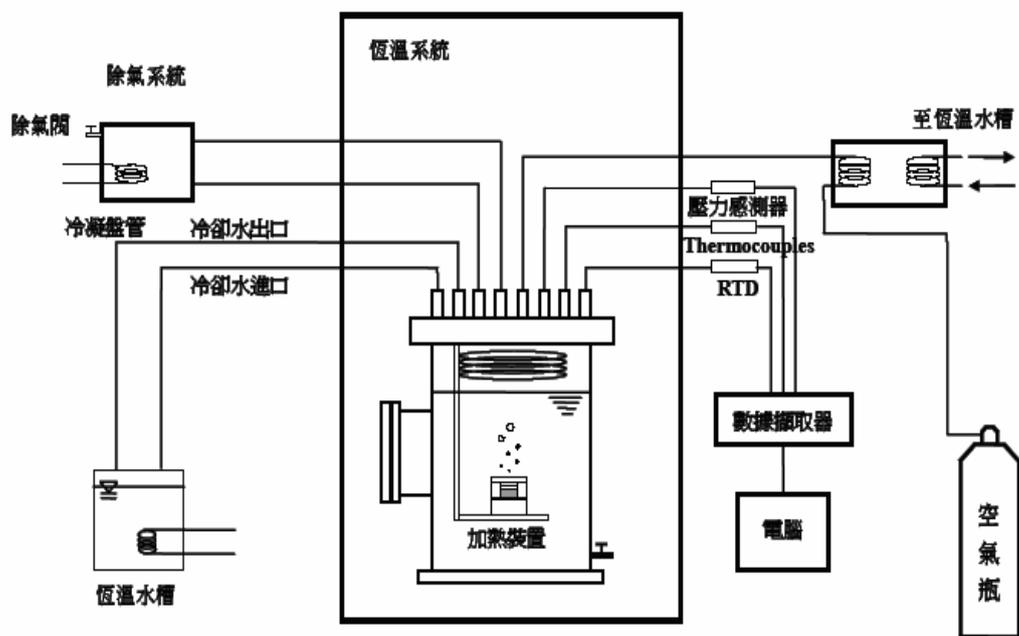
表 2-1 介電液 FC-72 的飽和熱物理性質(壓力1大氣壓)[14]

性質	FC-72
平均分子量 (Average molecular weight)	338kg/kgmole
臨界溫度 (Critical temperature, $T_{crit}$ )	178°C
飽和溫度 (Saturation temperature, $T_{sat}$ )	56.6°C
液體密度 (Density of liquid, $\rho_l$ )	1680kg/ $m^3$
蒸汽密度 (Density of vapor, $\rho_v$ )	13.39kg/ $m^3$
蒸發熱 (Heat of vaporization, $h_{fg}$ )	94790 J / kg
熱傳導係數(Thermal conductivity of liquid, $k_l$ )	0.0538W/m • k
比熱 (Specific heat of liquid, $Cp_l$ )	1102J/kg
熱擴散率 (Thermal diffusivity of liquid, $\alpha_l$ )	$3.064 \times 10^{-8} m^2 / s$
動黏滯係數 (Kinematic viscosity of liquid, $\nu_l$ )	$2.729 \times 10^{-7} m^2 / s$
普朗特數 (Prandtl number of liquid, $Pr_l$ )	8.900
熱膨脹係數(Coefficient of thermal expansion of liquid, $\beta_l$ )	-0.001639 K-1
表面張力 (Surface tension of liquid, $\sigma_l$ )	0.008348N/m
介電常數 (Dielectric constant, 25°C, 1KHz)	1.76
介電強度 (Dielectric strength, KV, 2.54mm gap)	42
對空氣的溶解度(Solubility of air, ml gas/100ml liquid)	48

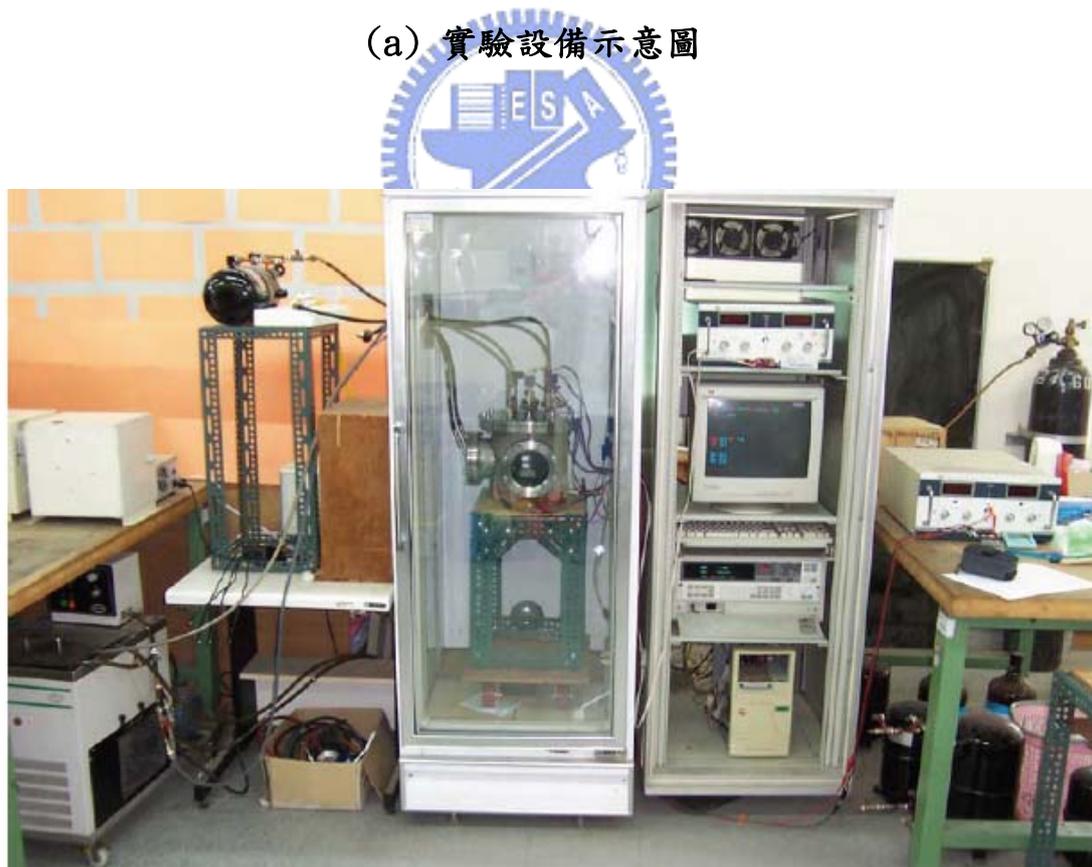
表 2-2 不準度分析

	誤差範圍	實驗最小值	不準度
電流(Am)	$\pm 0.01$	0.13	$\pm 7.69\%$
電壓(Volt)	$\pm 0.1$	1.3	$\pm 7.7\%$
熱通量( $\text{kW}/\text{m}^2$ )		1.69	$\pm 5.91\%$
熱損失(%)	0.01%	0.1%	$\pm 10\%$
過熱度( $^{\circ}\text{C}$ )	$\pm 0.5$	3.64	$\pm 20.28\%$
熱傳遞係數 ( $\text{kW}/\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ )		0.713	$\pm 13.84\%$
氣體含量(Cg)	$\pm 0.0001$	0.0016	$\pm 6.25\%$
加熱面面積( $\text{m}^2$ )	$\pm 0.05$		$\pm 0.5\%$





(a) 實驗設備示意圖



(b) 實驗設備實物圖

圖 2-1 實驗設備

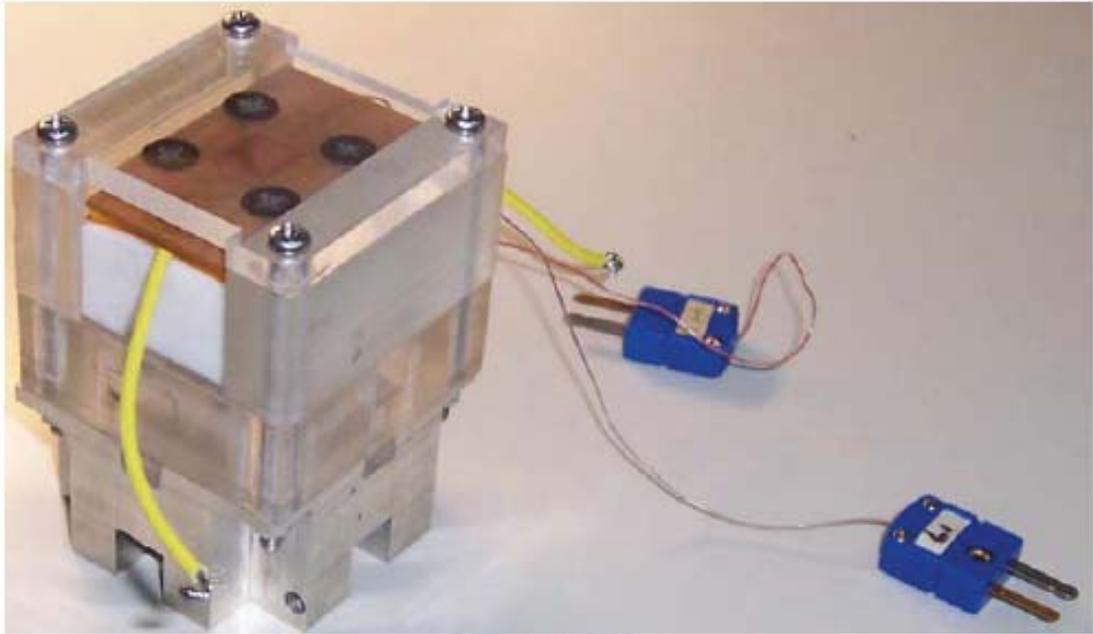


圖 2-2 加熱裝置

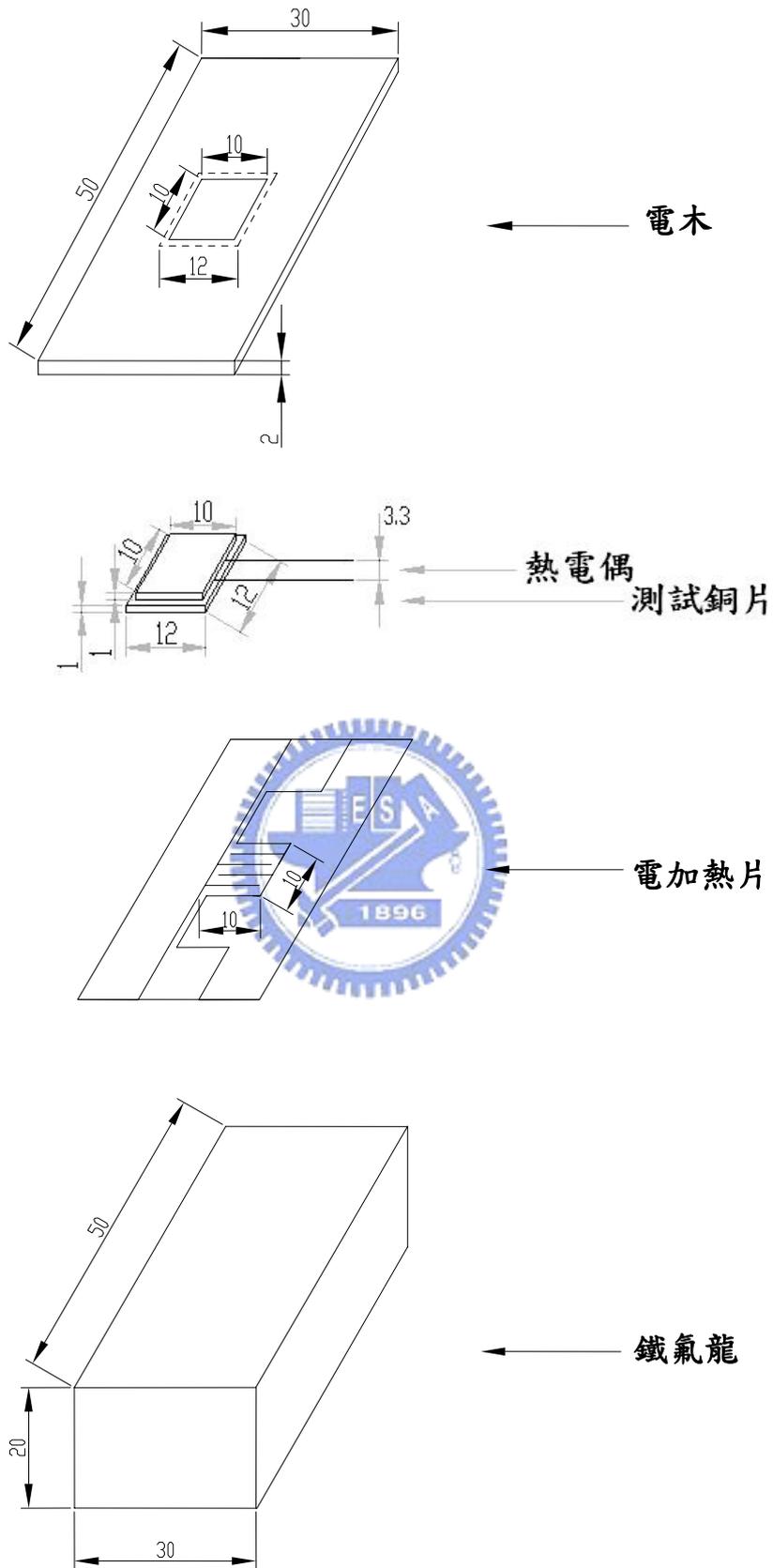


圖 2-3 加熱片裝置示意圖(單位：mm)

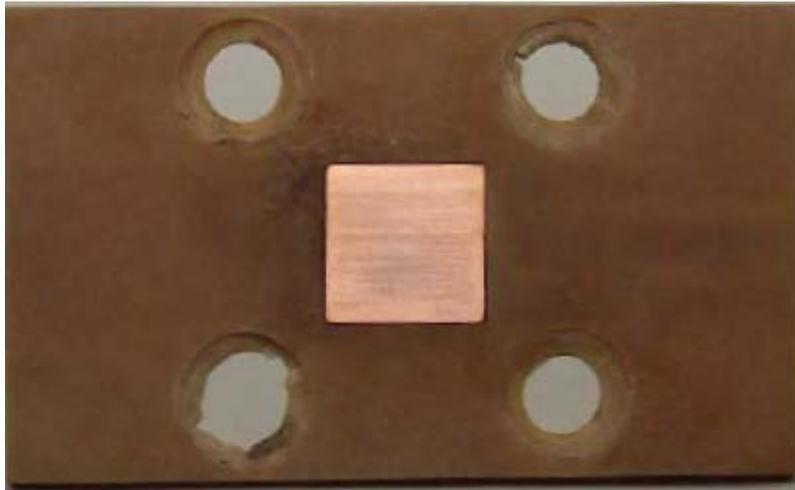


圖 2-4 測試片

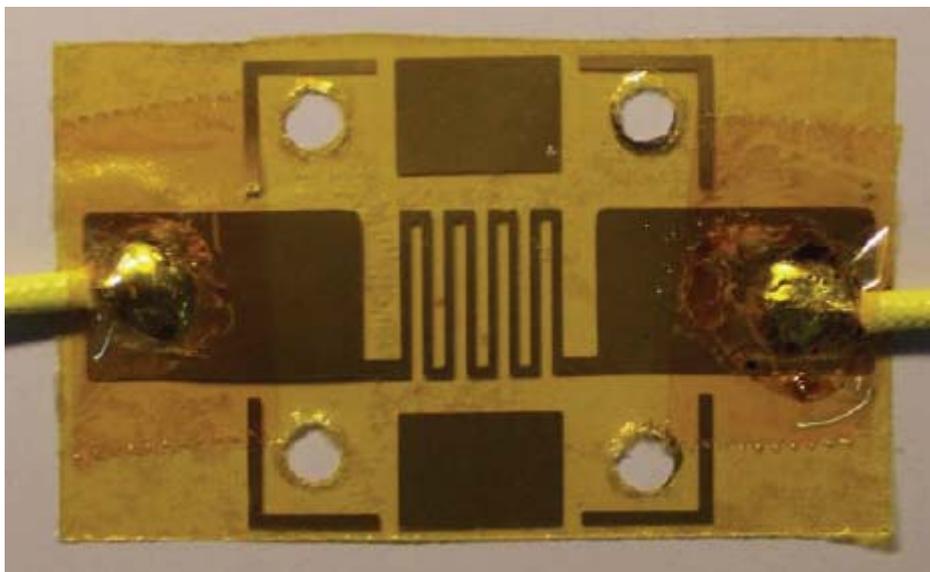


圖 2-5 電加熱片



圖 2-6 電源供應器

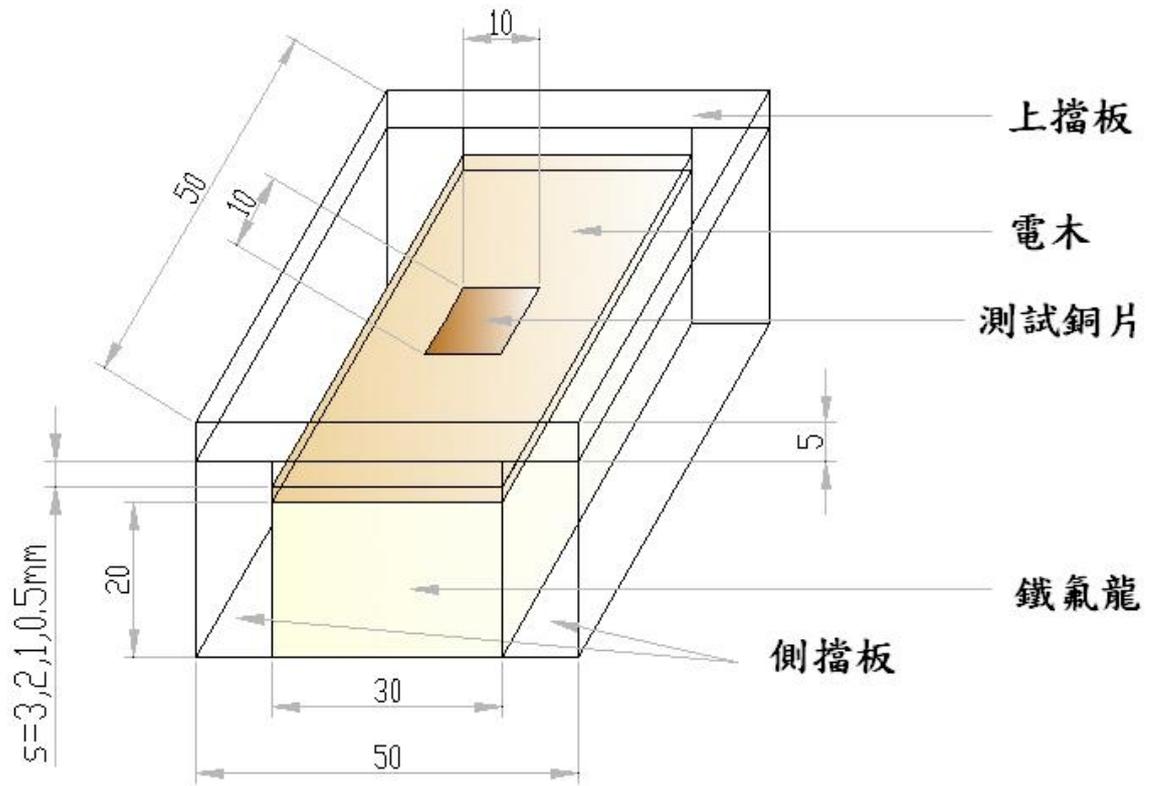


圖 2-7 利用擋板所構成的狹窄矩形流道結構示意圖(單位:mm)



圖 2-8 測試容器



圖 2-9 加氣系統



圖 2-10 環控箱



圖 2-11 恆溫水槽



圖 2-12 數據擷取器



圖 2-13 真空幫浦

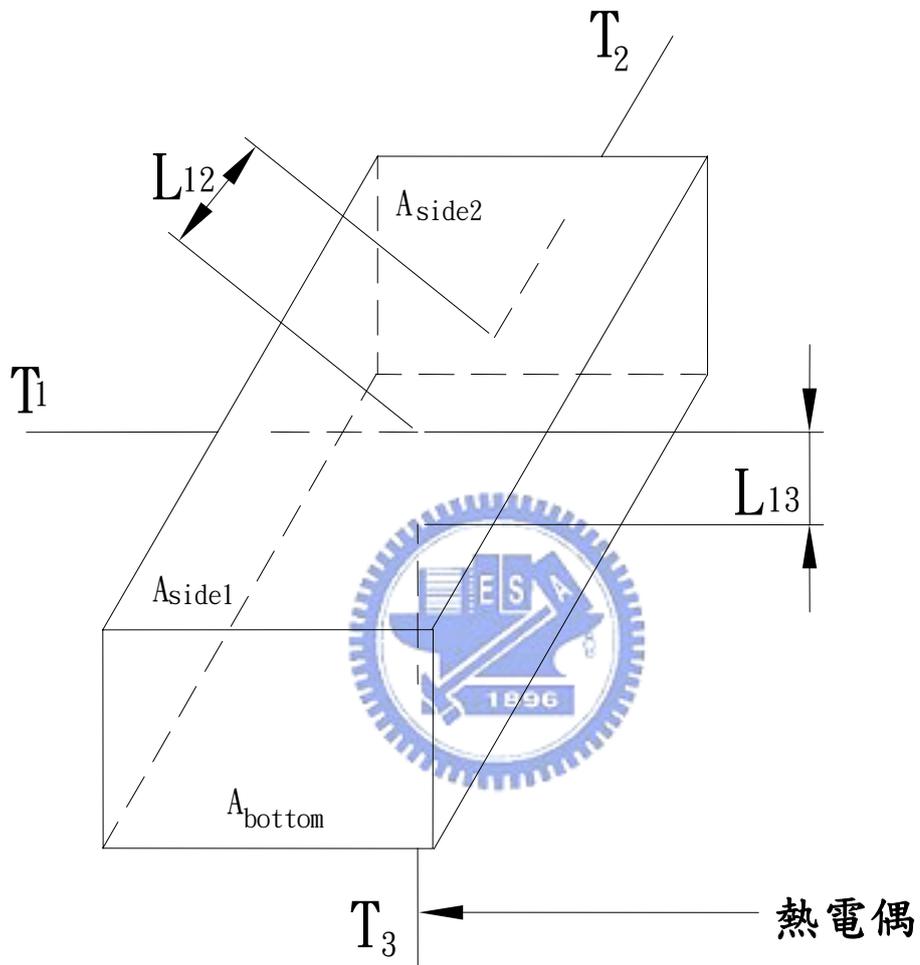


圖 2-14 鐵氟龍熱損失實驗熱偶配置圖

### 第三章 實驗結果與討論

本論文以介電液 FC-72 為工作流體，在水平傾斜  $45^\circ$  的狹窄矩形流道中進行池沸騰熱傳實驗，觀察並討論當加入可溶解氣體與間隙大小的改變對於池沸騰的起始過熱度、核沸騰曲線以及臨界熱通量 (CHF) 的影響，並與水平以及垂直的加熱面熱傳結果作比較。實驗所使用的測試片為一面積  $10\text{ mm} \times 10\text{ mm}$ 、厚度  $2\text{ mm}$  的光滑銅片，間隙大小的變化為  $3$ 、 $2$ 、 $1$ 、 $0.5\text{ mm}$  以及開放(無上擋板)，氣體次冷度則為  $0$ 、 $10$ 、 $20$  及  $30\text{ K}$ ，實驗參數如表 3-1 所示，可溶解氣體含量如表 3-2 所示。實驗中並利用數位相機拍攝沸騰時的氣泡成長，觀察在各種情況下(如可溶解氣體含量、間隙大小)的池沸騰現象。

#### 3.1 熱損失估算

圖 3-1 為介電液 FC-72 在一大氣壓下，飽和溫度為  $56.6^\circ\text{C}$  時，測試片熱通量與熱損失的關係圖。本次實驗的熱損估算是依據 2.5 節的方法以一維熱傳導計算，熱損失比例  $\varepsilon$  為  $\frac{Q_{loss}}{Q_{total}}$ ，由結果可知當輸入熱量在  $5\text{ W}$  以下，熱損失約略在  $30\% \sim 40\%$  之間，在輸入熱量較少的情況下熱損失所佔的比例較高，這是無法避免的狀況，而輸入熱量在  $5\text{ W} \sim 30\text{ W}$  時，熱損失則介於  $20\% \sim 30\%$  之

間。根據 You 等人[11] 以類似的加熱片設計，同樣是 FC-72 為工作流體，加熱片為銅片，以數值方法分析的結果得出熱損失約在 5%~15% 之間。可知本實驗實際測得的熱損失略大於 You 等人 數值模擬出來的結果。

