

國 立 交 通 大 學
機 械 工 程 研 究 所
碩 士 論 文

介電液 FC-72 混合可溶解氣體
在狹窄矩形空間的池沸騰研究

**Study of Pool Boiling of Dielectric Fluid FC-72 with
dissolved gas Between Narrow Rectangular Space**



研 究 生：黃智敏

指 導 教 授：盧定祖 博士

中 華 民 國 九 十 四 年 七 月

介電液 FC-72 混合可溶解氣體
在狹窄矩形空間的池沸騰研究

**Study of Pool Boiling of Dielectric Fluid FC-72 with
dissolved gas Between Narrow Rectangular Space**

研究生：黃智敏

Student : Chih-Min Huang.

指導教授：盧定昶

Advisor : Ding-Chong Lu

國立交通大學



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
July 2005
Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國九十四年七月

誌 謝

光陰似箭，短短的兩年研究所生活匆匆的就過了。在這裡不僅學習到做學問更深一層的方法與技巧，更讓我學習到待人處世接物與處裡事情的能力。雖然在此的時間不長，但是收穫豐碩，此刻將要離開，心中滿是不捨與感激。

本論文可以順利完成，首先感謝恩師 盧定昶教授嚴謹與殷切的教導，上至研