### 3.2 實驗數據整理與分析

本實驗利用直流電源供應器輸入所設定的電壓電流供給加熱片電源，進而達到實驗所需之熱通量。利用牛頓冷卻定律(Newton' s cooling law)來計算池沸騰的熱傳遞係數。牛頓冷次定律如下所示：



$$q'' = h\Delta T_{sat} \quad (3.1)$$

則

$$h = \frac{q''}{\Delta T_{sat}} \quad (3.2)$$

其中

$$q'' = \frac{Q_{total} - Q_{loss}}{A} = \frac{Q_{total}(1 - \varepsilon)}{A} \quad (3.3)$$

$$\Delta T_{sat} = T_{wall} - T_{sat}(P_t) \quad (3.4)$$

$h$ ：熱傳導係數。

$q''$ ：熱通量。

$Q_{total}$ ：電源供應器所提供的熱量。

$Q_{loss}$  : 熱損失。

$\varepsilon$  : 熱損失比例  $\frac{Q_{loss}}{Q_{total}}$  。

A : 加熱面面積。

$T_{wall}$  : 加熱面溫度。

$\Delta T_{sat}$  : 過熱度，為壁面溫度  $T_{wall}$  減去 FC-72 在一大氣壓下的飽和溫度 56.6 °C。

$T_{sat}(P_t)$  : 總壓力所對應的飽和溫度，本實驗總壓力保持一大氣壓，故  $T_{sat}$  為 56.6 °C。

### 3.2.1 本實驗與其他文獻初步驗證



圖 3-2(a) 為水平開放加熱面的實驗結果圖。縱軸為熱通量  $q''$ 、橫軸為過熱度  $\Delta T_{sat}$ ，將其遞增熱通量的數值繪於圖上。由此圖可觀察到池沸騰實驗一開始的流體為自然對流的單向熱傳，當到了過熱度時由於氣泡開始大量產生，從加熱面脫離帶走大量的熱，熱傳係數增高，使表面過熱度有時會有突降的現象，此種現象稱為溫度超越 (Temperature Overshoot)，而此時的過熱度則稱為起始過熱度  $\Delta T_s$ ，對某一流體其起始過熱度並非為一定值，You 等人 [17] FC-72 的核沸騰熱傳中提到 FC-72 的起始過熱度分布於 19.2 °C 到 50.5 °C 之間。在起始過熱度之後隨著熱通量的增加，其過熱度增加的大小維持在相

當小的範圍，一直到臨界熱通量CHF(Critical Heat Flux)的發生則實驗結束，若表面熱通量超過臨界熱通量時，沸騰模式將由核沸騰轉為薄膜沸騰，熱傳遞係數將由一極大值降至一極小值，使得表面溫度跳升到一個相當高的數值，通常會導致加熱體的燒毀。

為了增加此實驗結果的準確性，我們與 You 等人在1996年[15]所做的池沸騰實驗結果作驗證。本實驗所使用的液體為 FC-72，壓力為一大氣壓，測試面為 10 mm × 10 mm 的光滑銅片，氣體次冷度是 0 K及 30 K。You 等人[15] 利用 FC-72，壓力在 1 大氣壓及 3 大氣壓下，測試面為 5 mm × 16 mm 的光滑銅片，氣體次冷度為 0 K至 80 K做池沸騰實驗。圖 3-2(a) 為本實驗所做的沸騰曲線圖，圖 3-2(b) 為 You 等人 所做的池沸騰曲線圖。在圖 3-2(b) 中，我們所要比較的曲線為 R10、R12 在 1 大氣壓下，氣體次冷度分別是 0 K( $C_g = 0$ )、20 K( $C_g = 0.0029$ )的沸騰曲線。

飽和狀態時，如圖 3-2(a) 所示，本實驗的起始沸騰在壁面過熱度 20.96 K( $q''_{ONB} = 12.76 \text{ kW/m}^2$ )，如圖 3-2(b) 的R10，You 等人的起始沸騰大約在 20 K( $q''_{ONB} = 18 \text{ kW/m}^2$ )，顯示本實驗的起始沸騰壁面溫度與 You 等人 的起始沸騰壁面溫度相近。本實驗的核沸騰區大約在過熱度 20 至 50K 之間，而 You 等人 的大約在 20 至 40K 之間，顯示本實驗的核沸騰區壁面溫度比 You 等人 略高。本實驗的

臨界熱通量為  $224 \text{ kW/m}^2$  ( $\Delta T_{sat} = 50 \text{ K}$ )，You等人的臨界熱通量為  $158 \text{ kW/m}^2$  ( $\Delta T_{sat} = 35 \text{ K}$ )，所以本實驗的臨界熱通量比 You等人的高。

在次冷度  $20\text{K}$  時，如圖 3-2(a) 所示，本實驗的起始沸騰在壁面過熱度  $14.5 \text{ K}$  ( $q''_{ONB} = 27.25 \text{ kW/m}^2$ )，如圖 3-2(b) R12的起始沸騰大約在  $16 \text{ K}$  ( $q''_{ONB} = 30 \text{ kW/m}^2$ )，本實驗的的起始沸騰壁面溫度比 You等人的起始沸騰壁面溫度略低。本實驗的核沸騰區大約在過熱度  $20$  至  $45\text{K}$  之間，而You等人的大約在  $20$  至  $40\text{K}$  之間，顯示本實驗的核沸騰區壁面溫度與 You等人的數據相當接近。本實驗的臨界熱通量為  $281 \text{ kW/m}^2$  ( $\Delta T_{sat} = 42.37 \text{ K}$ )，You等人的臨界熱通量為  $213 \text{ kW/m}^2$  ( $\Delta T_{sat} = 39 \text{ K}$ )，所以本實驗的臨界熱通量也比 You等人的高。

比較本實驗與 You等人的結果，起始沸騰壁面溫度都會隨著氣體次冷度的增加而降低，而臨界熱通量也隨著氣體次冷度的增加而增加，只有在低熱通量時壁面溫度會受到氣體次冷度的影響而降低，高熱通量時則不受氣體次冷度的影響。本實驗所得到的結果與 You等人的結果相似，有相同的趨勢；但二者的數據，因加熱面尺寸(You等人的加熱面尺寸為  $5 \text{ mm} \times 16 \text{ mm}$ )不同，表面加工有差異，而產生不一樣的結果。

### 3.2.2 傾斜 45 度加熱面在相同間隙下，不同氣體次冷度對池沸騰的影響

#### 開放加熱面

圖 3-3(a)-(d) 為傾斜 45 度開放加熱面，在不同的氣體次冷度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖。由圖中可以發現，當氣體次冷度為 0 K 時，遞增熱通量有溫度超越(Temperature overshoot)的現象發生，隨著次冷度的增加，溫度超越會逐漸減小，甚至不會發生。其原因與加入可溶解氣體(氮氣)有關，因為工作流體中含有可溶解氣體，使得沸騰提早發生，降低初始壁面過熱度[15]，所以溫度超越的發生率也降低了。圖中也可以發現在遞減熱通量的曲線會稍往左偏移，尤其在降低至中低熱通量時特別明顯，其原因是遞減熱通量時，熱通量是由接近臨界熱通量(CHF)的完全發展核沸騰區，逐漸遞減熱通量，由於測試片(光滑銅片)表面的孔穴已經被活化，因此遞減熱通量的核沸騰區域會增加，有較低的壁面溫度所致。

圖 3-4 為傾斜 45 度開放加熱面，在不同氣體次冷度遞增熱通量的沸騰曲線圖。由圖中可以觀察到，加入可溶解氣體會使沸騰曲線會往左偏移，表示在氣體次冷態的壁面溫度較低。加入可溶解氣體會很明顯得使壁面溫度降低，當氣體含量逐漸增加，壁面溫度降低的越明顯，圖中氣體次冷度 30 K( $C_g = 0.0038$ )時，壁面溫度降低最多。

因為含有可溶解氣體會使沸騰提早發生，起始沸騰隨著所加入的氣體含量增加而越早發生，臨界熱通量也會隨著氣體次冷度的增加而有增加的趨勢，詳細數據如表 3-3 所示，例如當次冷度 0 K 時的臨界熱通量為  $228.9 \text{ kW/m}^2$ ，而到次冷度 30 K 時的臨界熱通量已經上升到  $315.7 \text{ kW/m}^2$ 。

圖 3-5 為傾斜 45 度開放加熱面在四種氣體次冷度的熱傳遞係數曲線圖。圖中在氣體次冷態下，由於低熱通量下的自然對流區熱傳遞影響比較不明顯，因此只考慮核沸騰區熱傳遞係數。由圖中可以看出在氣體次冷態下的熱傳遞係數隨著熱通量的增加，皆會高於飽和狀態下的熱傳遞係數，且隨著氣體次冷度的增加，曲線有明顯漸漸增高的趨勢，其中尤以氣體次冷度 30 K 最為明顯，例如在  $q''=100 \text{ kW/m}^2$  時，次冷度 30 K 的熱傳遞係數比飽和態的熱傳遞係數高約 42.8 %。

### 間隙 $S = 3 \text{ mm}$

圖 3-6(a)-(d) 為傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 3 mm，在不同的氣體次冷度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖。在氣體次冷度為 0 K 時，一樣有溫度超越的現象發生，隨著氣體次冷度逐漸增加，溫度超越逐漸消失。當遞減熱通量時，曲線同樣會往左偏移，有較低的壁面溫度，尤以中低熱通量時較為明顯。

圖 3-7 為傾斜 45 度加熱面遞增熱通量，間隙(S)為 3 mm，在

不同氣體次冷度的沸騰曲線圖。圖中同樣可以觀察到，增加氣體次冷度會降低壁面溫度。在低熱通量時(30%CHF以下)，起始沸騰也隨著氣體次冷度的增加而提早發生(詳細數據如表 3-3 所示)，壁面溫度相對於飽和狀態也有明顯的降低，尤其在氣體次冷度 30 K最明顯。與開放式的結果相似。臨界熱通量同樣隨著氣體次冷度的增加而增加，詳細數據如表 3-3 所示，例如當次冷度 0 K時的臨界熱通量為  $217.8 \text{ kW/m}^2$ ，而到次冷度 30 K時的臨界熱通量已經上升到  $309.8 \text{ kW/m}^2$ 。

圖 3-8 為傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 3 mm，在不同氣體次冷度的熱傳遞係數曲線圖。圖中可以發現，熱傳遞係數皆因為氣體含量增加而隨之增加，其中尤以氣體次冷度 30 K 最為明顯，例如在  $q''=100\text{kW/m}^2$  時，次冷度 30 K的熱傳遞係數比飽和態的熱傳遞係數高約 50 %。

#### 間隙 S = 2 mm

圖 3-9 為傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 2 mm，在不同的氣體次冷度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖。圖中可以發現，在飽和態的溫度超越已不明顯，隨著氣體次冷度的增加，也沒有明顯的溫度超越現象發生。遞減熱通量的曲線也同樣比遞增熱通量有稍往

左偏移，有較低的壁面溫度。

圖 3-10 為傾斜 45 度加熱面遞增熱通量，間隙(S)為 2 mm，在不同氣體次冷度的沸騰曲線圖。圖中可以發現，在低熱通量(30%CHF 以下)時，起始沸騰也隨著氣體次冷度的增加而提早發生(詳細數據如表 3-3 所示)，壁面溫度相對於飽和狀態有很明顯的降低，尤其氣體次冷度為 30 K 時最明顯。而臨界熱通量同樣隨著氣體次冷度的增加而增加，詳細數據如表 3-3 所示，例如當次冷度 0 K 時的臨界熱通量為  $198.1 \text{ kW/m}^2$ ，而到次冷度 30 K 時的臨界熱通量已經上升到  $293.4 \text{ kW/m}^2$ ，增加的趨勢也與開放加熱面的情況類似。

圖 3-11 為傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 2 mm，在不同氣體次冷度的熱傳遞係數曲線圖。圖中可以發現，熱傳遞係數隨著氣體含量增加而有很明顯的增加，其中尤以氣體次冷度 30 K 最為明顯，例如在  $q''=100 \text{ kW/m}^2$  時，次冷度 30 K 的熱傳遞係數比飽和態的熱傳遞係數高約 53.5 %。

### 間隙 S = 1 mm

圖 3-12 為傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 1 mm，在不同的氣體次冷度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖。圖中可以發現，飽和狀態以及次冷度 10 K 仍有小幅度的溫度超越發生，其原因為間

隙減小，沸騰發生後使得間隙內的流體速度增加，增加加熱面上方的熱對流現象，瞬間降低了壁面溫度所致。遞減熱通量的曲線也同樣有往左偏移的趨勢，有較低的壁面溫度，尤以中低熱通量較為明顯。

圖 3-13 為傾斜 45 度加熱面遞增熱通量，間隙(S)為 1 mm，在不同氣體次冷度的沸騰曲線圖。圖中可以發現，在低熱通量(30%CHF 以下)時，起始沸騰也隨著氣體次冷度的增加而提早發生(詳細數據如表 3-3 所示)，壁面溫度相對於飽和狀態有很明顯的降低，尤其氣體次冷度為 30 K 時最明顯。而臨界熱通量同樣隨著氣體次冷度的增加而增加，詳細數據如表 3-3 所示，例如當次冷度 0 K 時的臨界熱通量為  $106.8 \text{ kW/m}^2$ ，而到次冷度 30 K 時的臨界熱通量已經上升到  $168.4 \text{ kW/m}^2$ ，增加的趨勢也與開放式或是間隙 3 mm 與 2 mm 時相似。

圖 3-14 為傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 1 mm，在不同氣體次冷度的熱傳遞係數曲線圖。圖中可以發現，熱傳遞係數隨著氣體含量增加而有很明顯的增加，其中尤以氣體次冷度 30 K 最為明顯，例如在  $q''=100 \text{ kW/m}^2$  時，次冷度 30 K 的熱傳遞係數比飽和態的熱傳遞係數高約 72 %。將此結果比較開放式以及間隙 3 mm 與 2 mm 的熱傳遞係數曲線圖，發現 1 mm 小間隙雖然熱傳遞係數的絕對值變小了，但是在加氣之後曲線提高的相對值卻越來越大，而且曲線在接近臨界熱

通量時有明顯的下降趨勢。

### 間隙 $S = 0.5 \text{ mm}$

圖 3-15 為傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 0.5 mm，在不同的氣體次冷度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖。圖中可以發現，除了(b)圖有微小的溫度超越之外，其他圖則並沒有明顯的溫度超越現象，遞減熱通量的曲線也同樣有往左偏移的趨勢，有較低的壁面溫度。

圖 3-16 為傾斜 45 度加熱面遞增熱通量，間隙(S)為 0.5 mm，在不同氣體次冷度的沸騰曲線圖。圖中可以發現，在低熱通量(30%CHF 以下)時，起始沸騰也隨著氣體次冷度的增加而提早發生(詳細數據如表 3-3 所示)，壁面溫度相對於飽和狀態有很明顯的降低。而臨界熱通量同樣隨著氣體次冷度的增加而增加，詳細數據如表 3-3 所示，例如當次冷度 0 K 時的臨界熱通量為  $84.3 \text{ kW/m}^2$ ，而到次冷度 30 K 時的臨界熱通量已經上升到  $144.8 \text{ kW/m}^2$ ，增加的趨勢也與開放式或是間隙 3 mm 及 2 mm 時相似。

圖 3-17 為傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 0.5 mm，在不同氣體次冷度的熱傳遞係數曲線圖。圖中可以發現，熱傳遞係數隨著氣體含量增加而有很明顯的增加，其中尤以氣體次冷度 30 K 最為明顯，例

如在  $q'' = 80 \text{ kW/m}^2$  時，次冷度 30 K 的熱傳遞係數比飽和態的熱傳遞係數高約 100 %。將此結果再與開放式以及較大間隙的情況相比，雖然熱傳遞係數的絕對值變小了，但是在加氣之後曲線提高的相對值卻越來越大，而且曲線在接近臨界熱通量時有明顯的下降趨勢，顯見間隙越小，因為加氣而影響的效果越大。

不論加熱面在開放或是有間隙的情況下，低熱通量時增加氣體次冷度都會使沸騰提早發生，降低壁面的溫度，有較佳的沸騰熱傳係數，而隨著間隙的越來越小，沸騰熱傳係數也會因為加氣的影響會有越來越顯著的相對提升，但絕對值會越來越小。



### 3.2.3 傾斜 45 度加熱面在相同次冷度時，間隙大小對池沸騰的影響

#### 氣體次冷度 0 K ( $C_g = 0$ )

圖 3-18(a) 為傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 0 K ( $C_g = 0$ ) 時，不同間隙大小的沸騰曲線圖，圖 3-18(b) 為圖 3-18(a) 在低熱通量下的放大圖。由圖 3-18 (b) 中可以發現，在沒有加入氣體的情況下，低熱通量(30%CHF 以下)的起始沸騰會隨著間隙的減小而提早發生，其原因根據 Xia 等人[19] 的解釋為間隙越小所需的起始沸騰熱通量愈小，也就是在很小的壁面過熱度就可以使沸騰發生，溫度超越

也隨著間隙的減小而逐漸消失。並且隨著間隙減小熱虹吸效應 (thermosyphon) 愈明顯，原因是當間隙愈小，氣泡脫離間隙後，流體必需更快速的補充至間隙中，所以間隙中的對流效應會愈強，能夠帶走較多的熱量，降低壁面溫度。在中熱通量至高熱通量 (30%CHF~90%CHF) 時，發現間隙 3 mm 的壁面溫度略低於開放式，而間隙 2 mm 時的壁面溫度反而與開放式接近；當間隙再縮小後會使壁面溫度升高，其原因為間隙的縮小會使得氣泡合併現象提早發生，形成氣膜覆蓋在加熱表面，使流體無法有效的補充至加熱表面做熱交換。圖中也發現 3 mm 時的臨界熱通量 ( $217.8 \text{ kW/m}^2$ ) 略低於開放式的臨界熱通量 ( $228.9 \text{ kW/m}^2$ )，當逐漸減小間隙後，臨界熱通量也會隨著降低，因為蒸氣薄膜的提早發生所致。由上述可知，間隙 3 mm 時的壁面溫度比開放式略低，臨界熱通量值也相距不大，為較佳的間隙大小。

圖 3-19 為傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 0 K ( $C_g = 0$ ) 時，不同間隙大小的熱傳遞係數曲線圖。圖中可發現，低熱通量 (30%CHF 以下)，有間隙的熱傳遞係數稍優於開放式；而中高熱通量 (30%CHF~90%CHF) 時，間隙 3 mm 的熱傳遞係數最好，高於開放式，隨著間隙減小，熱傳遞係數也隨之降低。

### 氣體次冷度 10 K ( $C_g = 0.0016$ )

圖 3-20(a) 為傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 10 K ( $C_g = 0.0016$ ) 時，不同間隙大小的沸騰曲線圖；圖 3-20(b) 為圖 3-20(a) 在低熱通量下的放大圖。由圖 3-20(b) 中可以發現，低熱通量 (30%CHF 以下) 時，起始沸騰也會隨著間隙的減小而提早發生，溫度超越的現象比較不明顯，壁面溫度隨著間隙的減小會有微小的降低，但並沒有氣體次冷度為 0 K ( $C_g = 0$ ) 時明顯，原因是受到可溶解氣體的影響，熱虹吸效應的影響相對的比較不明顯，其中壁面溫度較低為間隙 0.5 mm。中高熱通量 (30%CHF~90%CHF) 時，間隙 3 mm 與 2 mm 的壁面溫度與開放式皆相近，隨著間隙減小到 1 mm，壁面溫度會有很明顯的升高。



圖 3-21 為傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 10 K ( $C_g = 0.0016$ ) 時，不同間隙大小的熱傳遞係數曲線圖。在圖中可以發現，低熱通量 (30%CHF 以下) 時，有間隙的熱傳遞係數稍優於開放式，但比較氣體次冷度為 0 K ( $C_g = 0$ ) (圖 3-19) 時，增高比例稍不明顯，主要是受到氣體次冷態影響，提升了熱傳係數，而受到間隙影響相對降低。而到了中高熱通量 (30%CHF~90%CHF) 時，隨著間隙的減小，熱傳遞係數也有隨之降低的趨勢。

### 氣體次冷度 20 K ( $C_g = 0.0029$ )

圖 3-22(a) 為傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 20 K ( $C_g = 0.0029$ ) 時，不同間隙大小的沸騰曲線圖；圖 3-22(b) 為圖 3-22(a) 在低熱通量下的放大圖。圖中可以發現，在低熱通量(30%CHF 以下) 時，起始沸騰仍然會隨著間隙的減小而提早發生，溫度超越現象則已經不明顯；隨著氣體次冷度增加，間隙減小熱虹吸效應的影響變小，可溶解氣體的影響較大，所以可以發現間隙 0.5 mm 時的壁面溫度仍然最低之外，其餘間隙的壁面溫度則與開放式接近。至中高熱通量 (30%CHF~90%CHF) 時，間隙 2 mm 的壁面溫度與開放式接近，間隙 3 mm 則略低，而間隙減小至 1 mm 之後壁面溫度會明顯逐漸升高。開放式的臨界熱通量為最高，隨著間隙減小而逐漸降低。

圖 3-23 為傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 20 K ( $C_g = 0.0029$ ) 時，不同間隙大小的熱傳遞係數曲線圖。由圖中可以發現，在低熱通量(30%CHF 以下) 時，僅有間隙 0.5 mm 的熱傳遞係數較高，其餘間隙則與開放式的結果相去不遠。而到了中高熱通量 (30%CHF~90%CHF) 時，則為間隙 2 mm 與開放式接近，略高於間隙 3 mm，間隙 1 mm 以下則隨間隙減小而明顯降低。

### 氣體次冷度 30 K ( $C_g = 0.0038$ )

圖 3-24(a) 為傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 30 K ( $C_g = 0.0038$ ) 時，不同間隙大小的沸騰曲線圖；圖 3-24(b) 為圖 3-24(a) 在低熱通量下的放大圖。在低熱通量 (30%CHF 以下) 時，起始沸騰已無明顯差異，幾乎在相同的熱通量下發生，減小間隙已經幾乎不受熱虹吸效應的影響，各間隙下的壁面溫度與開放式接近，間隙 3 mm 以及 0.5 mm 較低，但不明顯。中高熱通量 (30%CHF~90%CHF) 時，間隙 3 mm 的壁面溫度與開放式接近，間隙 2 mm 略低，間隙 1 mm 以下的壁面溫度隨著間隙的減小而逐漸升高。開放式的臨界熱通量最高，間隙 3 mm 以下，臨界熱通量隨著間隙減小而逐漸降低。

圖 3-25 為傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 30 K ( $C_g = 0.0038$ ) 時，不同間隙大小的熱傳遞係數曲線圖。由圖中可以發現，在低熱通量 (30%CHF 以下) 時，間隙 3 mm 以及 0.5 mm 的熱傳遞係數略高，其餘間隙則與開放式的結果相去不遠。而到了中高熱通量 (30%CHF~90%CHF) 時，則為間隙 3 mm 與開放式接近，略高於間隙 2 mm，間隙 1 mm 以下則隨間隙減小而明顯降低。

不論是飽和態或氣體次冷態，低熱通量時的壁面溫度都會隨著間隙的減小而減小，尤其是間隙 1 mm 以下較明顯，但隨著氣體次冷度增加後，間隙的影響會逐漸減小，最後至某一定的氣體次冷度後，間

隙的影響已經可以忽略，表示間隙的影響在低氣體次冷度比較明顯，在較高氣體次冷度則無明顯差異。而在中高熱通量下，不論是在飽和態或氣體次冷態，熱傳係數都會隨著間隙的減小而降低，尤其是在間隙 1 mm 以下較為明顯，顯示在中高熱通量下，飽和態或氣體次冷態都會受到間隙的影響而降低熱傳係數。至於臨界熱通量在相同氣體次冷度下，隨著間隙減小而逐漸降低。

#### 3.2.4 加熱表面的池沸騰現象

圖 3-26 至 3-28 分別為開放加熱面、間隙 2 mm 及間隙 0.5 mm 在飽和態、次冷度 10、20 及 30 K，利用數位相機拍攝由低至高熱通量(在不同表面過熱度下)的沸騰現象。圖中可以發現，由於加熱面為傾斜 45 度向上，因此在有間隙時，氣泡因為浮力脫離加熱面之後會在加熱面與上擋板之間向空間上方離開，較不會受到上擋板阻礙而影響到加熱面的熱交換，除非間隙縮小至氣泡脫離尺寸才會對氣泡擠壓阻礙其脫離。Rini[23]以一個 10 mm × 10 mm × 5 mm 的合金加熱片在一大氣壓的 FC-72 中，在飽和態測得的氣泡的脫離直徑約在 0.4 mm~ 0.5 mm 之間。

由圖 3-26 中可以觀察到，氣泡尺寸會隨著氣體次冷度的增加而縮小，主要是因為次冷流體限制了氣泡的尺寸，這種情況在中高熱通

量(30%CHF~90%CHF)較為明顯，而低熱通量(30%CHF以下)則因為雖然在相同的表面過熱度，但熱通量差距較大故較無法觀察到此現象。其中以飽和態的氣泡尺寸最大，隨著熱通量的增加，由獨立氣泡漸漸合併成大的氣泡，至高熱通量時，氣泡在加熱表面合併成更大的氣泡脫離表面。隨著氣體次冷度增加，在低、中、高熱通量的氣泡尺寸逐漸縮小，尤其在次冷度 30 K時最為明顯，但在低、中、高熱通量的氣泡尺寸成長差距不如飽和態時那麼大。由圖 3-26 中也可以發現，相同壁面溫度下，氣泡尺寸隨著氣體次冷態的增加而縮小，尤其在中、高熱通量時最明顯，而壁面的氣泡密度卻隨著氣體次冷度的增加而增加，尤其在低熱通量時最明顯，而增加的氣泡密度為加入可溶解氣體的影響所致，也是降低加熱面溫度的主要原因，所以在相同熱通量下，壁面溫度會隨著氣體次冷度的增加而下降。中、高熱通量時，隨著氣體次冷度的增加，氣泡合併逐漸減少，在次冷度 30 K最為明顯，增加氣體次冷度可以減少加熱表面的氣泡合併，也因此延後了臨界熱通量的發生。

圖 3-27 中可以看出，間隙 2 mm時與開放式相似，在不同氣體次冷態下，氣泡尺寸同樣會隨著氣體次冷度的增加而逐漸減小，尤其在中、高熱通量時最為明顯。在高熱通量時，由於受到間隙影響，氣泡有稍為被擠壓而變形，飽和態時最為明顯，隨著氣體次冷度增加而

逐漸不明顯；低、中熱通量時，氣泡沒有被擠壓而變形，表示間隙還未接近氣泡尺寸。圖中也可以發現，在相同壁面溫度下，氣泡尺寸隨著氣體次冷態的增加而減小，尤其在中、高熱通量時最為明顯，而壁面的氣泡密度也隨著氣體次冷度的增加而增加，尤其在低熱通量時最為明顯。而中、高熱通量時，隨著氣體次冷度的增加，氣泡合併也逐漸減少，在次冷度 30 K 時也最為明顯。由上述可知，間隙 2 mm 還遠大於脫離加熱面的氣泡直徑，所以間隙對於氣泡無明顯的影響，只有在高熱通量時，大塊的氣泡受到擠壓而變形。

由圖 3-28(a) 中可以看出，間隙 0.5 mm 時，由於間隙已經很接近氣泡脫離尺寸，不論在飽和態或氣體次冷態下，低熱通量時的氣泡就已經受到擠壓變形，被擠壓的氣泡與鄰近的氣泡合併成更大的氣泡脫離加熱面。在中、高熱通量時，由於產生的氣泡更多，氣泡更容易合併被擠壓變形，形成蒸氣膜覆蓋在加熱面上，此時氣體次冷度的影響已經不明顯。在圖中也可以發現，低熱通量(30%CHF 以下)時，還是可以發現在相同壁面溫度下，隨著氣體次冷度增加，壁面的氣泡密度也隨著增加。在中熱通量(30%CHF~60%CHF)時，蒸氣膜更加明顯，並沒有因為氣體次冷度的增加而有太大不同。而到了高熱通量(60%CHF~90%CHF)，加熱面已經完全被蒸氣膜覆蓋，氣體次冷度已經沒有任何差別影響。

由上述可知，當間隙未達氣泡脫離加熱面尺寸時，氣泡不會受到間隙的影響被擠壓變形，只有在高熱通量時，由於產生的氣泡數量多，利於氣泡合併而形成更大的氣泡，才會受到間隙的影響而被擠壓變形，尤以飽和態時較為明顯，隨著氣體冷度增加逐漸不明顯。當間隙減小至氣泡脫離加熱面尺寸時，氣泡很容易被間隙影響而被擠壓變形，然後與鄰近的氣泡合併成更大蒸氣膜覆蓋在加熱面上，將影響加熱面上的熱傳遞效應，降低熱傳係數。

### 3.2.5 臨界熱通量的經驗公式

預測臨界熱通量的經驗公式為參考 Monde 等人[20] 所推導出的經驗公式。Monde 等人的測試段為一垂直狹窄矩形流道，間隙大小變化範圍為 0.45 mm 至 7.0 mm，加熱面為銅片，工作流體分別有水、乙醇、R-113 以及苯，實驗條件與本實驗相似。Monde 等人的經驗公式如下所示：

$$\frac{q''_{CHF}/\rho_g h_{fg}}{\sqrt[4]{\sigma g(\rho_f - \rho_g)/\rho_g^2}} = \frac{0.16}{1 + 6.7 \times 10^{-4} (\rho_f/\rho_g)^{0.6} (l/s)} \quad (3.5)$$

其中  $q''_{CHF}$  為臨界熱通量， $h_{fg}$  為潛熱， $\rho_f$  為液體密度， $\rho_g$  為氣體密度， $\sigma$  為表面張力， $g$  為重力加速度， $l$  為矩形流道寬度， $s$  為間隙大小。

由於本實驗的工作流體為 FC-72，與 Monde 等人所使用的工作

流體不同，而且本實驗加熱面的傾斜角度為 45 度，與 Monde 等人的垂直矩形流道也不同，所以再將 Monde 等人的經驗式修正為適合本實驗的臨界熱通量經驗式，如下式所示：

$$\frac{q''_{CHF}/\rho_g h_{fg}}{\sqrt[4]{\sigma g \sin(\theta)(\rho_f - \rho_g)/\rho_g^2}} = \frac{0.24}{1 + 6.8 \times 10^{-3} (\rho_f/\rho_g)^{0.62} (l/s)} \quad (3.6)$$

其中的  $\sin(\theta)$  是為了修正重力  $g$  的方向而增加。

在氣體次冷態下的臨界熱通量則根據 Parker 等人[21] 應修正為

$$q''_{CHF,sub} = q''_{CHF,sat} (1 + C_{CHF,sub} \Delta T_{sub}) \quad (3.7)$$

其中  $C_{CHF,sub} = 0.018$  為光滑銅片在 FC-72 中的修正係數。

圖 3-29 為不同氣體次冷態下，隨著間隙的減小，修正 Monde 等人的經驗式(3.6)所預測得到的臨界熱通量與實驗值比較圖。圖中可以發現，開放式、間隙 3 mm 與間隙 2 mm 的預測臨界熱通量誤差範圍多數分布在  $\pm 10\%$  至  $\pm 20\%$  之間，僅有 1 個  $S = 3$  mm 的情況位於  $\pm 10\%$  以內以及 2 個開放式的情況位於  $\pm 20\%$  至  $\pm 30\%$  之間，而間隙 1 mm 以及間隙 0.5 mm 的預測臨界熱通量誤差範圍則幾乎都分布在  $\pm 10\%$  以內。由上述可知，開放式與間隙 3 mm 及間隙 2 mm 的預測誤差值略大，約在  $\pm 10\%$  至  $\pm 20\%$  左右，隨著間隙減小至 1 mm 及 0.5 mm，預測誤差值隨著減小到  $\pm 10\%$  以內。

### 3.2.6 在相同情況下，不同角度對池沸騰的影響

本論文是在加熱面傾斜 45 度的情況下，當不同的間隙以及氣體次冷度時進行池沸騰熱傳的實驗，現在把最後的實驗結果與 黃智敏 [22] 所做的加熱面水平情況以及 吳克敏 [18] 所做的加熱面垂直情況作比較，如表 3-4 所示。

由表所示的結果可以發現，在開放加熱面的情況下，角度 0 度以及 45 度的臨界熱通量幾乎相等，而角度 90 度的臨界熱通量明顯較低，所以可以知道在沒有間隙的情況下，加熱面角度 0 度及 45 度的沸騰結果會相當接近，而加熱面垂直情況比較低是因為在高熱通量時，大量氣泡因為浮力而容易掃過加熱表面，使得薄膜沸騰更快形成的關係。在間隙 3 mm 的情況下，角度 45 度的臨界熱通量最高，其次為角度 90 度，角度 0 度為最低，可見角度 0 度時受到間隙的負面影響最明顯，因為檔板直接擋住了氣泡上升的路線，使得薄膜沸騰的提早發生；角度 45 度產生的氣泡則會分布在加熱面與檔板之間的空間往上方移動，加了間隙而產生的負面影響並不明顯。在間隙 2 mm 的情況下，角度 45 度的臨界熱通量仍然最高，其次為角度 90 度，角度 0 度的臨界熱通量則已經不到角度 45 度時的一半了。在間隙 1 mm 的情況下，可以發現角度 90 度的臨界熱通量變成最高，其次為角度 45 度，最低為角度 0 度。由此可知間隙 3 mm 以及 2 mm 的最

佳情況為加熱面角度 45 度，而到了間隙 1 mm則明顯受到間隙的負面影響使得熱傳性能大量降低，使得薄膜沸騰明顯地提早發生，至於角度 0 度的臨界熱通量則已經不到  $50 \text{ kW}/\text{m}^2$ 。在間隙 0.5 mm的情況下，角度 90 度的臨界熱通量為最高，其次為角度 45 度，最低為角度 0 度，此時角度 0 度的臨界熱通量甚至已經不到  $20 \text{ kW}/\text{m}^2$ 。

由上述可知，在未加間隙的情況下，加熱面角度 0 度以及 45 度的池沸騰性能為最佳；在有間隙的狹窄矩形空間中，當間隙為 3 mm以及 2 mm時，池沸騰性能最好的為加熱面角度 45 度，而當間隙小至 1 mm以下時，則是加熱面角度 90 度為最佳，往後可由此結果來設計出符合加熱片的最適宜傾斜度。

表 3-1 實驗操作參數

氣體次冷度( $\Delta T_{sub,gassy}$ )	間隙大小(S)	S (mm)
0 K ( $C_g = 0$ )		Open, 3, 2, 1, 0.5
10 K ( $C_g = 0.0016$ )		Open, 3, 2, 1, 0.5
20 K ( $C_g = 0.0029$ )		Open, 3, 2, 1, 0.5
30 K ( $C_g = 0.0038$ )		Open, 3, 2, 1, 0.5

(註：S為間隙大小； $C_g$ 為可溶解氣體含量moles gas / mole liquid)



表 3-2 可溶解氣體含量表[18]

Case	$T_{sat}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T_{bulk}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$\Delta T_{sub,gassy}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$P_V = P_{sat}(T_{bulk})$ (kPa)	$P_t$ (kPa)	$P_g$ (kPa)	$C_g$ (moles gas/mole liquid)
1	56.6	56.6	0	101.3	101.3	0	0
2	56.6	46.6	10	71	101.3	30.3	0.0016
3	56.6	36.6	20	48.5	101.3	52.8	0.0029
4	56.6	26.6	30	32.1	101.3	69.2	0.0038

(表中  $T_{sat}$  = 液體飽和溫度， $T_{bulk}$  = 液體溫度， $\Delta T_{sub,gassy}$  = 氣體次冷度，

$P_V = P_{sat}(T_{bulk})$  = 氣相中的蒸氣分壓， $P_t$  = 總壓， $P_g$  = 氣相中的氣體分壓，

$C_g$  = 可溶解氣體濃度)

表 3-3 不同氣體次冷度與不同間隙大小在FC-72的沸騰數據比較表

參數	開放加熱面				間隙(S) = 3 mm			
	氣體次冷度( $\Delta T_{sub}$ )				氣體次冷度( $\Delta T_{sub}$ )			
	0K	10K	20K	30K	0K	10K	20K	30K
$\Delta T_{sat,ONB}$ (K)	23.46	19	16.26	11.75	23.11	21.02	17.51	6.35
$q''_{ONB}$ (kW / m <sup>2</sup> )	13.32	17.77	22.72	28.08	12.76	21	24.16	26.98
$\Delta T_{sat,CHF}$ (K)	49.14	45.5	43.6	43.2	45.74	45.5	45.5	43.31
$q''_{CHF}$ (kW / m <sup>2</sup> )	228.9	255.5	275.9	315.7	217.8	236.8	257.1	309.8
參數	間隙(S) = 2 mm				間隙(S) = 1 mm			
	氣體次冷度( $\Delta T_{sub}$ )				氣體次冷度( $\Delta T_{sub}$ )			
	0K	10K	20K	30K	0K	10K	20K	30K
$\Delta T_{sat,ONB}$ (K)	23.5	18.63	13.56	11.45	17.5	16.5	13.31	10.26
$q''_{ONB}$ (kW / m <sup>2</sup> )	14.76	15.92	23.16	26.49	12.09	21.4	21.84	23.61
$\Delta T_{sat,CHF}$ (K)	49.3	47.48	46.22	45.04	42.56	40.19	39.07	38.7
$q''_{CHF}$ (kW / m <sup>2</sup> )	198.1	223	255.5	293.4	106.8	129.4	159.9	168.4
參數	間隙(S) = 0.5 mm							
	氣體次冷度( $\Delta T_{sub}$ )							
	0K	10K	20K	30K				
$\Delta T_{sat,ONB}$ (K)	16.03	13.04	9.18	8.96				
$q''_{ONB}$ (kW / m <sup>2</sup> )	6.09	11.78	15.92	24.0				
$\Delta T_{sat,CHF}$ (K)	41.82	42.12	36.85	34.5				
$q''_{CHF}$ (kW / m <sup>2</sup> )	84.3	95	103.2	114.8				

表 3-4 相同情況下，改變不同角度的沸騰數據比較表

加熱情況 不同 $\theta$ 的 $q''_{CHF} (kW/m^2)$	開放加熱面				間隙(S) = 3 mm			
	氣體次冷度( $\Delta T_{sub}$ )				氣體次冷度( $\Delta T_{sub}$ )			
	0K	10K	20K	30K	0K	10K	20K	30K
	$\theta = 0^\circ$	224	272.3		180.5	203.7		
$\theta = 45^\circ$	228.9	255.5	275.9	315.7	217.8	236.8	257.1	309.8
$\theta = 90^\circ$	176.4	209.3	230.1	240.4	182.2	208.5	235.2	245.6
加熱情況 不同 $\theta$ 的 $q''_{CHF} (kW/m^2)$	間隙(S) = 2 mm				間隙(S) = 1 mm			
	氣體次冷度( $\Delta T_{sub}$ )				氣體次冷度( $\Delta T_{sub}$ )			
	0K	10K	20K	30K	0K	10K	20K	30K
	$\theta = 0^\circ$	97.75	129.3		30.93	48.97		
$\theta = 45^\circ$	198.1	223	255.5	293.4	106.8	129.4	159.9	168.4
$\theta = 90^\circ$	150.8	189.1	215.8	237	125.1	152.2	186	214.1
加熱情況 不同 $\theta$ 的 $q''_{CHF} (kW/m^2)$	間隙(S) = 0.5 mm							
	氣體次冷度( $\Delta T_{sub}$ )							
	0K	10K	20K	30K				
	$\theta = 0^\circ$	10.14	13.95					
$\theta = 45^\circ$	84.3	95	103.2	114.8				
$\theta = 90^\circ$	109.8	139.3	169.5	189.6				

(其中  $\theta = 0^\circ$  為黃智敏[22]所做的結果， $\theta = 45^\circ$  為本論文所做的結果， $\theta = 90^\circ$  為吳克敏[18]所做的結果)

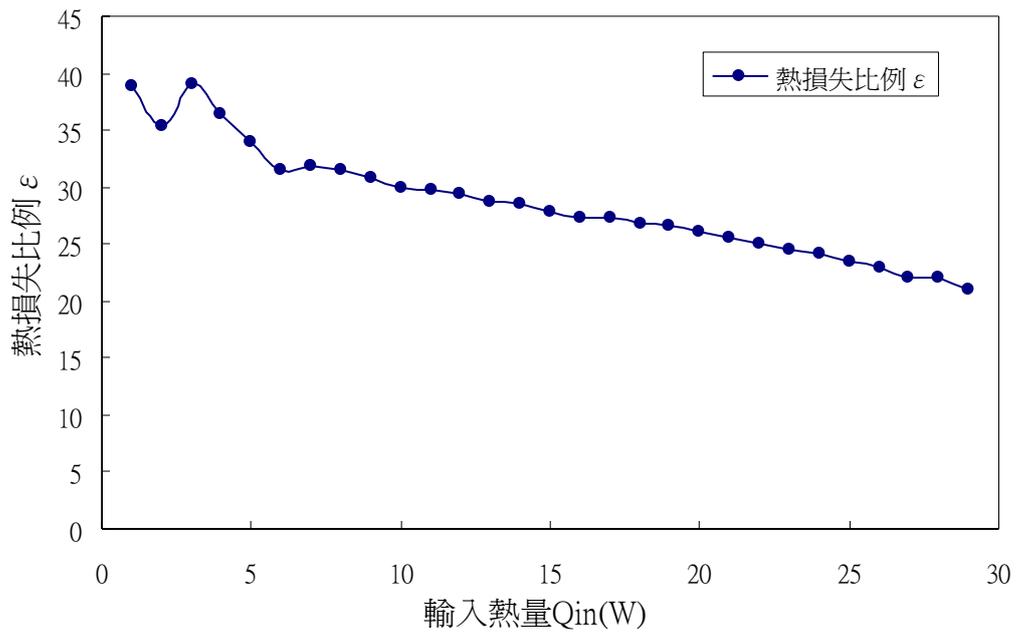
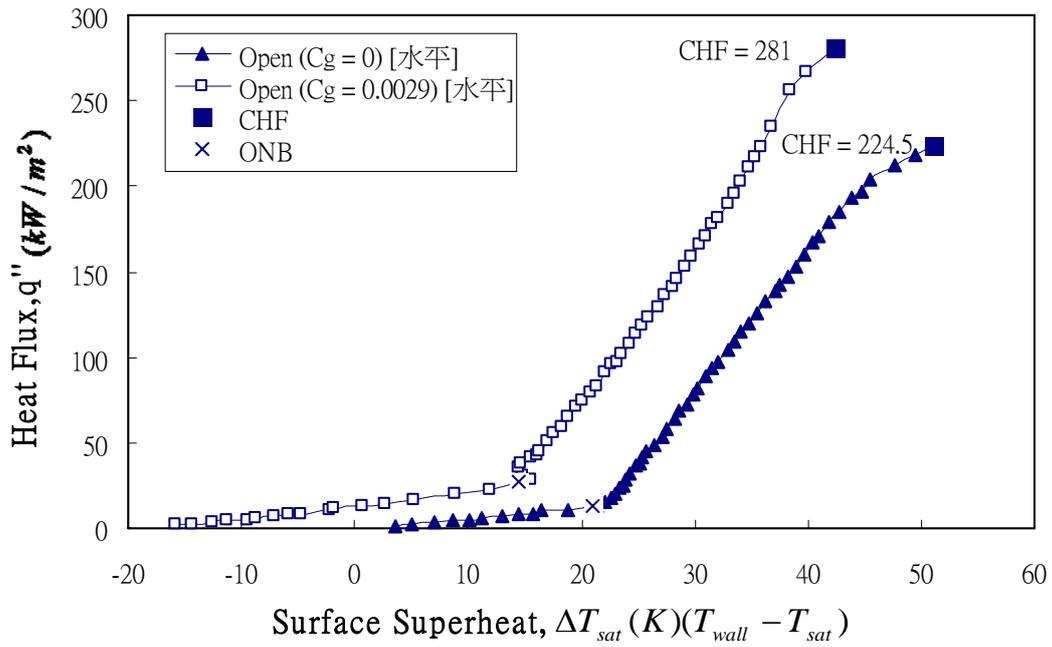
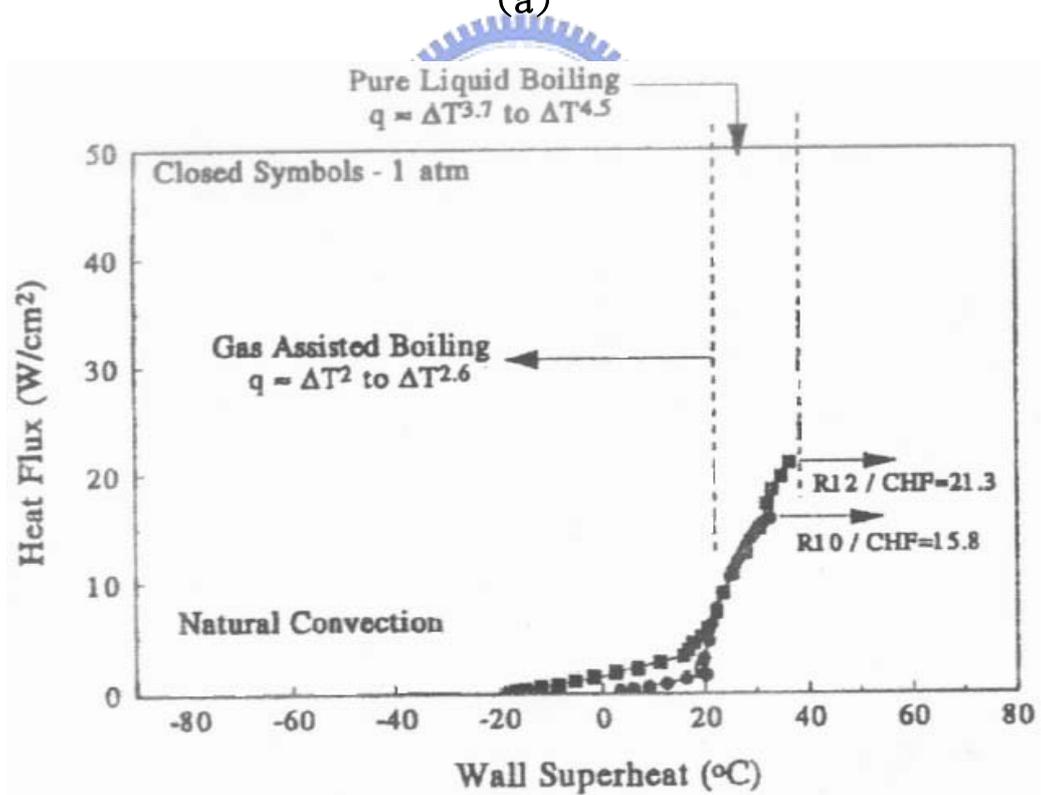


圖 3-1 熱損失估算結果





(a)



(b)

圖 3-2 水平開放加熱面下的池沸騰曲線圖(a)本實驗所做的沸騰曲線 (b) You等人所做的沸騰曲線[15]

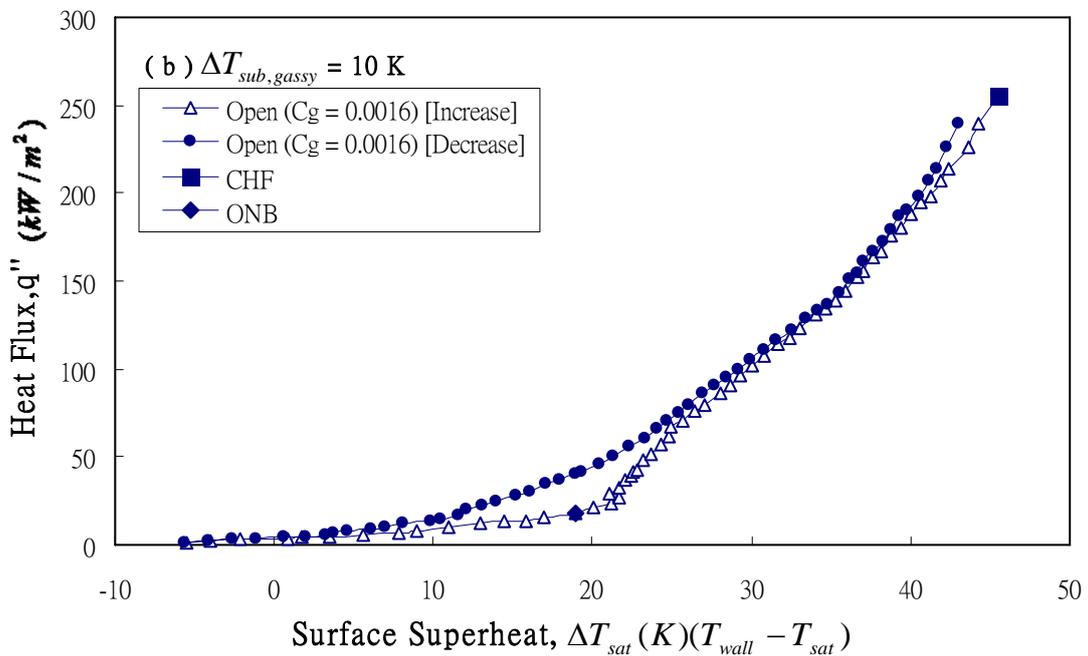
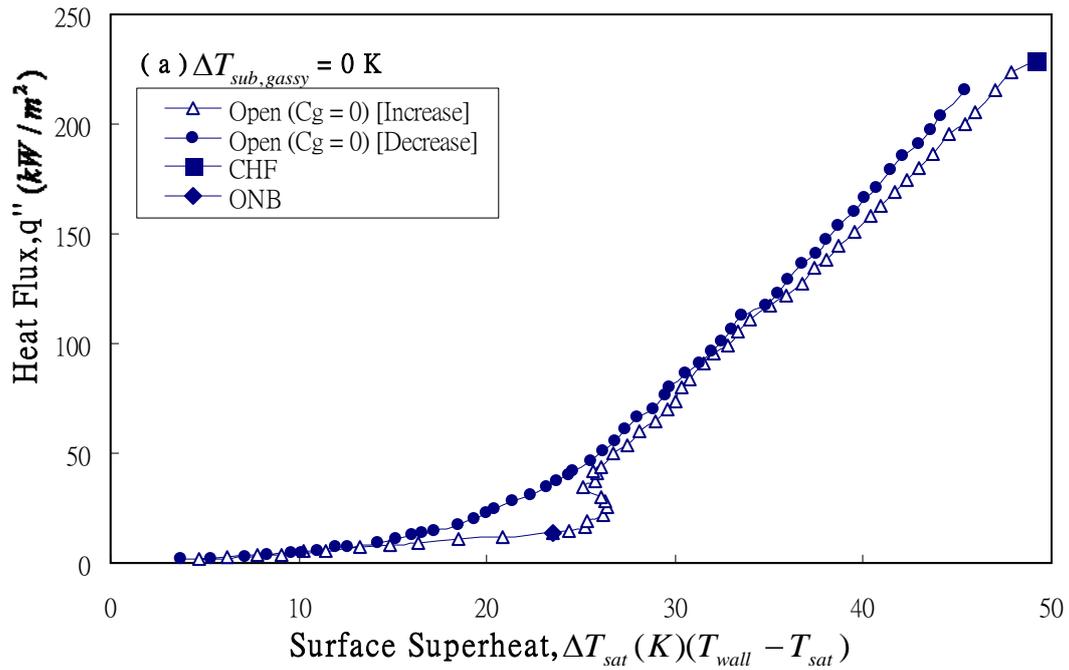


圖 3-3 傾斜 45 度開放加熱面，在不同的氣體次冷度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖(a) & (b)

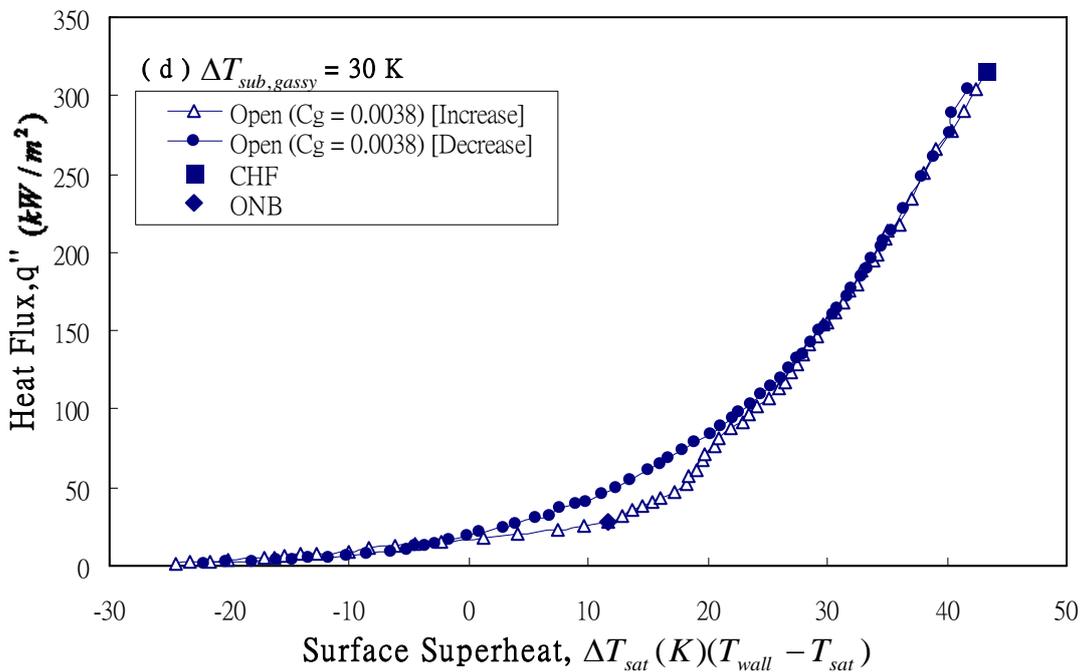
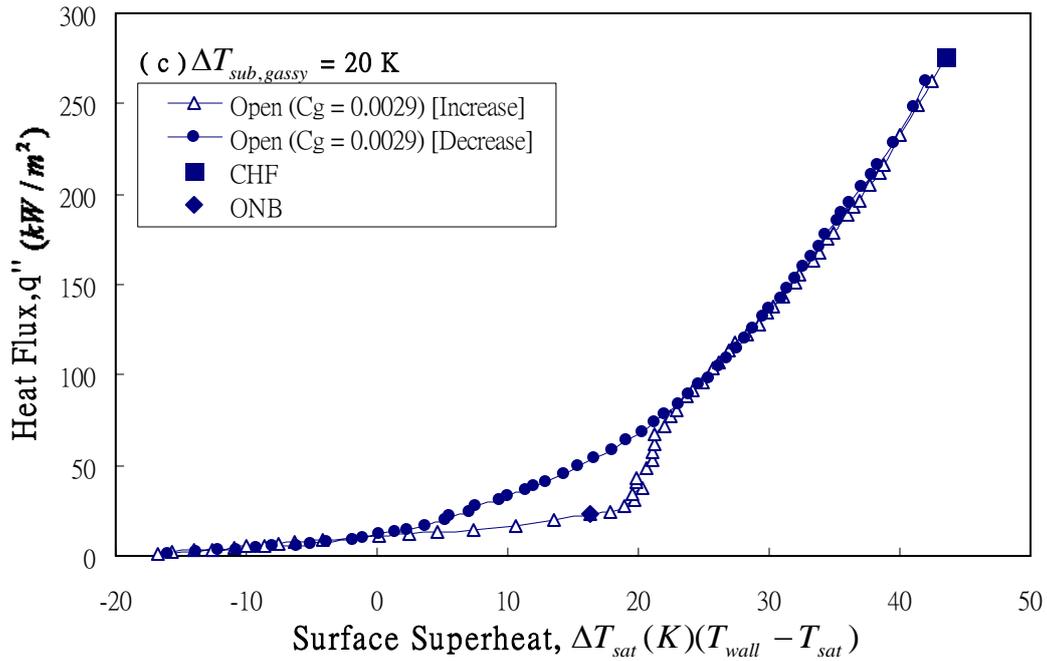


圖 3-3 傾斜 45 度開放加熱面，在不同的氣體次冷度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖(c) & (d)

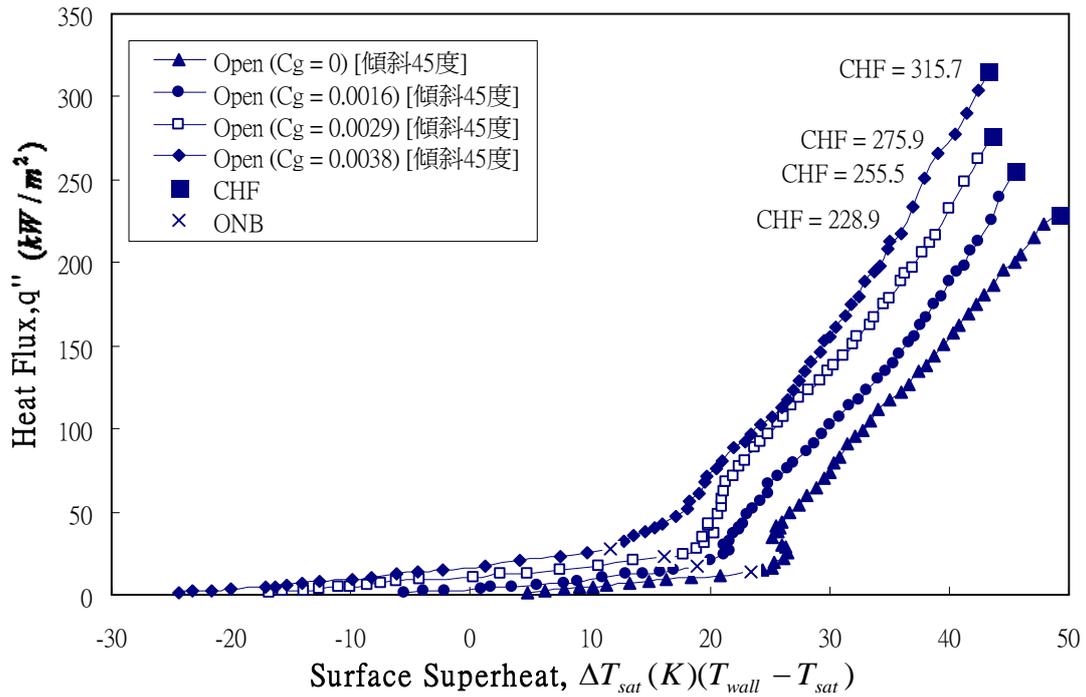


圖 3-4 傾斜 45 度開放加熱面，在不同氣體次冷度的沸騰曲線圖

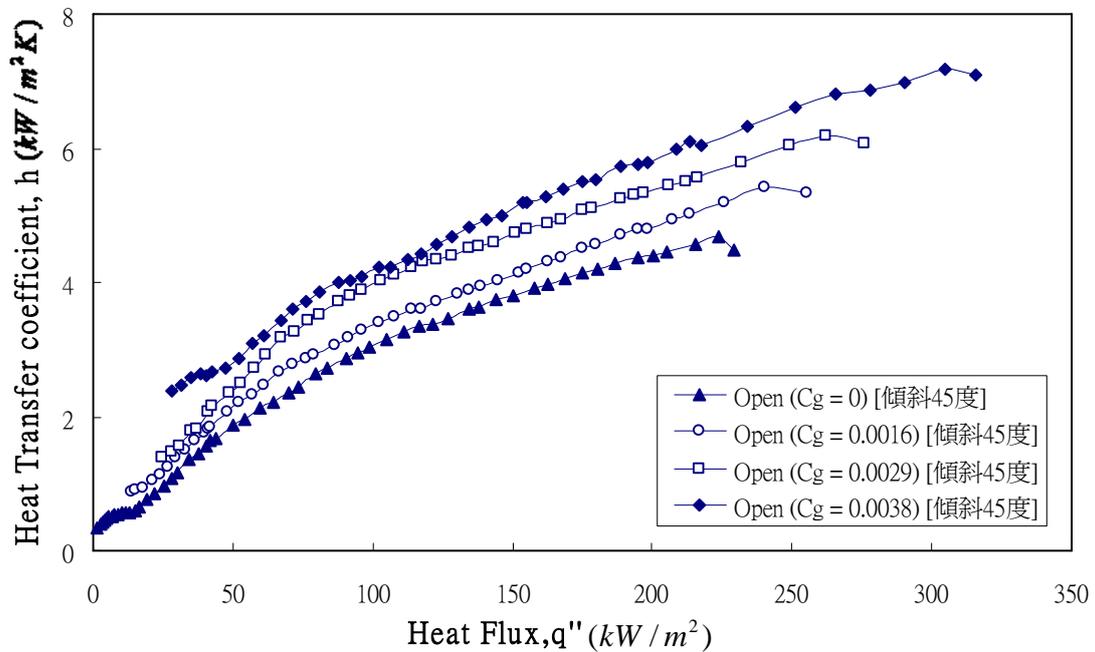


圖 3-5 傾斜 45 度開放加熱面，在不同氣體次冷度的熱傳遞係數曲

線圖

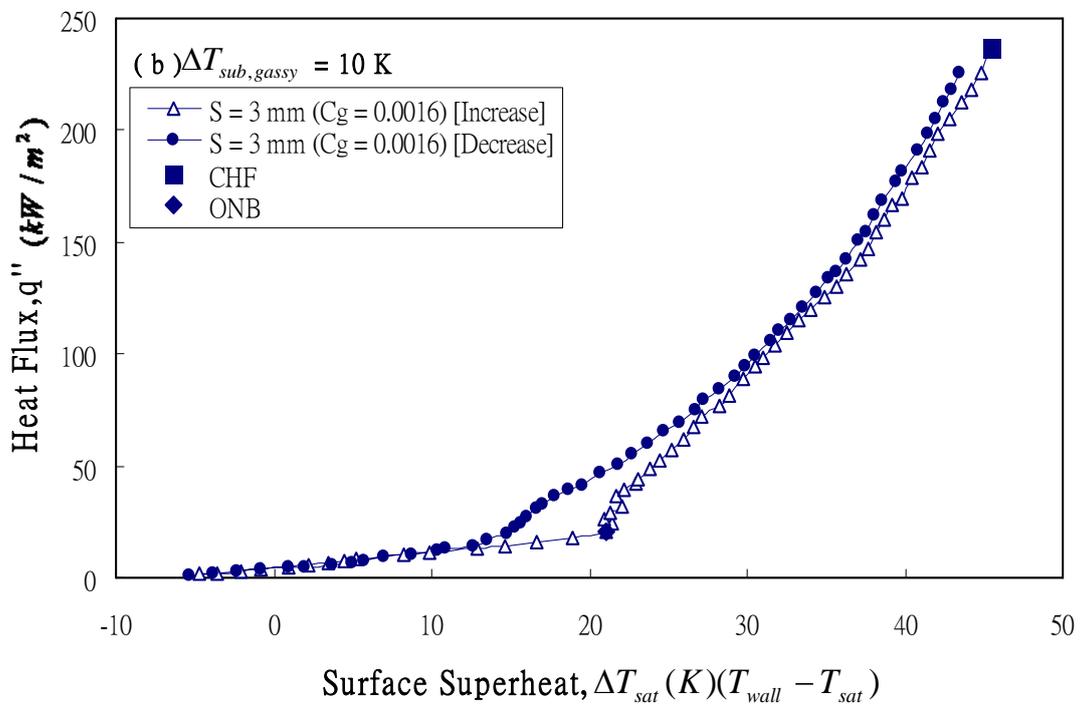
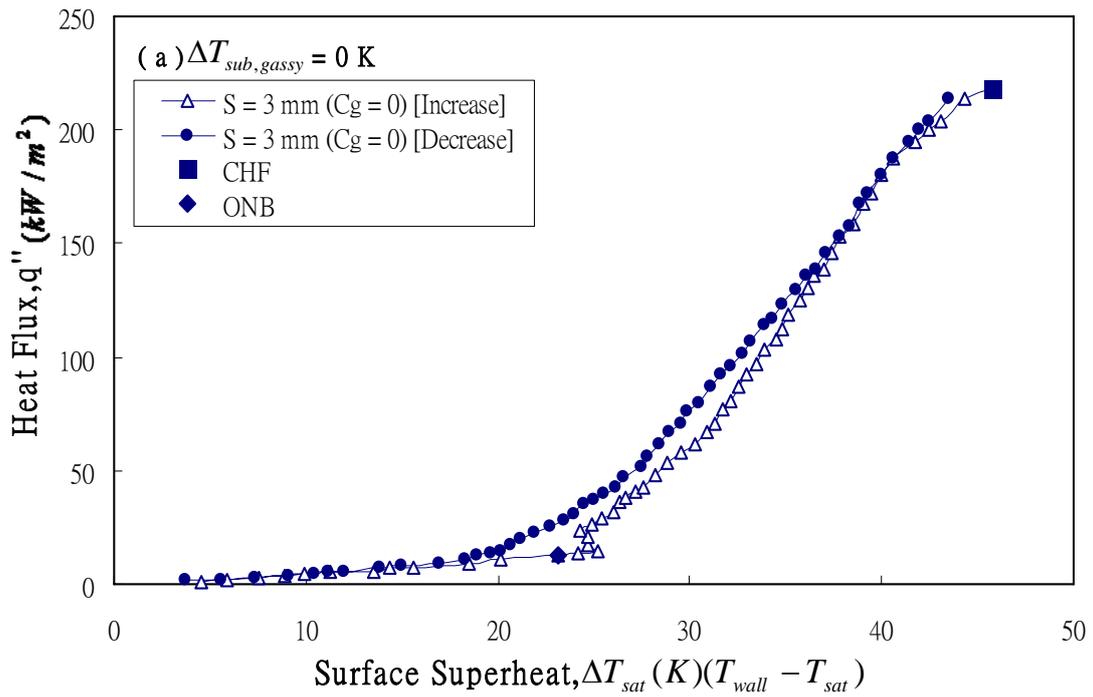


圖 3-6 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 3 mm，在不同的氣體次冷度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖(a) & (b)

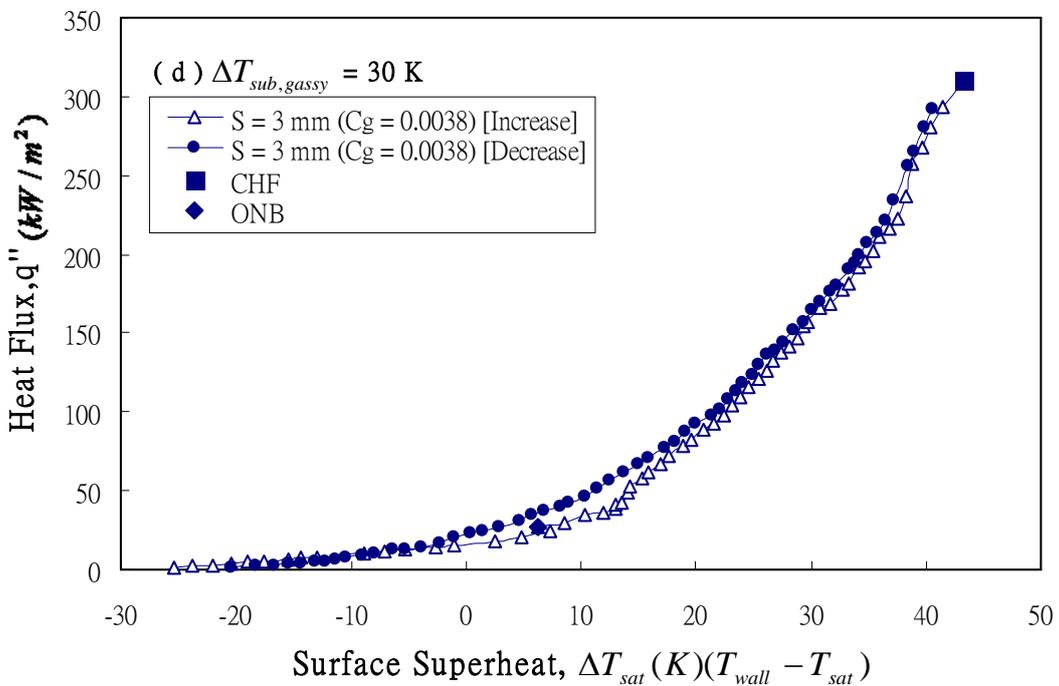
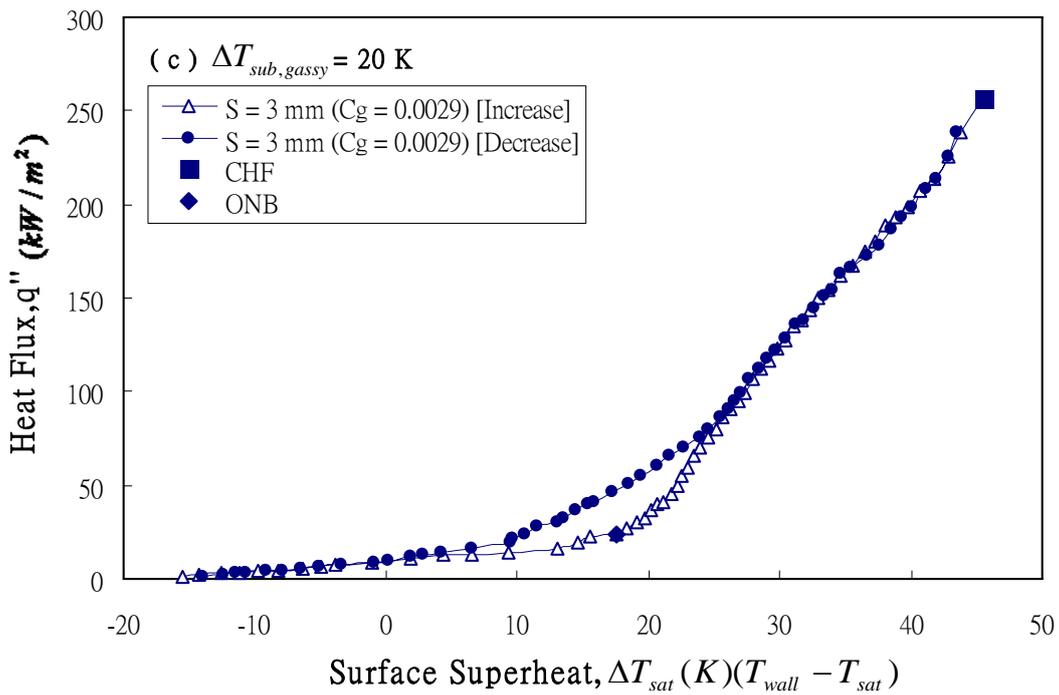


圖 3-6 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 3 mm，在不同的氣體次冷度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖(c) & (d)

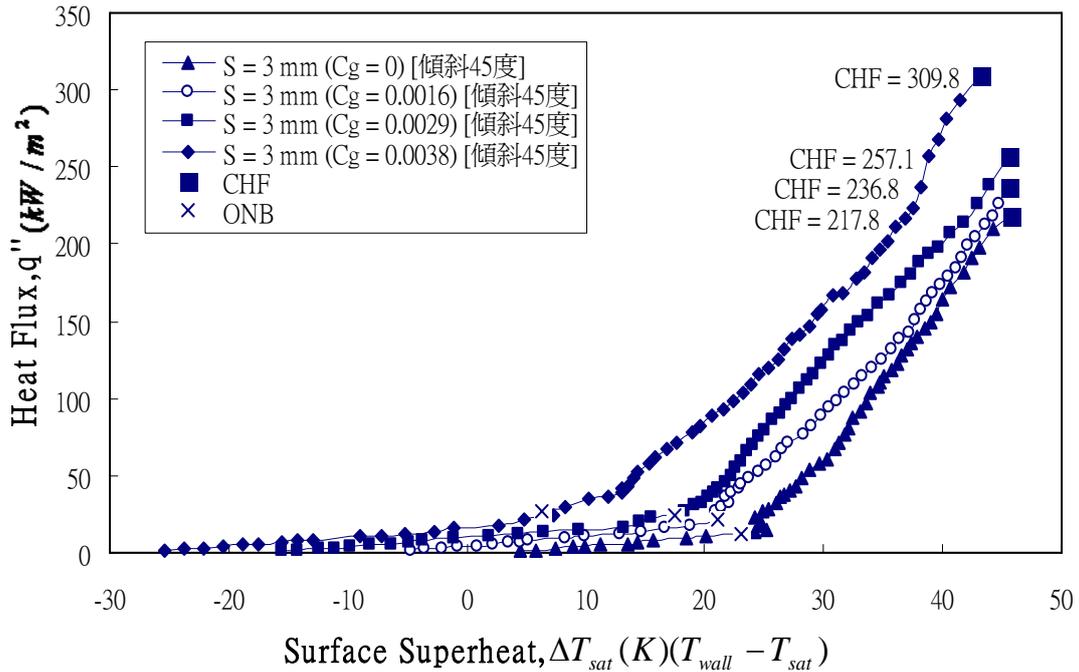


圖 3-7 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 3 mm，在不同氣體次冷度的

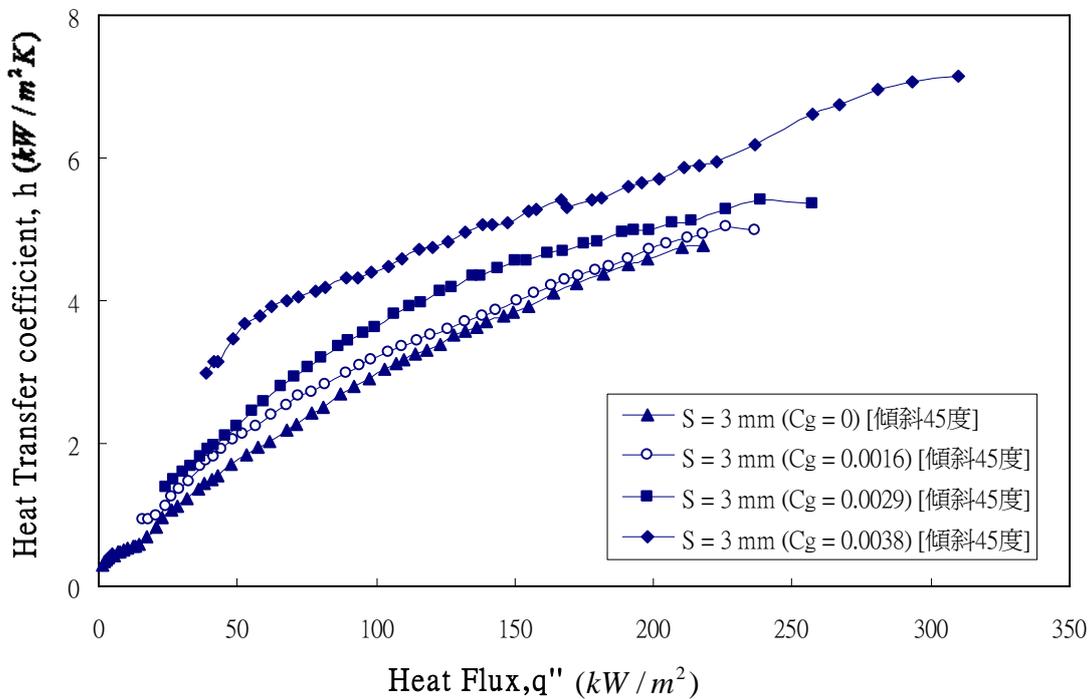


圖 3-8 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 3 mm，在不同氣體次冷度的

熱傳遞係數曲線圖

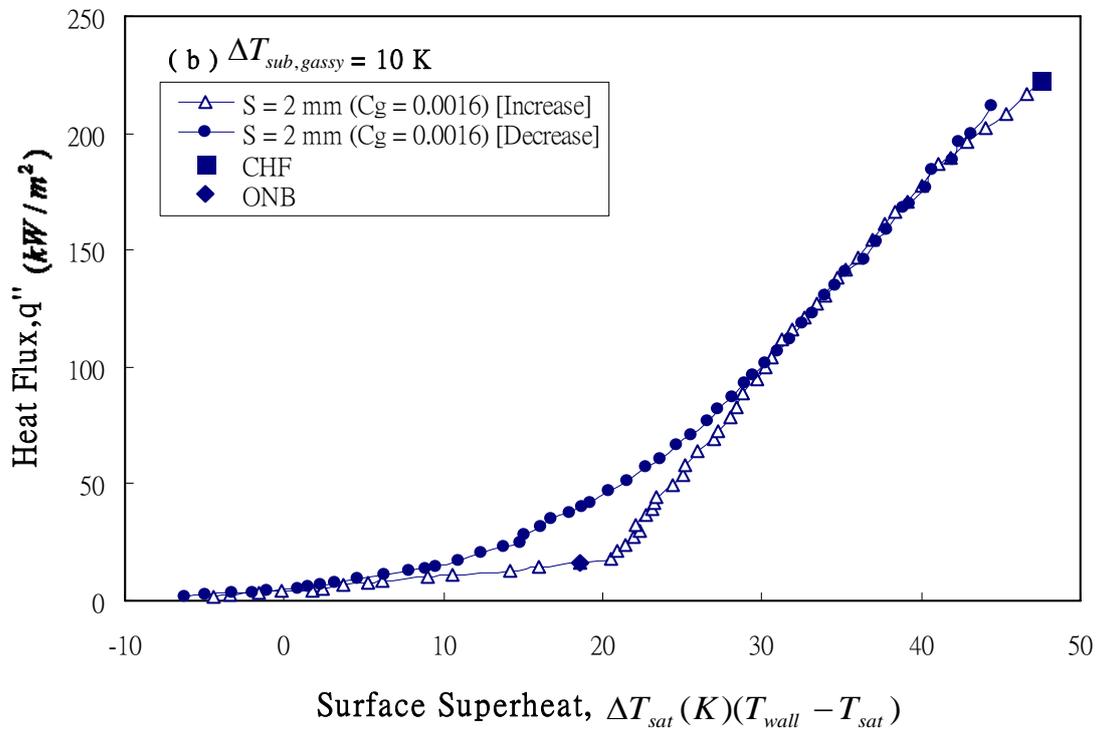
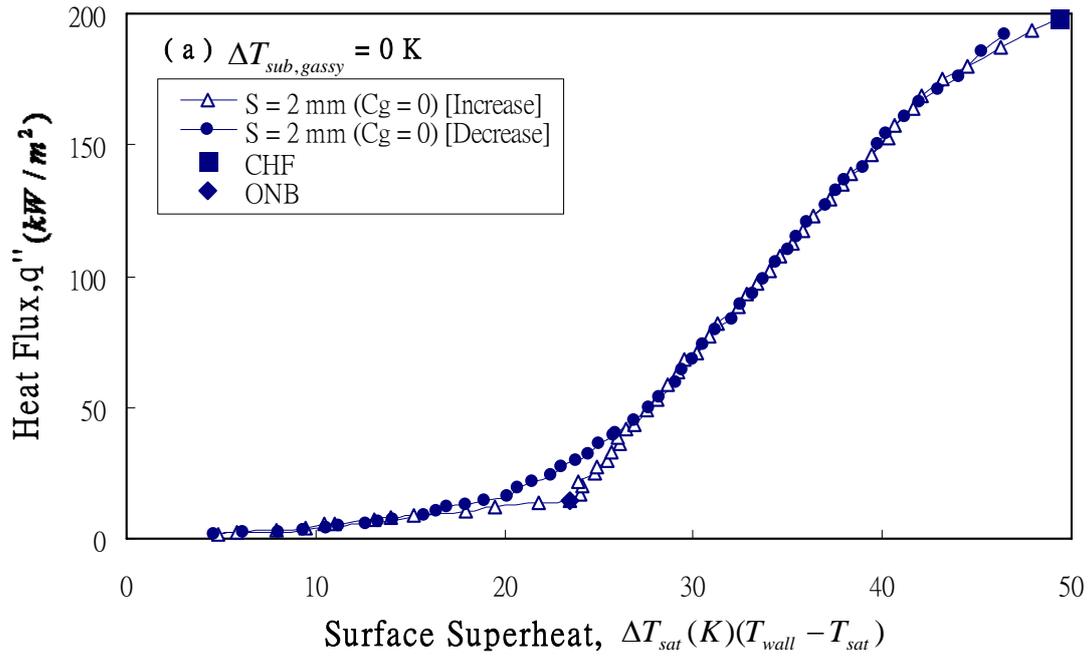


圖 3-9 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 2 mm，在不同的氣體次冷度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖(a) & (b)

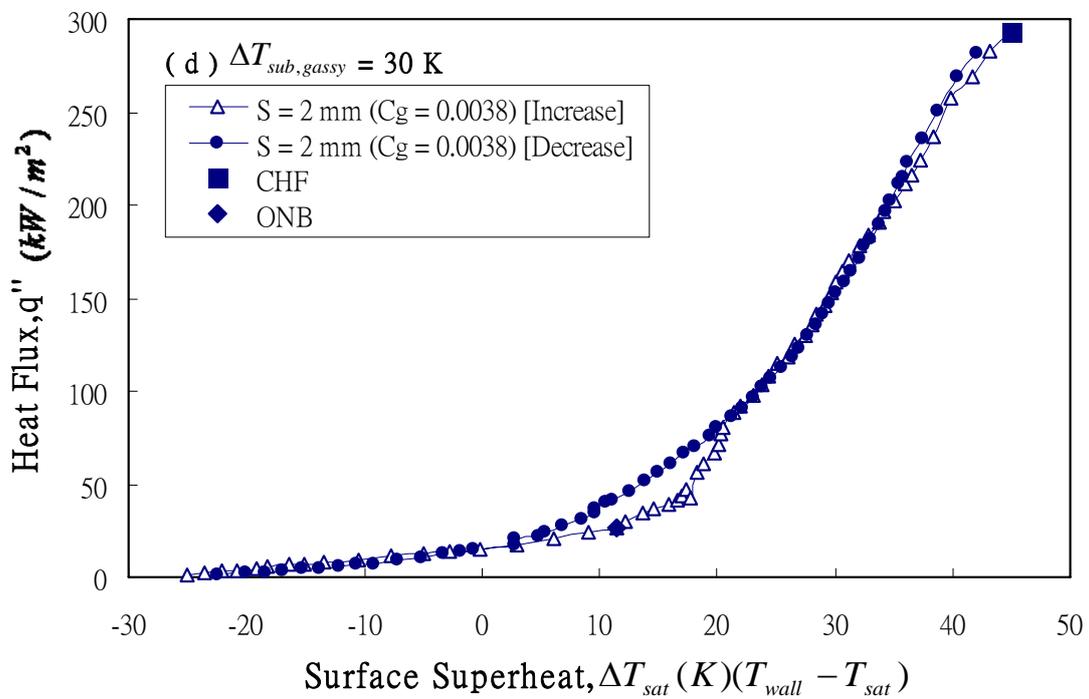
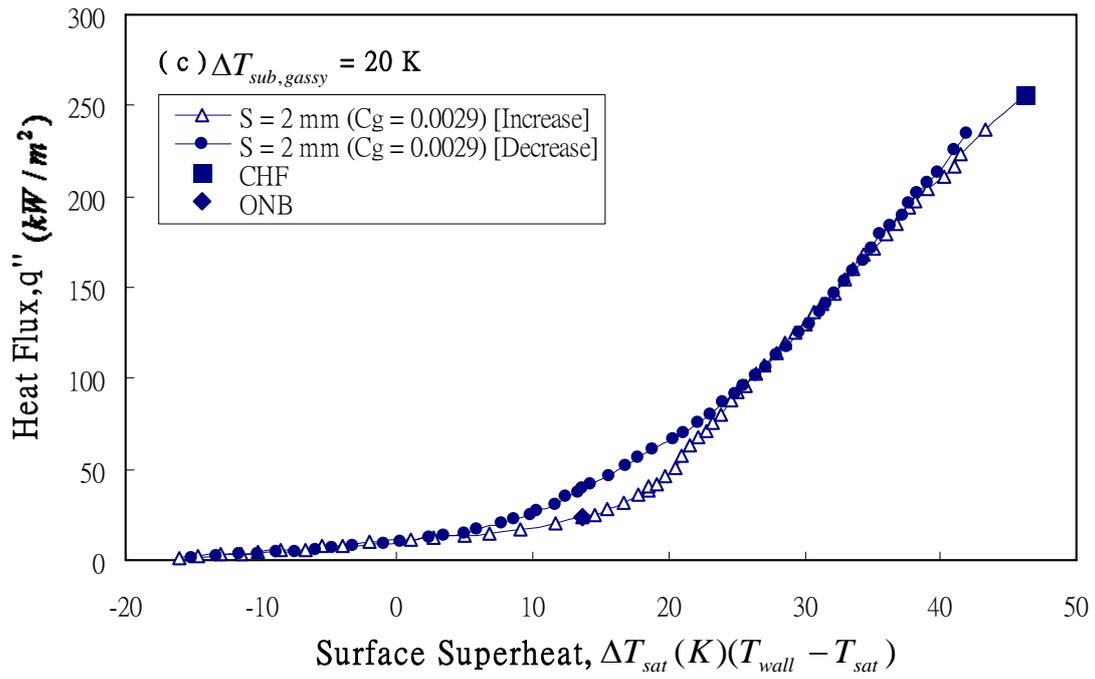


圖 3-9 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 2 mm，在不同的氣體次冷度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖(c) & (d)

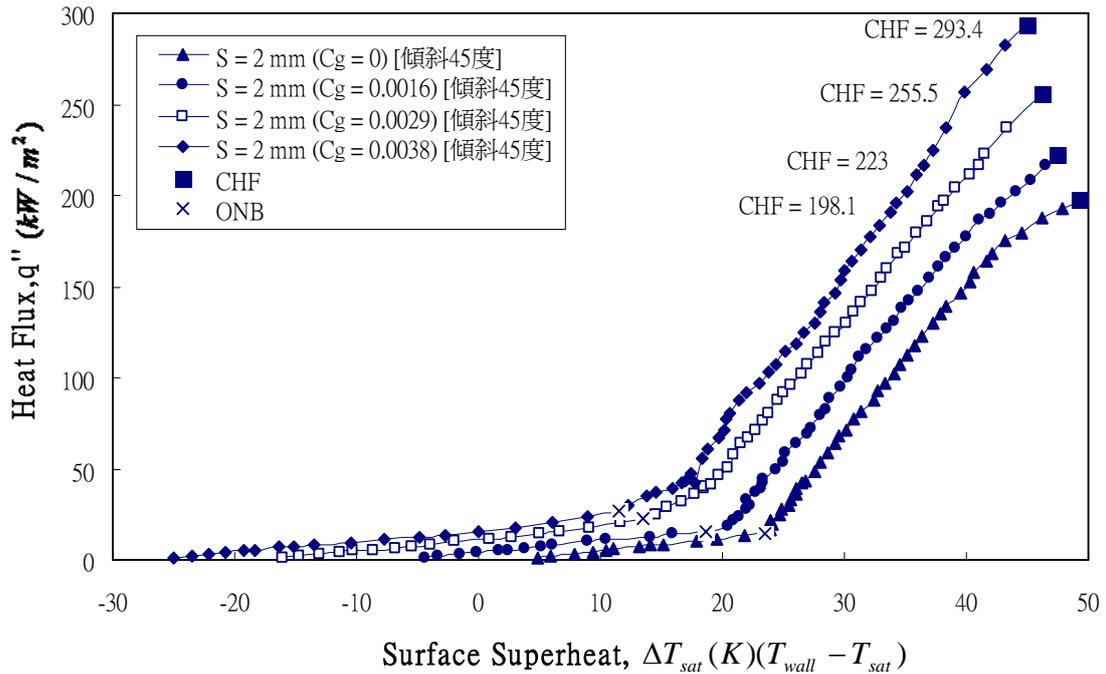


圖 3-10 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 2 mm，在不同氣體次冷度的

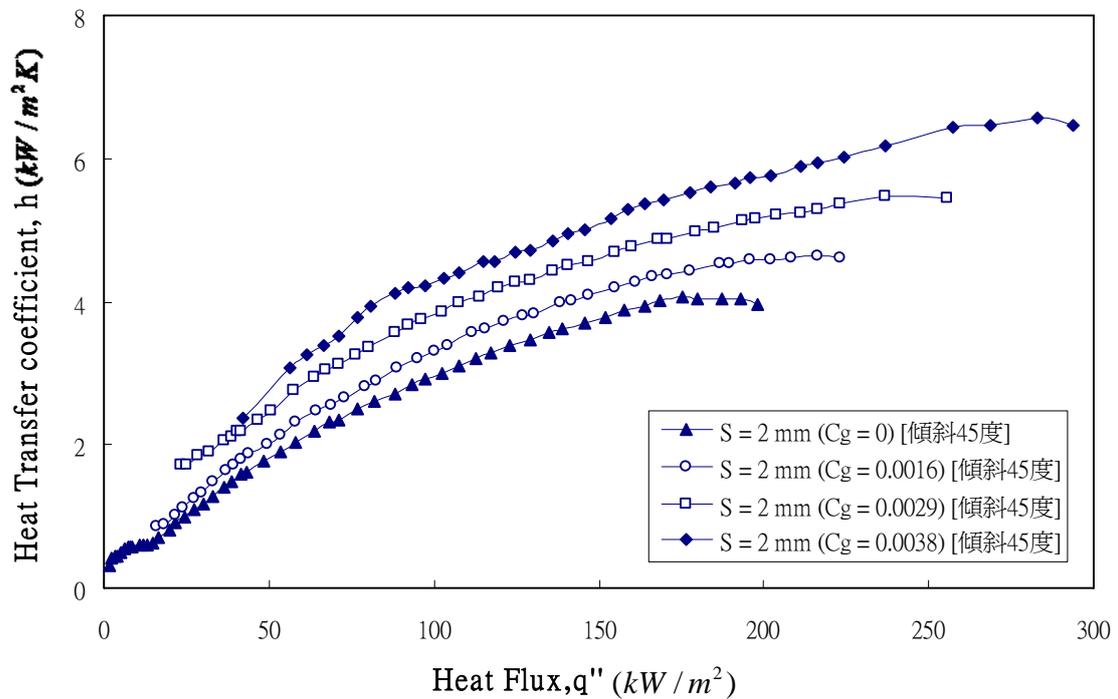


圖 3-11 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 2 mm，在不同氣體次冷度的

熱傳遞係數曲線圖

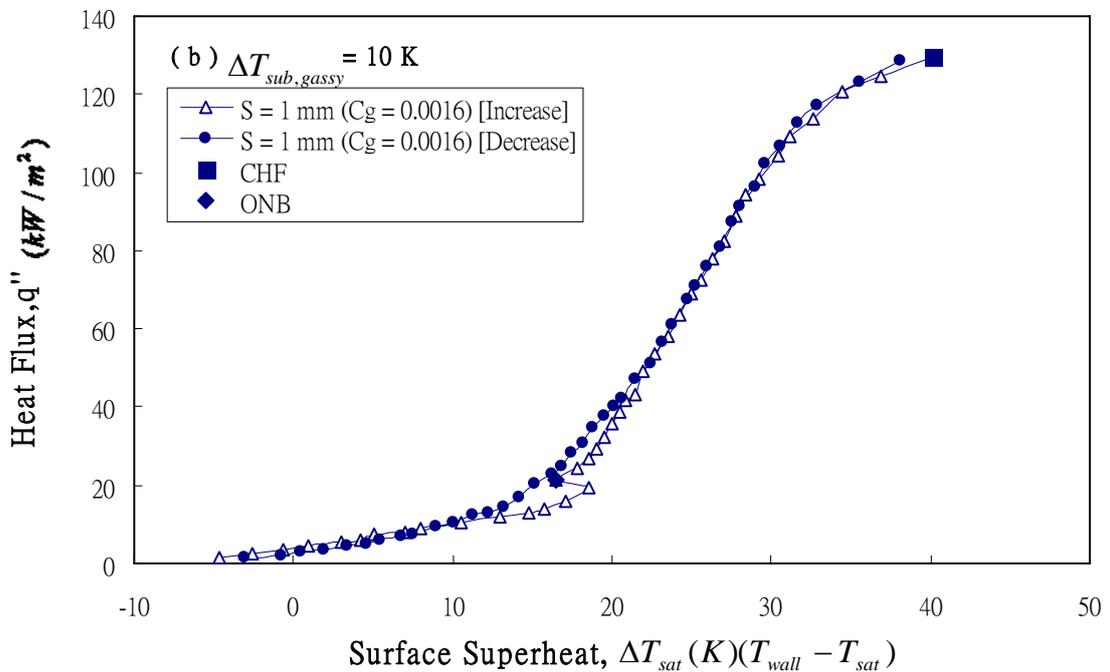
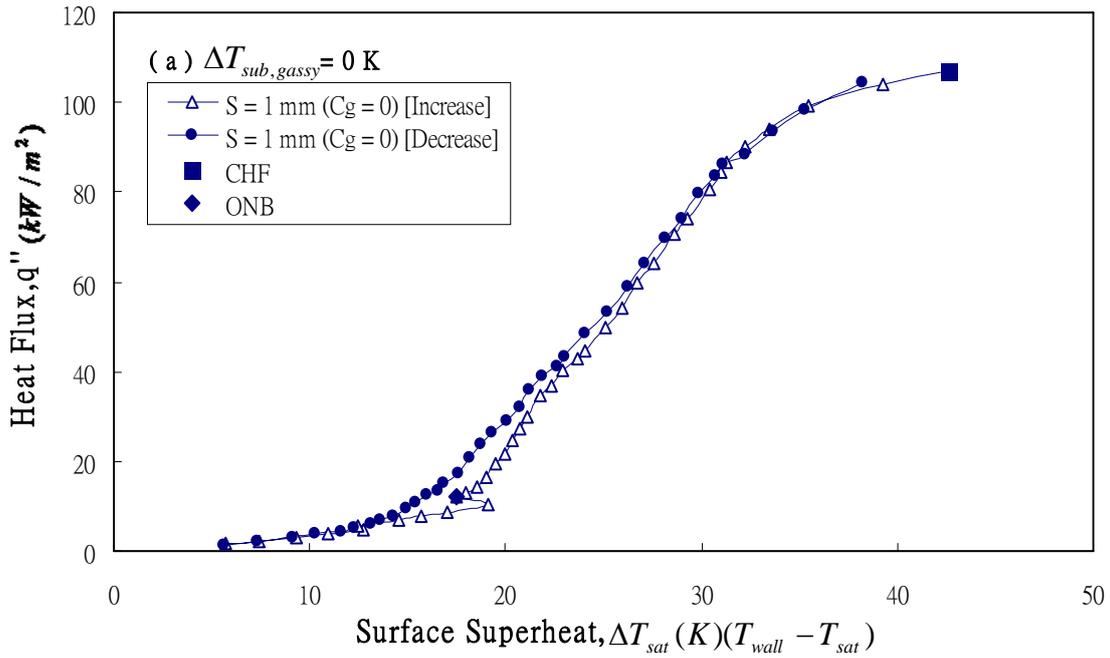


圖 3-12 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 1 mm，在不同的氣體次冷度

下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖(a) & (b)

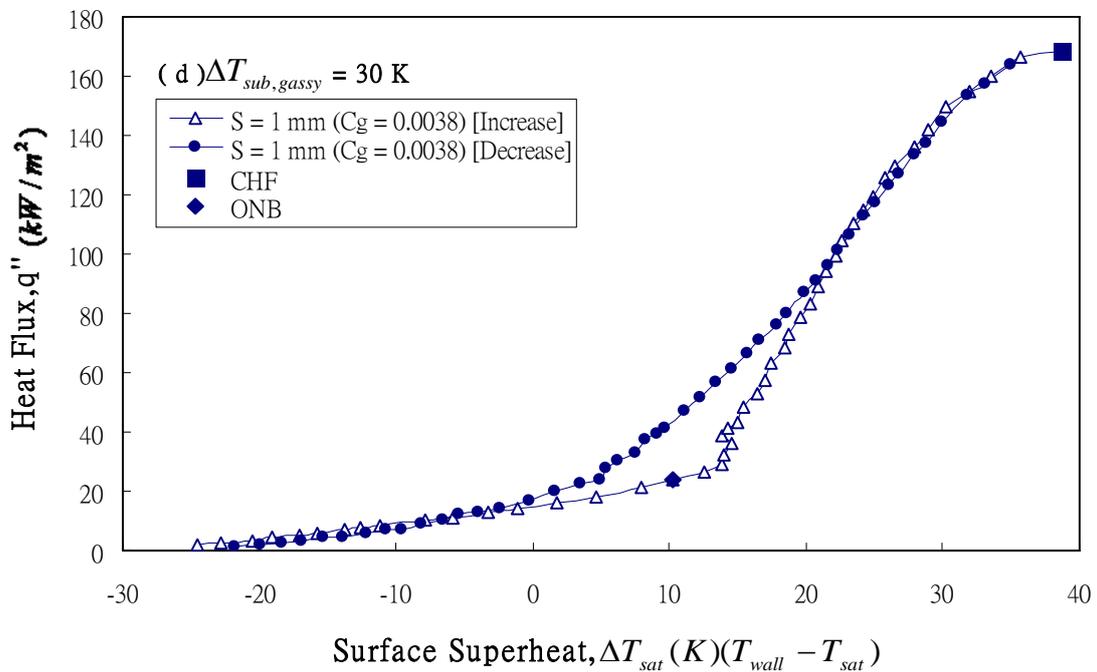
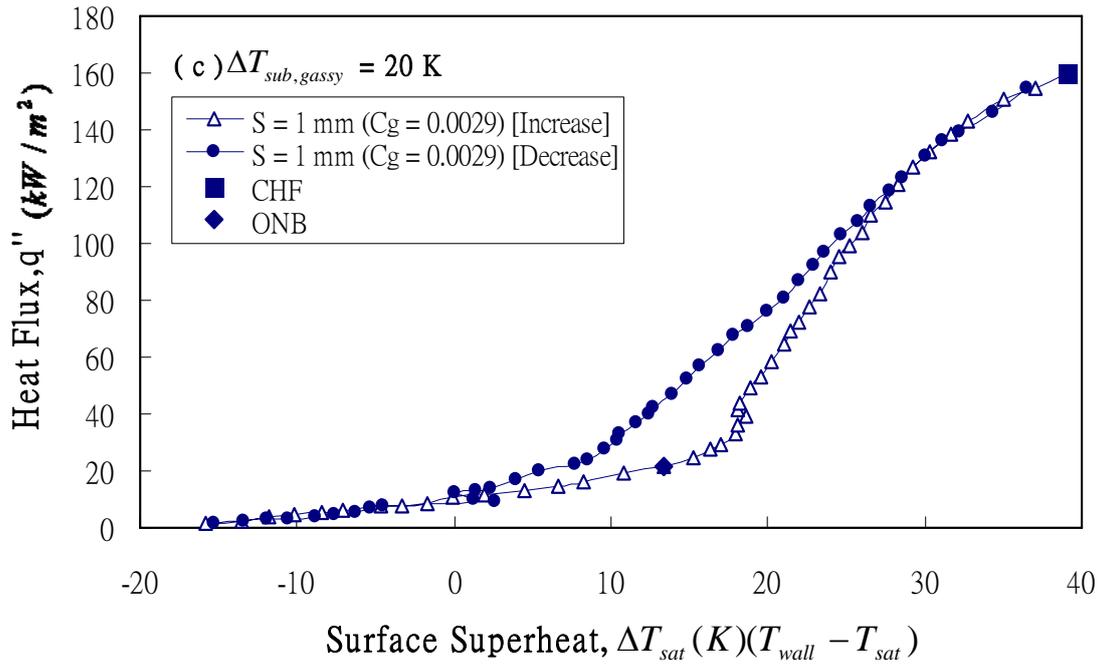


圖 3-12 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 1 mm，在不同的氣體次冷度

下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖(c) & (d)

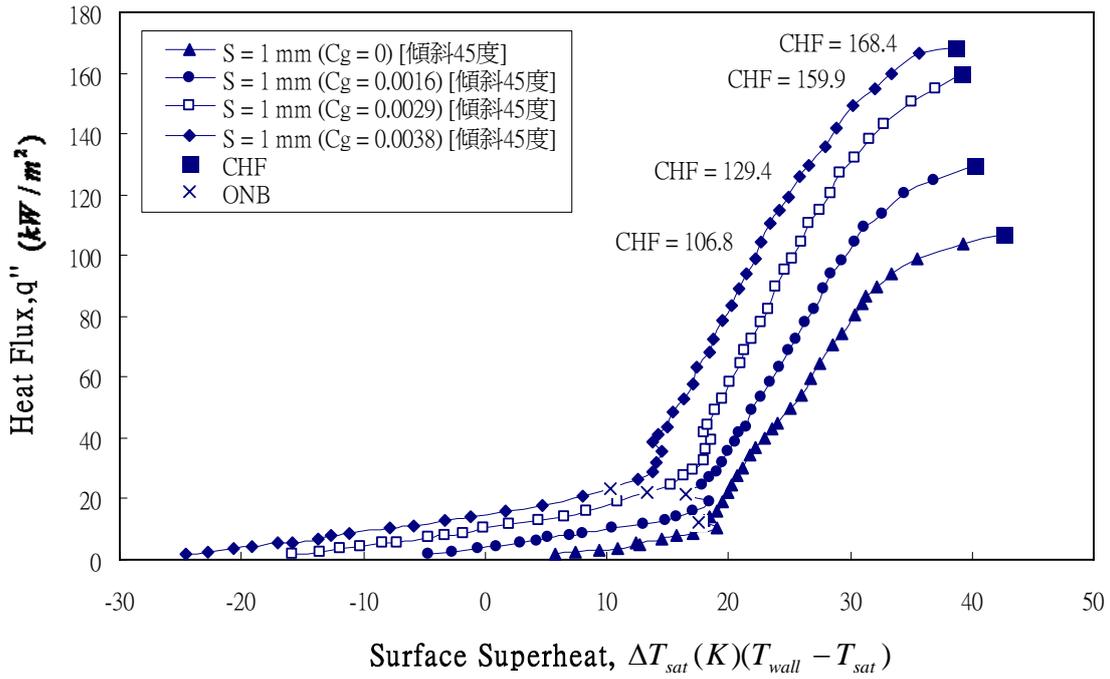


圖 3-13 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 1 mm，在不同氣體次冷度的

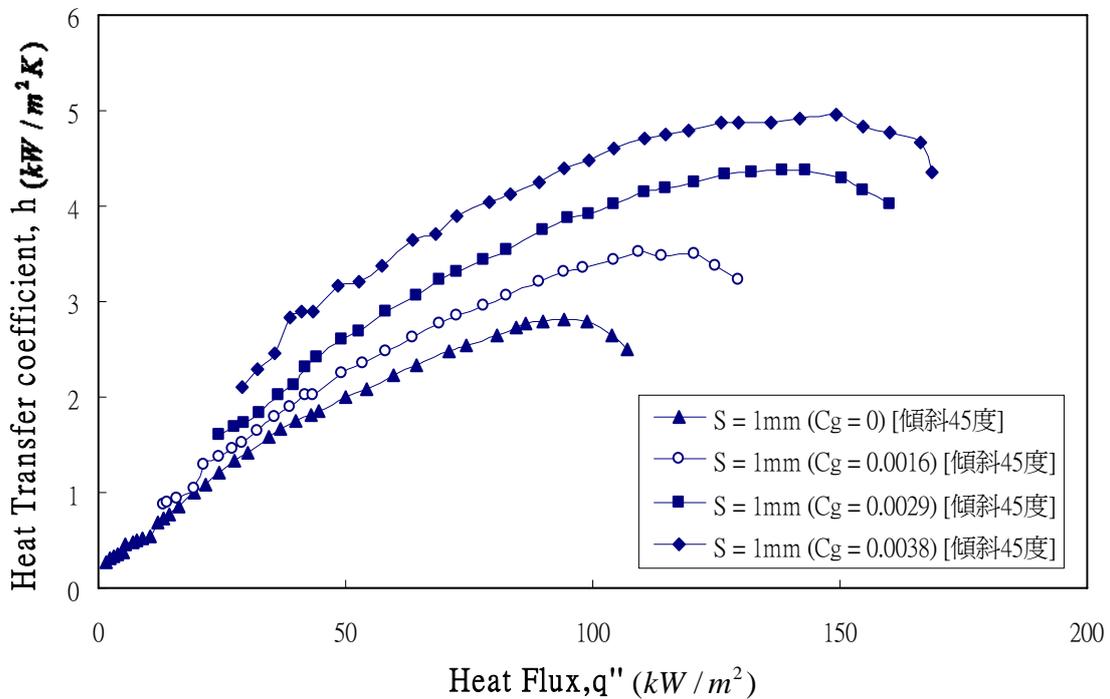


圖 3-14 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 1 mm，在不同氣體次冷度的

熱傳遞係數曲線圖

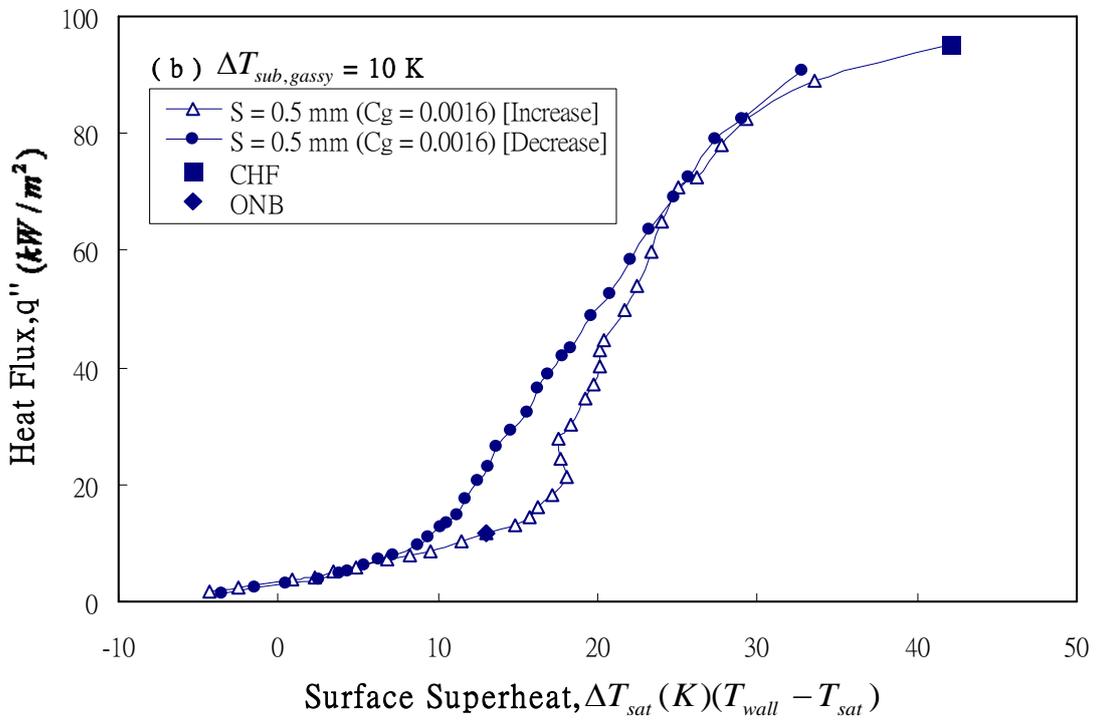
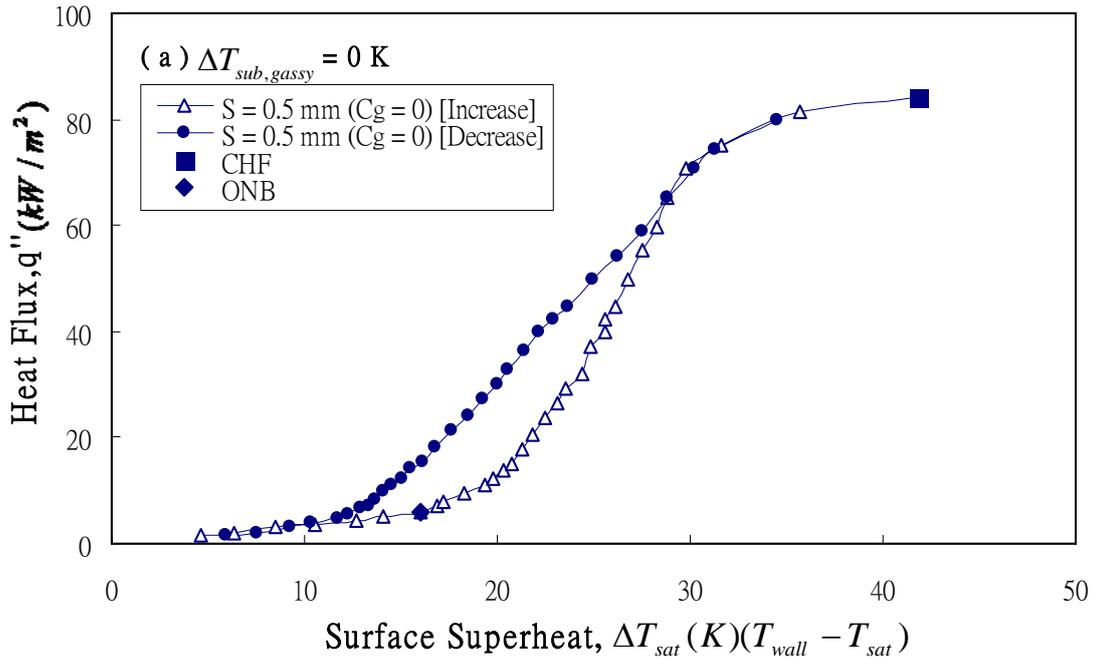


圖 3-15 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 0.5 mm，在不同的氣體次冷度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖(a) & (b)

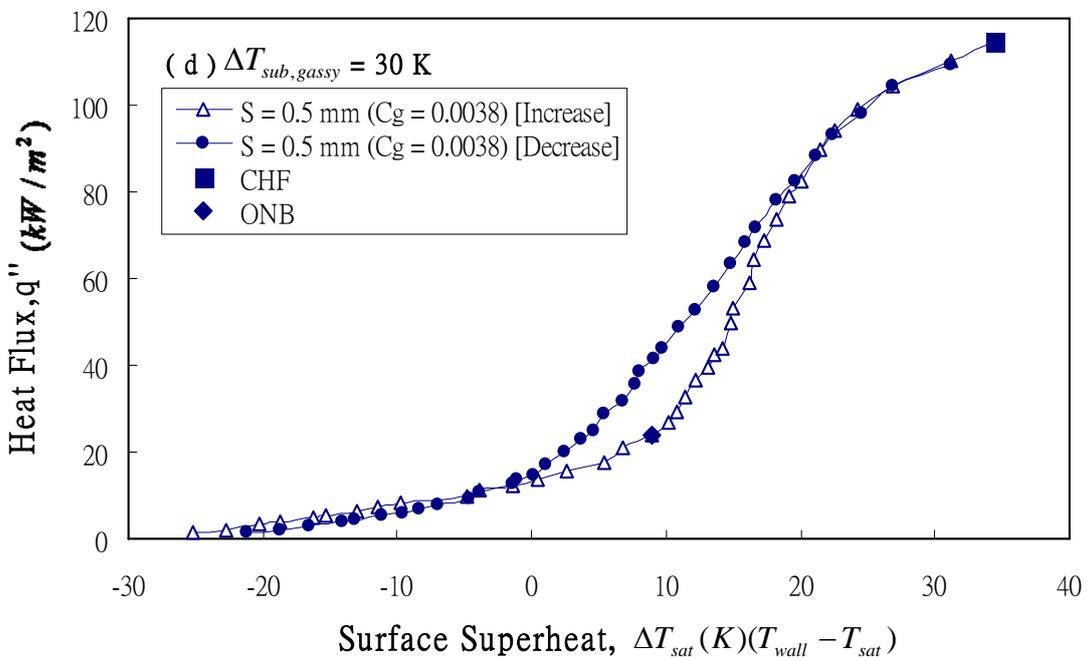
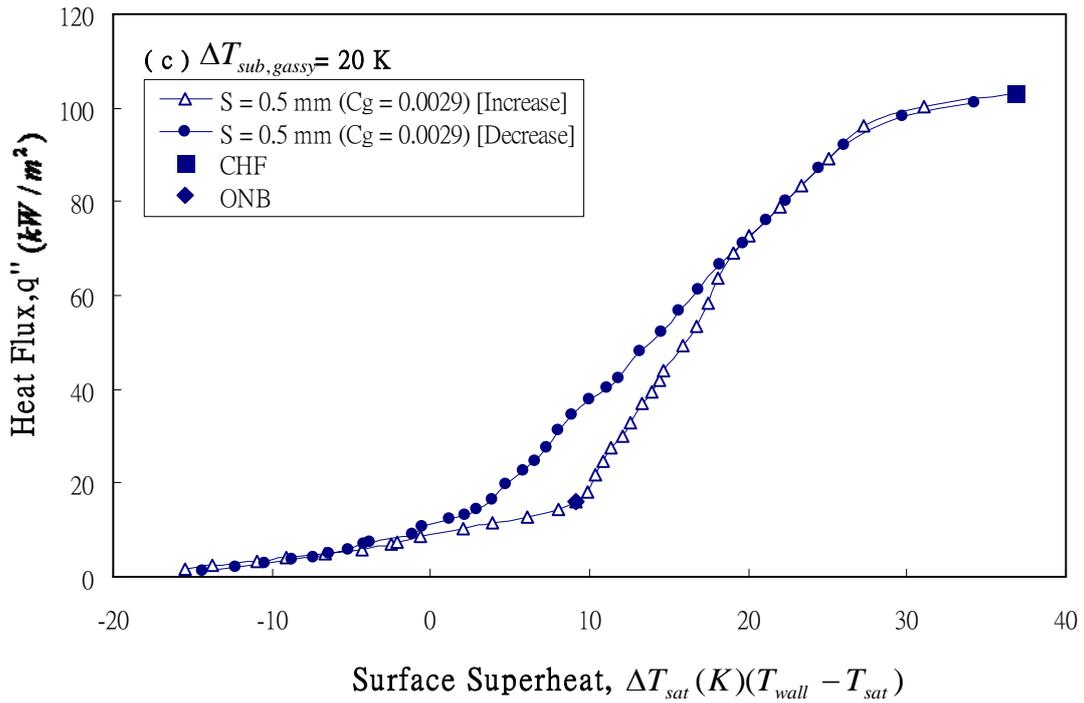


圖 3-15 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 0.5 mm，在不同的氣體次冷度下，增加熱通量與遞減熱通量的沸騰曲線圖(c) & (d)

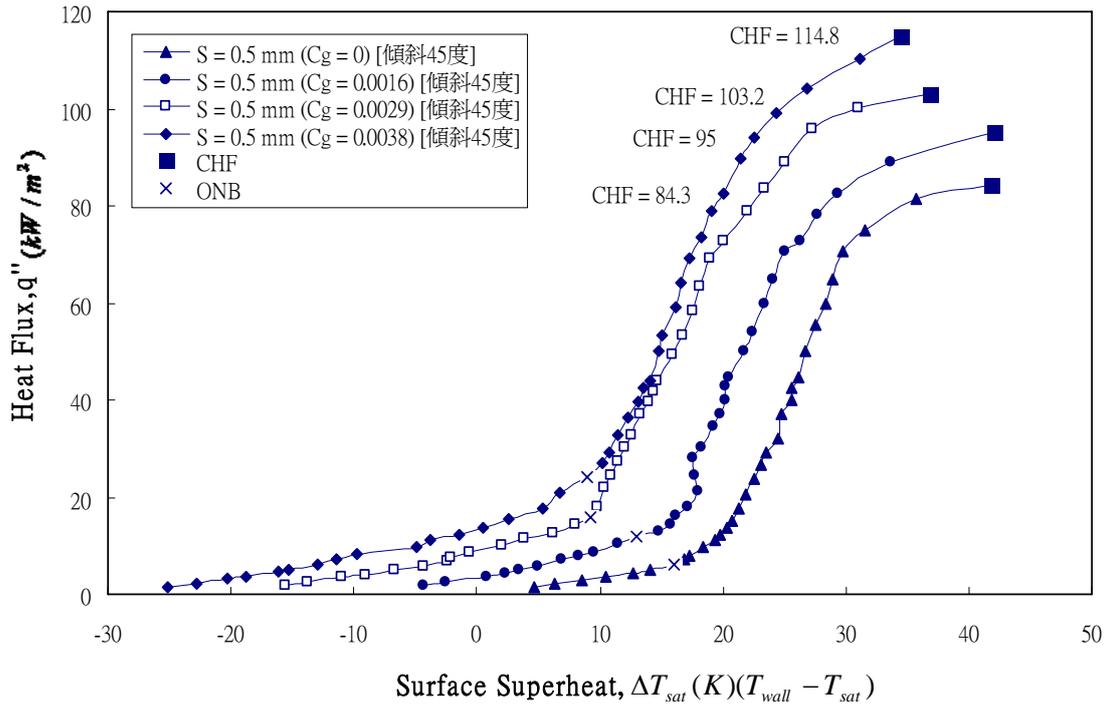


圖 3-16 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 0.5 mm，在不同氣體次冷度的沸騰曲線圖

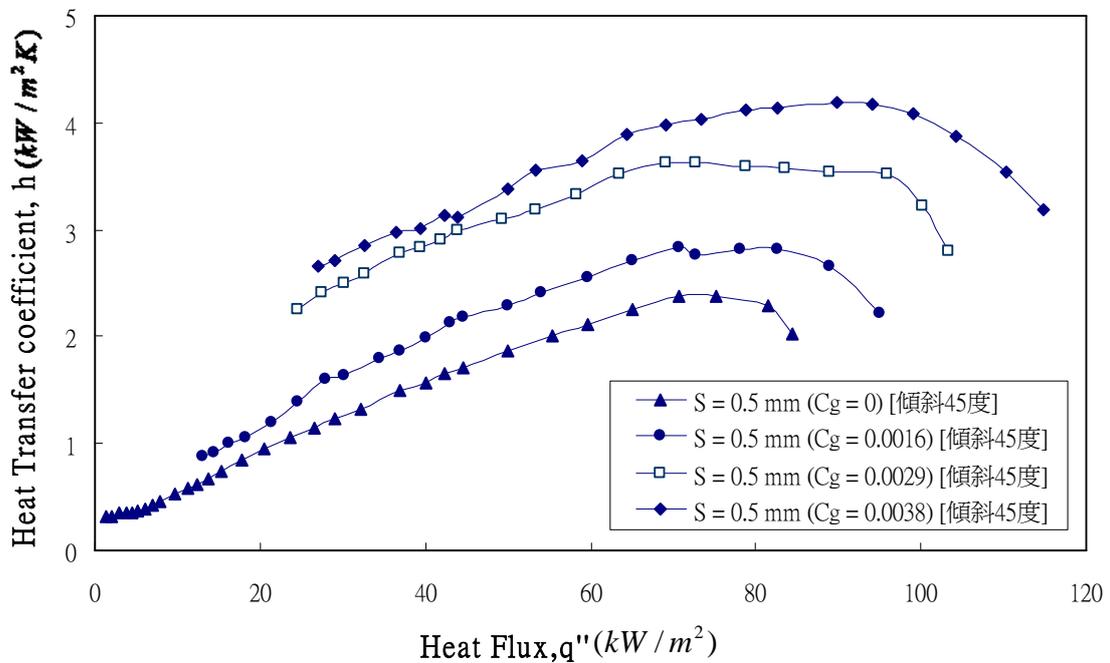
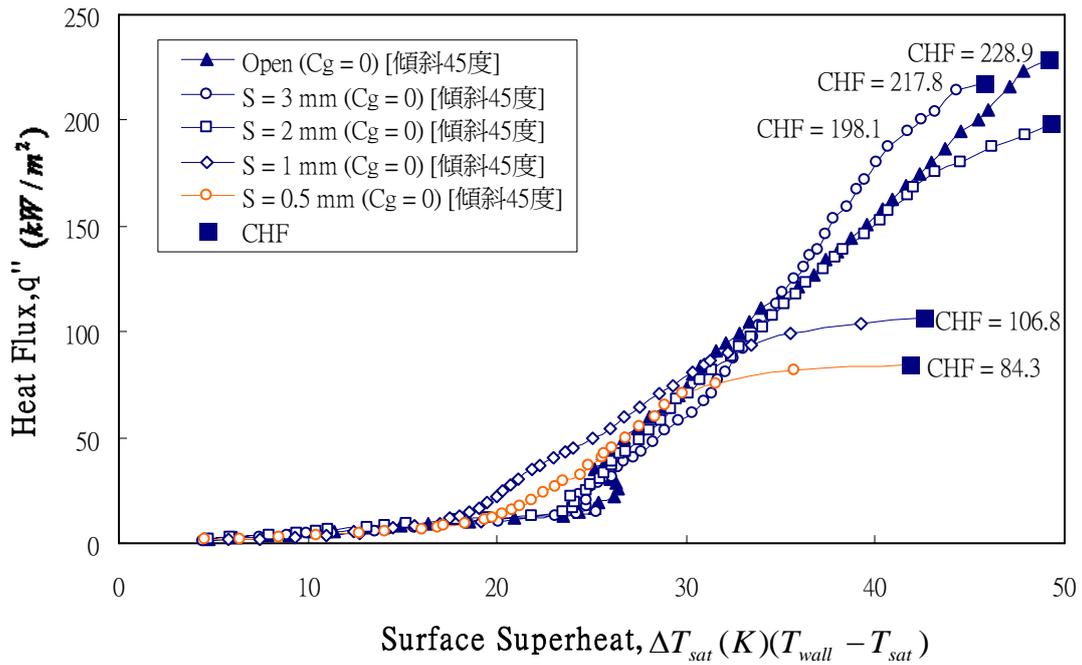
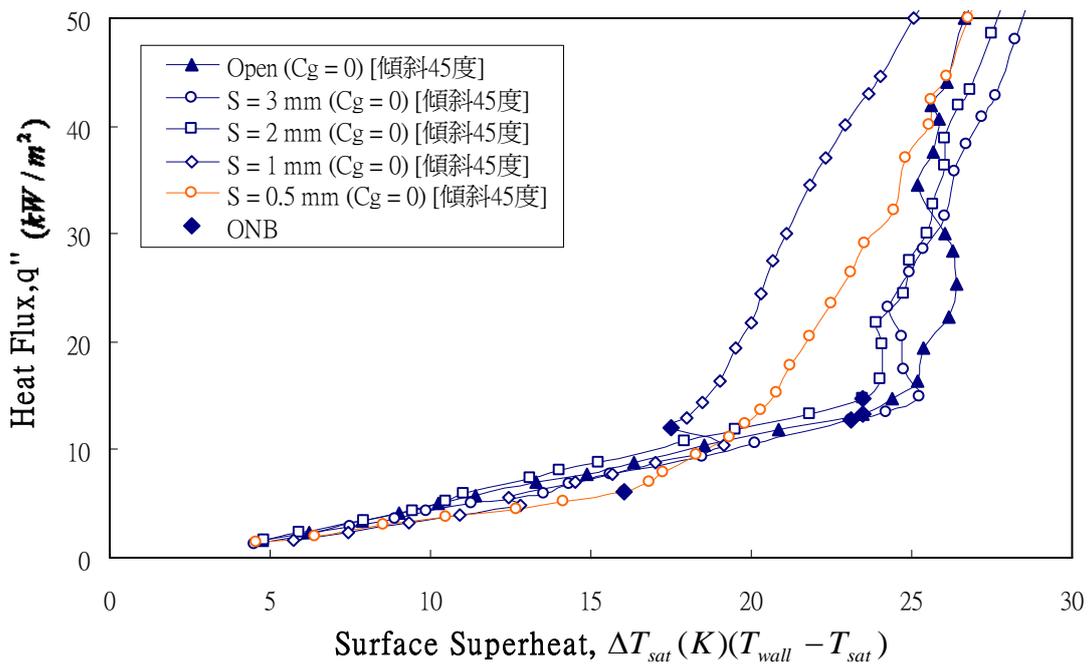


圖 3-17 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 0.5 mm，在不同氣體次冷度的熱傳遞係數曲線



(a)



(b)

圖 3-18 (a) 傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 0 K( $C_g = 0$ )時，不同間隙大小的沸騰曲線圖；(b)在低熱通量下的放大圖

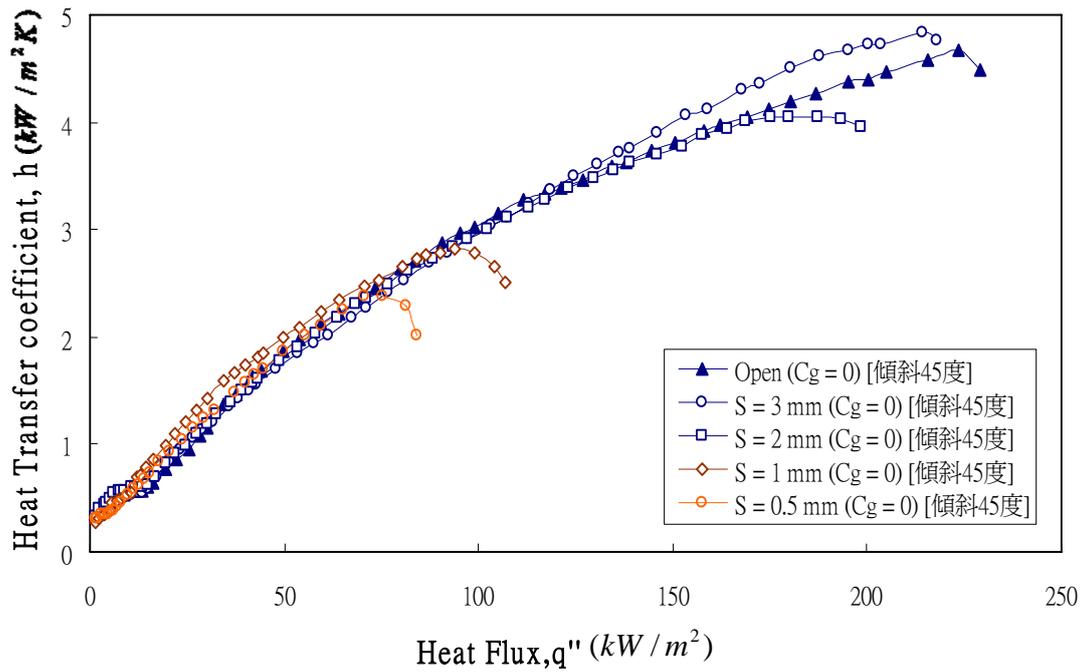
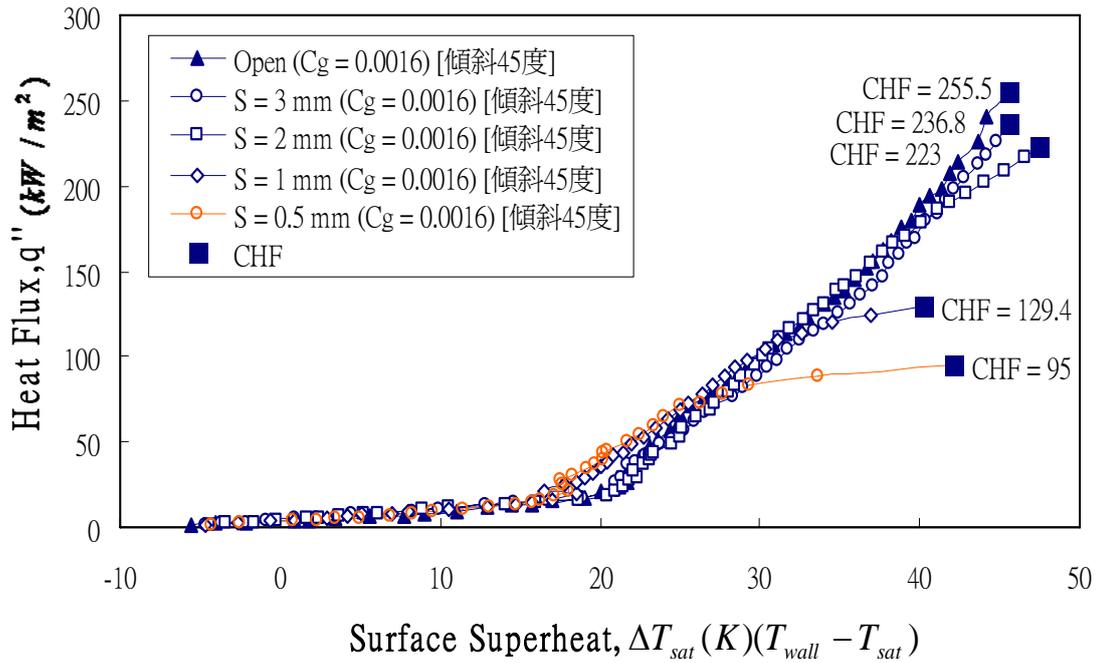


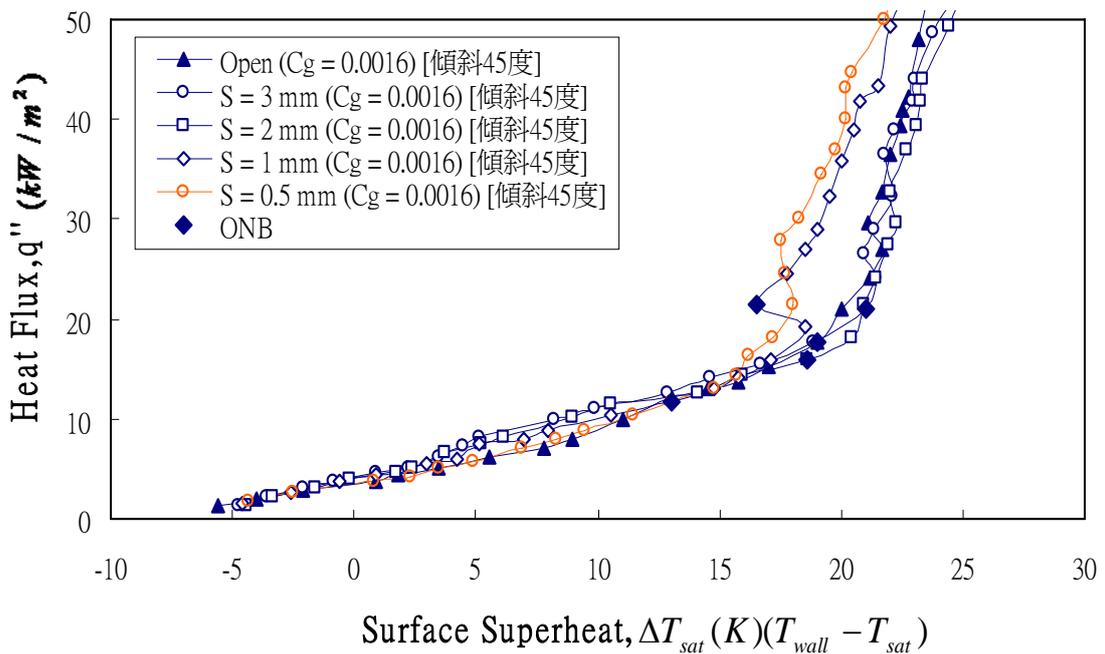
圖 3-19 傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 0 K( $C_g = 0$ )時，不同間

隙大小的熱傳遞係數曲線圖





(a)



(b)

圖 3-20 (a) 傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 10 K( $C_g = 0.0016$ )

時，不同間隙大小的沸騰曲線圖；(b)在低熱通量下的放大圖

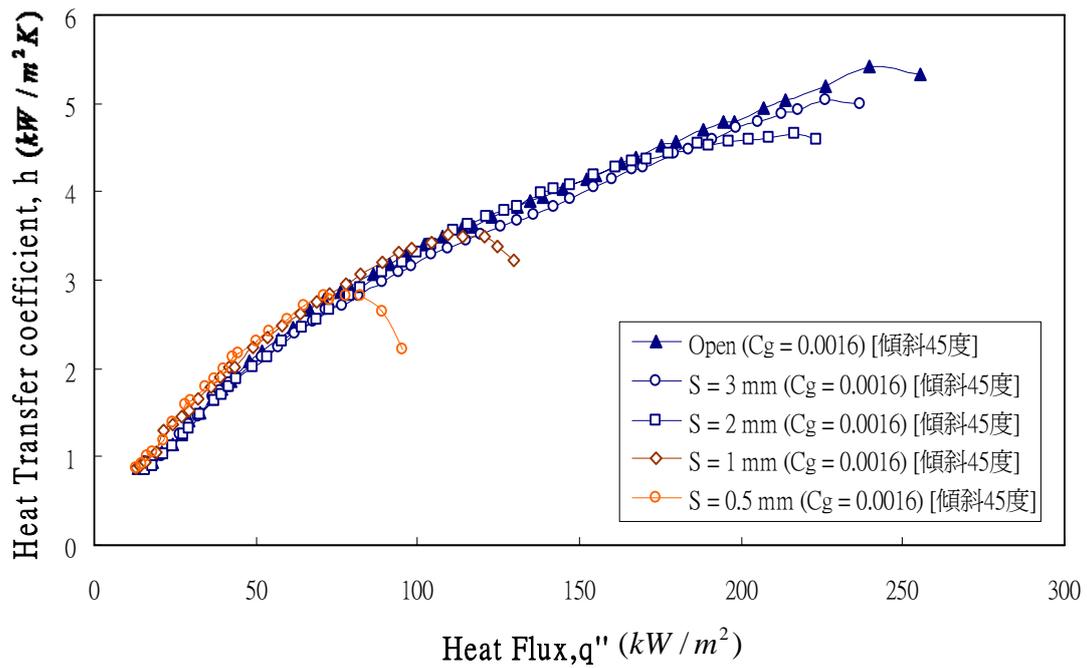
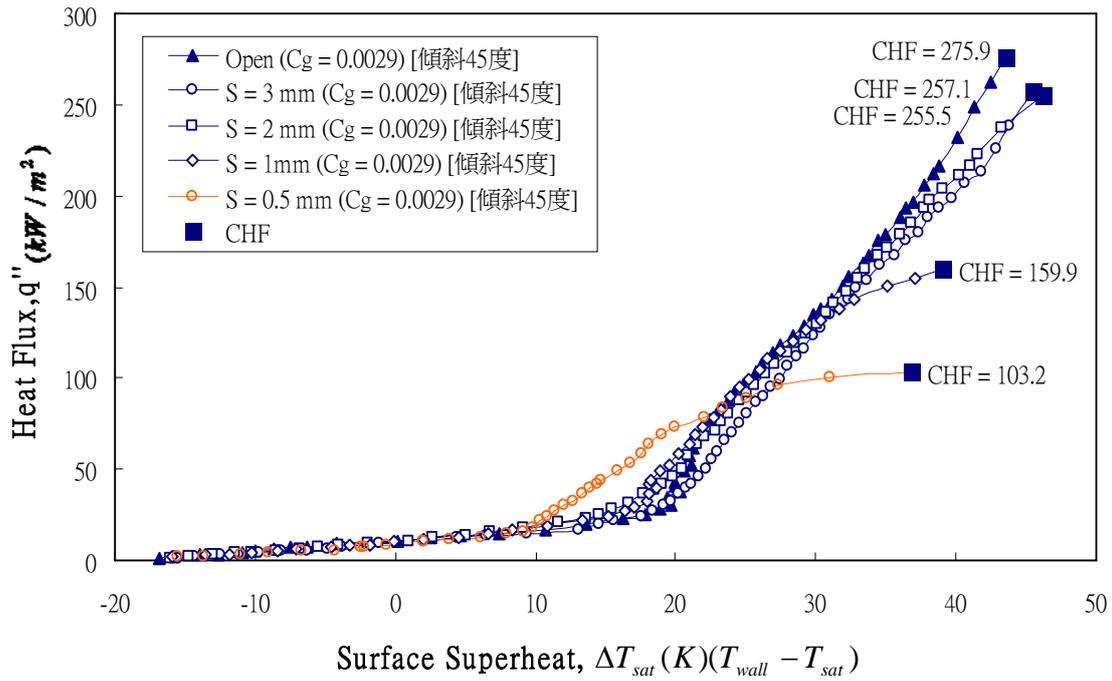


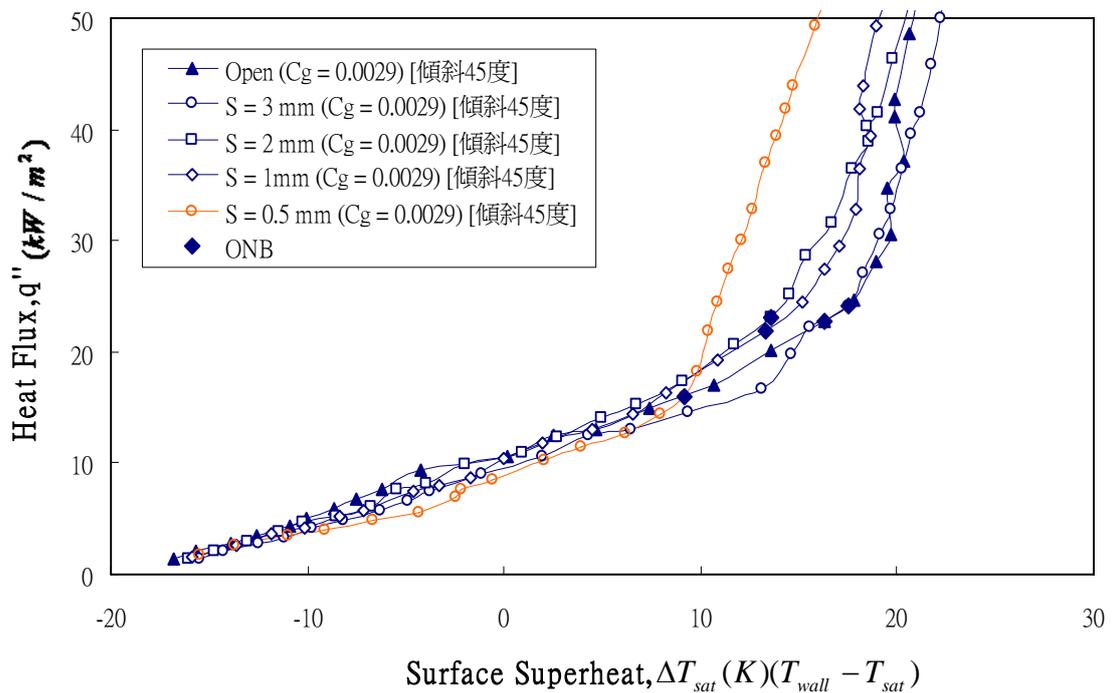
圖 3-21 傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 10 K ( $C_g = 0.0016$ ) 時，

不同間隙大小的熱傳遞係數曲線圖





(a)



(b)

圖 3-22 (a) 傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 20 K ( $C_g = 0.0029$ )

時，不同間隙大小的沸騰曲線圖；(b) 在低熱通量下的放大圖

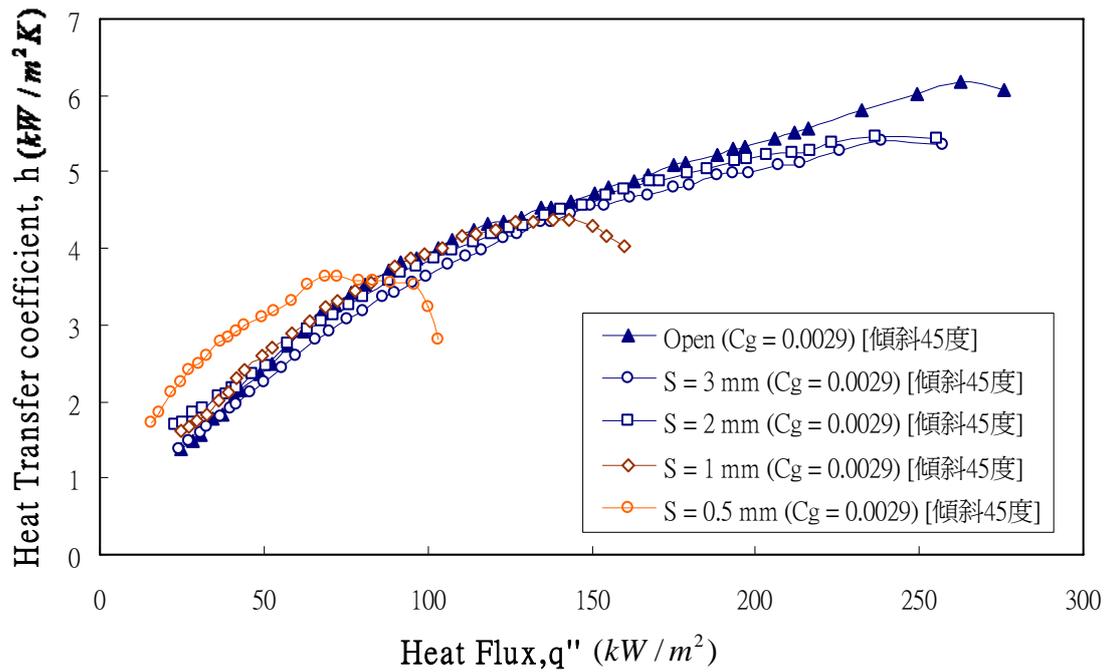
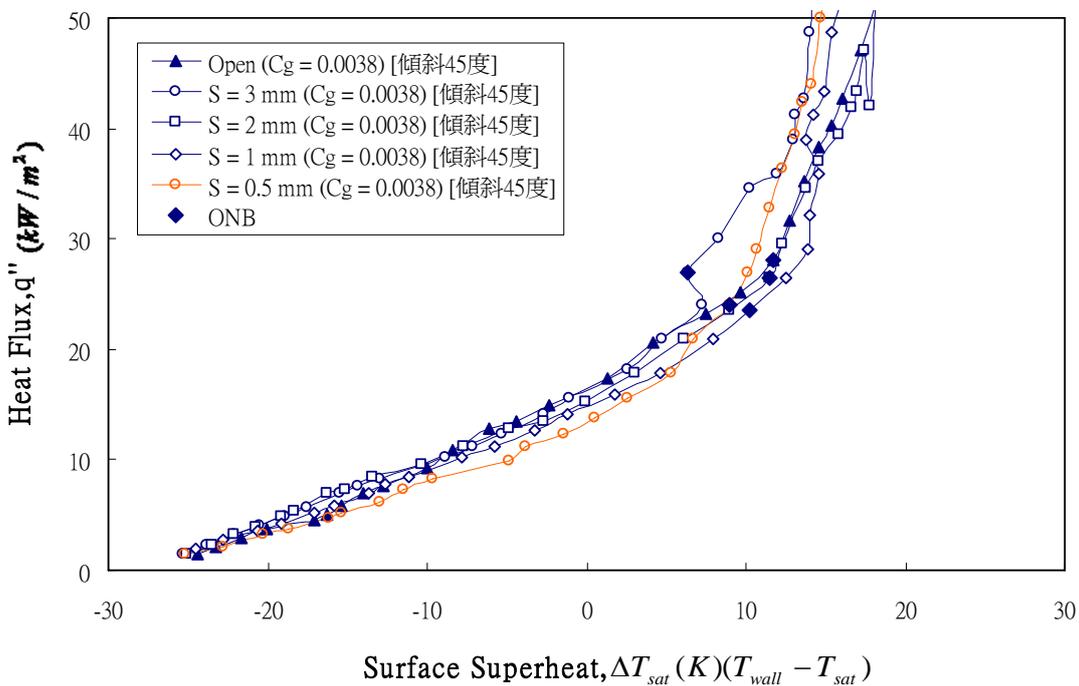
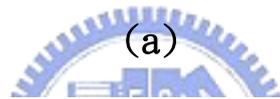
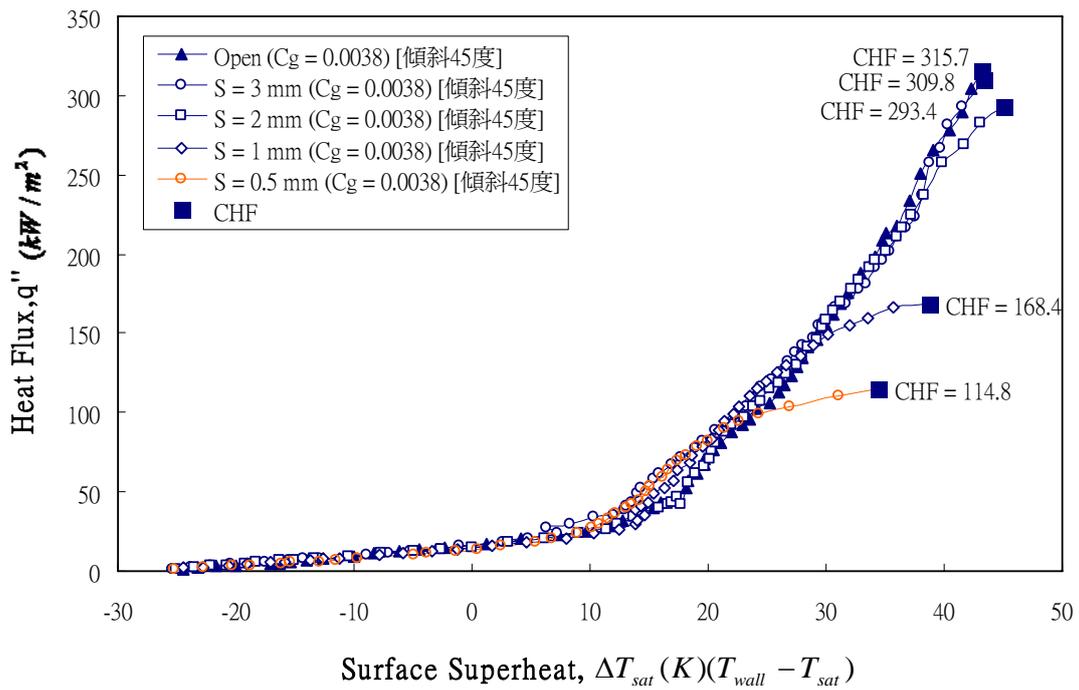


圖 3-23 傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 20 K( $C_g = 0.0029$ )時，

不同間隙大小的熱傳遞係數曲線圖





(b)

圖 3-24(a) 傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 30 K( $C_g = 0.0038$ )

時，不同間隙大小的沸騰曲線圖；(b)在低熱通量下的放大圖

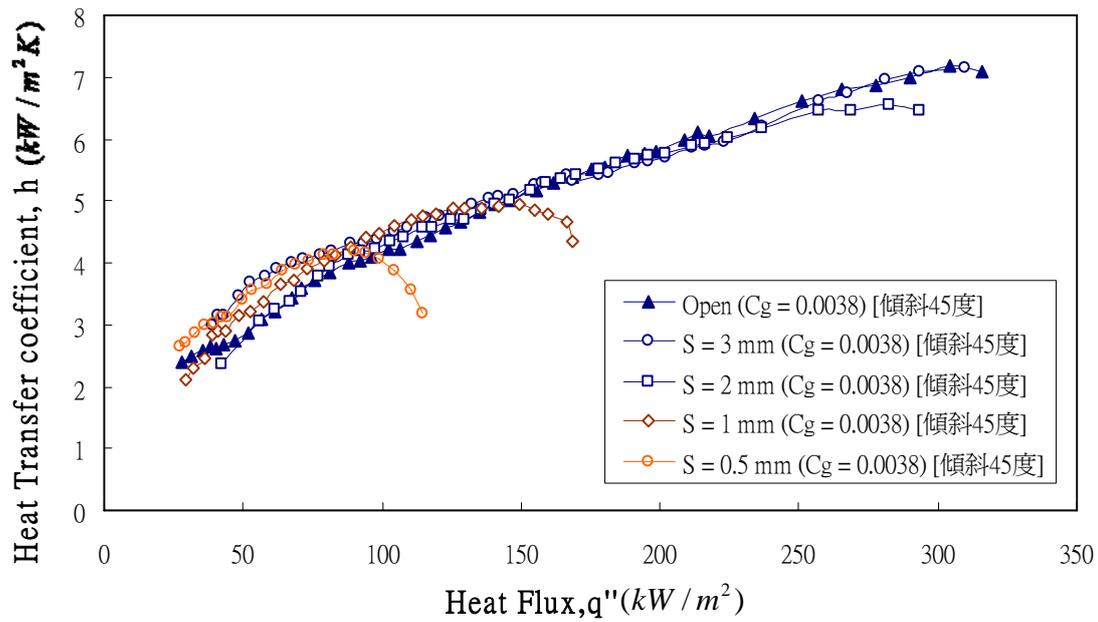


圖 3-25 傾斜 45 度加熱面在氣體次冷度為 30 K( $C_g = 0.0038$ )時，

不同間隙大小的熱傳遞係數曲線圖





$$\Delta T_{sat} = 20.03 \text{ K}$$

$$q'' = 22.72 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 34.8 \text{ K}$$

$$q'' = 117.29 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 24.58 \text{ K}$$

$$q'' = 41.52 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 49.14 \text{ K}$$

$$q'' = 228.98 \text{ kW/m}^2 \text{ (CHF)}$$



$$\Delta T_{sat} = 30.51 \text{ K}$$

$$q'' = 86.3 \text{ kW/m}^2$$

圖 3-26(a) 傾斜 45 度開放加熱面，氣體次冷度為 0 K( $C_g = 0$ )，

分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象



$$\Delta T_{sat} = 20.4 \text{ K}$$

$$q'' = 46.42 \text{ kW/m}^2$$



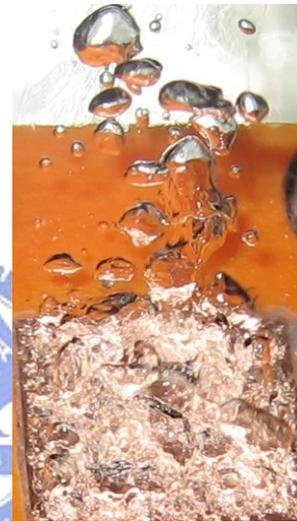
$$\Delta T_{sat} = 34.77 \text{ K}$$

$$q'' = 136.57 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 24.74 \text{ K}$$

$$q'' = 70.24 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 45.5 \text{ K}$$

$$q'' = 255.54 \text{ kW/m}^2 \text{ (CHF)}$$



$$\Delta T_{sat} = 29.95 \text{ K}$$

$$q'' = 105.52 \text{ kW/m}^2$$

圖 3-26(b) 傾斜 45 度開放加熱面，氣體次冷度為 10 K( $C_g = 0.0016$ )，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象



$$\Delta T_{sat} = 20.24 \text{ K}$$

$$q'' = 68.44 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 34.97 \text{ K}$$

$$q'' = 178.57 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 24.87 \text{ K}$$

$$q'' = 96.3 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 43.6 \text{ K}$$

$$q'' = 275.99 \text{ kW/m}^2 \text{ (CHF)}$$



$$\Delta T_{sat} = 30.07 \text{ K}$$

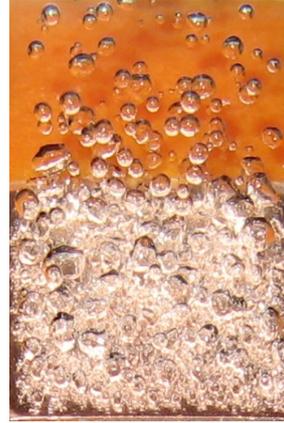
$$q'' = 136.57 \text{ kW/m}^2$$

圖 3-26(c) 傾斜 45 度開放加熱面，氣體次冷度為 20 K( $C_g = 0.0029$ )，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象



$$\Delta T_{sat} = 20.3 \text{ K}$$

$$q'' = 83.53 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 34.76 \text{ K}$$

$$q'' = 207.89 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 25.37 \text{ K}$$

$$q'' = 115.15 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 43.2 \text{ K}$$

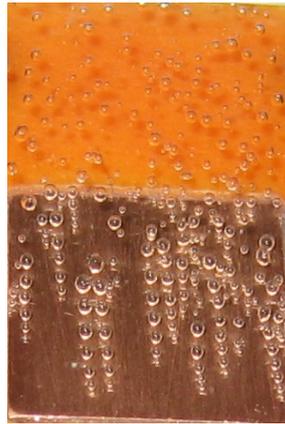
$$q'' = 315.7 \text{ kW/m}^2 \text{ (CHF)}$$



$$\Delta T_{sat} = 29.78 \text{ K}$$

$$q'' = 152.9 \text{ kW/m}^2$$

圖 3-26(d) 傾斜 45 度開放加熱面，氣體次冷度為 30 K ( $C_g = 0.0038$ )，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象



$$\Delta T_{sat} = 20.2 \text{ K}$$

$$q'' = 16.26 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 35.2 \text{ K}$$

$$q'' = 112.75 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 25 \text{ K}$$

$$q'' = 35.95 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 49.3 \text{ K}$$

$$q'' = 198.19 \text{ kW/m}^2 \text{ (CHF)}$$



$$\Delta T_{sat} = 30 \text{ K}$$

$$q'' = 68.44 \text{ kW/m}^2$$

圖 3-27(a) 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 2 mm，氣體次冷度為 0 K

( $C_g = 0$ )，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象



$$\Delta T_{sat} = 20.45 \text{ K}$$

$$q'' = 47.07 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 35.31 \text{ K}$$

$$q'' = 141.99 \text{ kW/m}^2$$



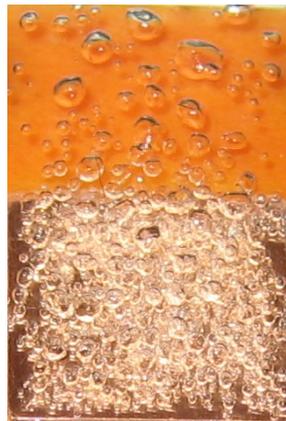
$$\Delta T_{sat} = 24.6 \text{ K}$$

$$q'' = 66.66 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 47.48 \text{ K}$$

$$q'' = 223.07 \text{ kW/m}^2 \text{ (CHF)}$$



$$\Delta T_{sat} = 30.21 \text{ K}$$

$$q'' = 101.28 \text{ kW/m}^2$$

圖 3-27(b) 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 2 mm，氣體次冷度為 10 K

( $C_g = 0.0016$ )，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象



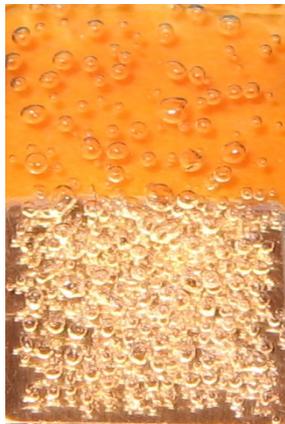
$$\Delta T_{sat} = 20.25 \text{ K}$$

$$q'' = 66.66 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 35.04 \text{ K}$$

$$q'' = 171 \text{ kW/m}^2$$



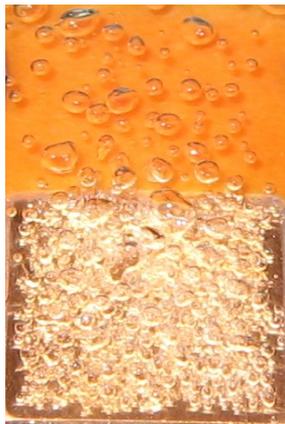
$$\Delta T_{sat} = 24.83 \text{ K}$$

$$q'' = 91.12 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 46.22 \text{ K}$$

$$q'' = 255.54 \text{ kW/m}^2 \text{ (CHF)}$$



$$\Delta T_{sat} = 30.14 \text{ K}$$

$$q'' = 129.47 \text{ kW/m}^2$$

圖 3-27(c) 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 2 mm，氣體次冷度為 20 K

( $C_g = 0.0029$ )，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象



$$\Delta T_{sat} = 20.01 \text{ K}$$

$$q'' = 80 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 35.12 \text{ K}$$

$$q'' = 202.27 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 25.2 \text{ K}$$

$$q'' = 114.8 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 45.04 \text{ K}$$

$$q'' = 293.48 \text{ kW/m}^2 \text{ (CHF)}$$



$$\Delta T_{sat} = 30 \text{ K}$$

$$q'' = 158.71 \text{ kW/m}^2$$

圖 3-27(d) 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 2 mm，氣體次冷度為 30

K ( $C_g = 0.0038$ )，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象



$$\Delta T_{sat} = 19.96 \text{ K}$$

$$q'' = 30.09 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 41.82 \text{ K}$$

$$q'' = 84.32 \text{ kW/m}^2 \text{ (CHF)}$$



$$\Delta T_{sat} = 24.96 \text{ K}$$

$$q'' = 49.94 \text{ kW/m}^2$$

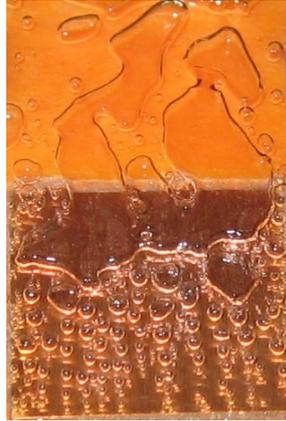


$$\Delta T_{sat} = 30.2 \text{ K}$$

$$q'' = 70.77 \text{ kW/m}^2$$

圖 3-28(a) 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 0.5 mm，氣體次冷度為 0

K ( $C_g = 0$ )，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象



$$\Delta T_{sat} = 19.59 \text{ K}$$
$$q'' = 48.62 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 42.12 \text{ K}$$
$$q'' = 95.04 \text{ kW/m}^2 \text{ (CHF)}$$



$$\Delta T_{sat} = 25.03 \text{ K}$$
$$q'' = 70.77 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 29.05 \text{ K}$$
$$q'' = 82.6 \text{ kW/m}^2$$

圖 3-28(b) 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 0.5 mm，氣體次冷度為 10

K ( $C_g = 0.0016$ )，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象



$$\Delta T_{sat} = 20 \text{ K}$$

$$q'' = 72.67 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 36.85 \text{ K}$$

$$q'' = 103.23 \text{ kW/m}^2 \text{ (CHF)}$$



$$\Delta T_{sat} = 25.09 \text{ K}$$

$$q'' = 89 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 31.01 \text{ K}$$

$$q'' = 100.08 \text{ kW/m}^2$$



圖 3-28(c) 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 0.5 mm，氣體次冷度為 20

K ( $C_g = 0.0029$ )，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象



$$\Delta T_{sat} = 19.55 \text{ K}$$
$$q'' = 82.6 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 34.5 \text{ K}$$
$$q'' = 114.8 \text{ kW/m}^2 \text{ (CHF)}$$



$$\Delta T_{sat} = 24.31 \text{ K}$$
$$q'' = 99.14 \text{ kW/m}^2$$



$$\Delta T_{sat} = 31.14 \text{ K}$$
$$q'' = 110.85 \text{ kW/m}^2$$

圖 3-28(d) 傾斜 45 度加熱面，間隙(S)為 0.5 mm，氣體次冷度為 30

K ( $C_g = 0.0038$ )，分別在低、中、高熱通量的池沸騰現象

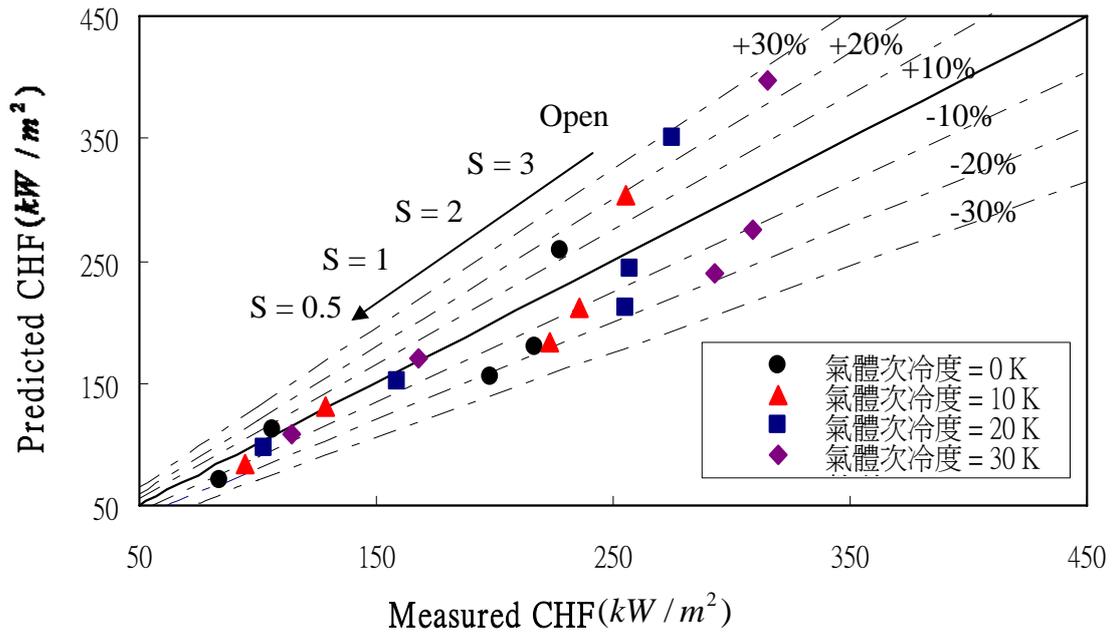


圖 3-29 不同氣體次冷態下，隨著間隙的減小，臨界熱通量(CHF)的

預測值與實驗值比較圖



## 第四章 結論

本論文主要是探討傾斜 45 度的加熱面，在介電液 FC-72 中加入可溶解氣體，對於不同間隙大小的池沸騰性能之影響，以及與加熱面水平及垂直的結果作比較。加入的可溶解氣體含量分別為 0、0.0016、0.0029 及 0.0038，間隙大小分別為 3、2、1、0.5 mm 以及開放式(無間隙)。根據實驗的結果可以歸納出下列幾個結論：

一、在相同的間隙下，增加可溶解氣體含量會讓起始沸騰有提早發生的情形，主要因為液體中含有氣體會使氣泡容易生成，所以在低過熱度下就會有沸騰產生，提早進入核沸騰區。而臨界熱通量不論在任何間隙皆會隨著氣體次冷度的增加而增加。

加入可溶解氣體在各間隙下都會有提升熱傳係數的趨勢，不論在高低熱通量時都可觀察到，隨著間隙越小，其提升的趨勢越明顯，但是在較高可溶解氣體含量( $C_g = 0.0038$ )下，熱傳係數隨著間隙減小已無明顯差異，顯示在高氣體含量時，各間隙的熱傳係數都已經有很明顯的提升，逐漸不受間隙的影響。如果繼續增加氣體含量，熱傳係數會趨於一致，但在中高熱通量，受到間隙逐漸減小的影響而使熱傳係數逐漸降低。

二、在相同的氣體次冷度下，起始沸騰也會隨著間隙的減小而提早發生，其原因為在較小的間隙下會使局部液體比較容易過熱，到達沸騰所需的過熱度，因此沸騰會提早發生，但是隨著氣體次冷度的上升，此種情況會越來越不明顯。在低熱通量(30%CHF以下)時，減小間隙使沸騰提早發生，熱傳係數也隨之提升。至中高熱通量(30%CHF~90%CHF)時，隨著間隙的減小，熱傳係數會逐漸降低，原因為間隙的減小，使得核沸騰區的氣泡合併提早發生，尤其間隙 0.5 mm 時最為明顯，蒸氣薄膜覆蓋在加熱表面使流體無法有效的補充至加熱面，為熱傳遞降低的主要原因。隨著間隙的減小，氣泡合併提早發生，臨界熱通量(CHF)也提早發生。

雖然減小間隙可以增加自然對流，但是其影響在低熱通量下較明顯。因為低熱通量下，熱傳遞從單相熱傳至初始雙相熱傳遞，能夠明顯的增加自然對流，進而增加熱傳係數；但是進入核沸騰區，小間隙反而使氣泡容易合併成大塊的氣膜覆蓋在加熱面，反而降低了熱交換，使壁面溫度升高，所以小間隙不利於高熱通量下的沸騰熱傳。本實驗發現間隙大小為 3 mm的結果為最佳，在高熱通量時其熱傳係數與開放加熱面相近，略高於間隙 2 mm，甚至在氣體次冷度為 0 K時的熱傳係數比開放的更好。而且在氣體次冷度 30K時，其低熱通量的熱傳係數甚至跟 0.5 mm一樣好。所以本實驗的最佳間隙大小為 3 mm。

三、在不同的加熱面角度( $\theta = 0^\circ$ 、 $45^\circ$ 、 $90^\circ$ )之下所做出的池沸騰熱傳實驗結果可以發現，在間隙較大的情況下( $S = 3\text{ mm}$ 、 $2\text{ mm}$ )時，加熱面角度為  $45^\circ$  為最佳傾斜角度；而在間隙較小的情況下( $S = 1\text{ mm}$ 、 $0.5\text{ mm}$ )時，加熱面角度為  $90^\circ$  為最佳傾斜角度；而加熱面角度  $0^\circ$  時，因為被檔板直接擋住了氣泡的流動方向，導致受到間隙的負面影響更為明顯。

四、經由經驗公式(3.6)比較實驗預測值與實際值的結果圖 3-29 得知，開放式與間隙  $3\text{ mm}$ 及間隙  $2\text{ mm}$ 的預測誤差值略大，約在  $\pm 10\%$  至  $\pm 20\%$  左右，隨著間隙減小至  $1\text{ mm}$ 及  $0.5\text{ mm}$ ，預測誤差值隨著減小到  $\pm 10\%$  以內。



## 參考文獻

1. Bar-Cohen, A. , 1992, “State-of-the Art and Trends in the Thermal Packaging of the Electronic Equipment,” J. Electronic Packaging , v.114 , pp. 257-270.
2. Isaacson, E. , and Isaacson, M. , 1975, “Dimensional Methods in Engineering and Physics,” Edward Arnold, London.
3. Katto, Y. , 1978, “Generalized Correlations for Critical Heat Flux of Natural Convection Boiling in Confined,” Trans. JSME , V. 44 , pp. 3908-3911.
4. Misale, M. , Guglielmini, G. , Frogheri, M. , and Bergles, A. E. , 1999, “ FC-72 Pool Boiling from Finned Surfaces Placed in a Narrow Channel : Preliminary Result” , Heat and Mass Transfer, v. 34 , pp. 449-452.
5. Kim, Yong Hoon and Suh, Kune Y. , 2003, “One-Dimensional Critical Heat Flux concerning Surface Orientation and Gap Size Effects,” Nuclear Engineering and Design , v. 226 , pp. 277-292.
6. 陳文忠, 2002” Study of Pool Boiling of Dielectric Fluid Fc-72 Between Two Plates” , 國立交通大學碩士論文。

7. Nishikawa, K., Fujita, Y., Uchida, S., Ohta, H., 1984,  
“Effect of surface configuration on nucleate boiling heat transfer,” International Journal Heat Mass Transfer, v. 27 ,  
pp. 1559-1571.
8. Chang, J. Y., You, S. M., 1996, “Heater orientation effects on pool boiling of micro-porous-enhanced surfaces in saturated FC-72, “ ASME J. Heat Transfer , v. 118 ,  
pp. 937-943.
9. Mohamed S. El-Genk and Huseyin Bostanci , 2003, “Combined Effects of Subcooling and Surface Orientation on Pool Boiling of HFE-7100 from a Simulated Electronic Chip”  
Experimental Heat Transfer , Volume 16, Number 4 / October / November / December 2003 , pp281 - 301.
10. Priarone A., 2005” Effect of surface orientation on nucleate boiling and critical heat flux of dielectric fluids” International Journal of Thermal Sciences, v. 44 ,  
pp. 822 - 831.
11. You, S. M., Simon, T. W., Bar-Cohen, A. and Hong, Y. S., 1995, “Effects of Dissolved Gas Content on Pool Boiling of

- a Highly Wetting Fluid,” Journal of Heat Transfer, v.117 , pp. 687-692.
12. Hong, Y. S., Ammerman, C. N., You, S. M., 1997, “Boiling characteristics of cylindrical heaters in saturated, gas saturated, and pure-subcooled FC-72,” J. Heat Transfer, v.119 , pp. 313-318.
13. Rainey, K. N., You, S. M., Lee, S., 2003, “Effect of pressure, subcooling, and dissolved gas on pool boiling heat transfer from microporous surfaces in FC-72,” Journal of Heat Transfer, v.125 , pp. 75-83.
14. 3M Company, 2002, Fluorinert™ Electronic Liquid FC-72, product Information.
15. Connor O., You J. P., Chang S. M., J. Y., 1996, “Gas-saturated pool boiling heat transfer from smooth and micro porous surfaces in FC-72,” Journal of Heat Transfer , v. 118 , pp. 662-667.
16. Kline, S. J., 1985, “The purpose of uncertainty analysis,” Journal Fluids Engineering, Vol.107, pp. 153-160.

17. You, S. M., Bar-Cohen, A. and Simon, T. W., 1990, "Boiling Incipience and Nucleate Boiling Heat Transfer of Highly-Wetted Dielectric Fluids From Electronic Materials", InterSociety Conference on Thermal Phenomena.
18. 吳克敏, 2006” Study of pool boiling heat transfer of dielectric fluid FC-72 with dissolved gas in a vertical narrow rectangular space” , 國立交通大學碩士論文。
19. Xia, Chunlin, Hu, Weilin, Guo, Zengyuan, 1996, “Natural Convective Boiling in Vertical Rectangular Narrow Channels,” Experimental Thermal and Fluid Science , v. 12 , pp. 313-324.
20. Monde, M., Kusuda, H., Uehara, H., 1982. Critical heat flux during natural convective boiling in vertical rectangular channels submerged in saturated liquid. Trans. ASME, J. Heat Transf, v. 104 , pp. 300-303.
21. Parker, Jack L., El-Genk, Mohamed S., 2005, “Enhanced saturation and subcooled boiling of FC-72 dielectric liquid,” International Journal of Heat and Mass Transfer v. 48 , pp. 3736-3752.

22. 黃智敏, 2005” Study of pool boiling of dielectric fluid FC-72 with dissolved gas between narrow rectangular space” , 國立交通大學碩士論文。
23. Rini, Daniel P., Chen, Ruey-Hung and Chow, Louis C., 2001,” Bubble Behavior and Heat Transfer Mechanism in FC-72 Pool Boiling “, Experimental Heat Transfer, v. 14 , pp. 27-44.



## 附錄

### 不準度分析

本實驗的不準度分析為參考 Kline, S. J. [16] 的方法，其分析方法如下：假設有一實驗值  $R$  是經由測量值  $x_1$ 、 $x_2$ 、 $x_3$ …… $x_n$  所計算而得，而這些測量值各有不準度為  $\frac{\delta x_1}{x_1}$ 、 $\frac{\delta x_2}{x_2}$ 、 $\frac{\delta x_3}{x_3}$ …… $\frac{\delta x_n}{x_n}$ ，

則  $R$  的誤差值為

$$\delta R = \frac{\partial R}{\partial x_1} \delta x_1 + \frac{\partial R}{\partial x_2} \delta x_2 + \frac{\partial R}{\partial x_3} \delta x_3 + \dots + \frac{\partial R}{\partial x_n} \delta x_n$$

因為  $\delta x_1$ 、 $\delta x_2$ 、 $\delta x_3$ …… $\delta x_n$  皆很小，所以  $\delta R$  可以近似為

$$\delta R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} \delta x_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} \delta x_2 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_3} \delta x_3 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} \delta x_n \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

所以  $R$  的不準度可以寫成

$$\frac{\delta R}{R} = \left[ \left( \frac{\frac{\partial R}{\partial x_1}}{R} \frac{\delta x_1}{x_1} \right)^2 + \left( \frac{\frac{\partial R}{\partial x_2}}{R} \frac{\delta x_2}{x_2} \right)^2 + \left( \frac{\frac{\partial R}{\partial x_3}}{R} \frac{\delta x_3}{x_3} \right)^2 + \dots + \left( \frac{\frac{\partial R}{\partial x_n}}{R} \frac{\delta x_n}{x_n} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$
$$= \left[ \left( \frac{\partial \ln R}{\partial \ln x_1} \frac{\delta x_1}{x_1} \right)^2 + \left( \frac{\partial \ln R}{\partial \ln x_2} \frac{\delta x_2}{x_2} \right)^2 + \left( \frac{\partial \ln R}{\partial \ln x_3} \frac{\delta x_3}{x_3} \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial \ln R}{\partial \ln x_n} \frac{\delta x_n}{x_n} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \dots (a)$$

上式即為某一實驗值  $R$  的不準度，利用上式即可算出本實驗總熱通量

( $q''_{total}$ )、熱損( $q''_{loss}$ )、過熱度( $\Delta T_{sat}$ )及熱傳遞係數( $h$ )的不準度。因

此實驗的不準度如下：

### (A) 總熱通量( $q''_{total}$ )不準度

總熱通量( $q''_{total}$ )是電流  $I$  與電壓  $V$  的乘積

$$q''_{total} = I \times V$$

由式(a)可得總熱通量的不準度為

$$\frac{\delta q''_{total}}{q''_{total}} = \sqrt{\left(\frac{\delta I}{I}\right)^2 + \left(\frac{\delta V}{V}\right)^2}$$

### (B) 熱損( $q''_{loss}$ )不準度

本實驗的熱損，由 2.5 節得知

$$q''_{loss} = q_{side} + q_{bottom} = 4k_i A_{side} \frac{T_1 - T_2}{l_{12}} + k_i A_{bottom} \frac{T_1 - T_3}{l_{13}}$$

將上式及及鐵氟龍的尺寸代入(a)式可得熱損的不準度為

$$\frac{\delta q''_{loss}}{q''_{loss}} = \left[ \left( \frac{\delta A_{side}}{A_{side}} \right)^2 + \left( \frac{\delta A_{bottom}}{A_{bottom}} \right)^2 + \left( \frac{\delta l_{12}}{l_{12}} \right)^2 + \left( \frac{\delta l_{13}}{l_{13}} \right)^2 + \left( \frac{T_1}{T_1 - T_2} \frac{\delta T_1}{T_1} \right)^2 + \left( \frac{T_1}{T_1 - T_3} \frac{\delta T_1}{T_1} \right)^2 + \left( \frac{T_2}{T_1 - T_2} \frac{\delta T_2}{T_2} \right)^2 + \left( \frac{T_3}{T_1 - T_3} \frac{\delta T_3}{T_3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

### (C) 測試片實際得到的熱通量不準度

測試片實際得到的熱通量為

$$q'' = q''_{total} - q''_{loss}$$

則由(a)式可得不準度為

$$\frac{\delta q''}{q''} = \sqrt{\left( \frac{q''_{total}}{q''_{total} - q''_{loss}} \frac{\delta q''_{total}}{q''_{total}} \right)^2 + \left( \frac{q''_{loss}}{q''_{total} - q''_{loss}} \frac{\delta q''_{loss}}{q''_{loss}} \right)^2}$$

(D) 過熱度( $\Delta T_{sat}$ )不準度

過熱度( $\Delta T_{sat}$ )是由測試片中的熱電偶(Thermocouple)所量測得之壁面溫度( $T_w$ )，減去 FC-72 在一大氣壓下的飽和溫度( $T_{sat}$ )而得

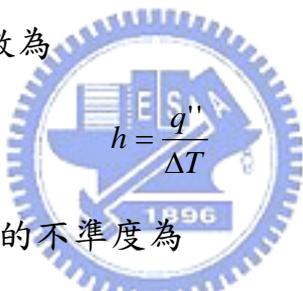
$$\Delta T_{sat} = T_w - T_{sat}$$

所以由(a)式可得過熱度的不準度為

$$\frac{\delta(\Delta T)}{\Delta T} = \sqrt{\left(\frac{\delta T_w}{T_w - T_{sat}}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_{sat}}{T_w - T_{sat}}\right)^2}$$

(E) 熱傳遞係數( $h$ )不準度

本實驗的熱傳遞係數為


$$h = \frac{q''}{\Delta T}$$

由(a)式可得熱傳遞係數的不準度為

$$\frac{\delta h}{h} = \sqrt{\left(\frac{\delta q''}{q''}\right)^2 + \left(\frac{\delta(\Delta T)}{\Delta T}\right)^2}$$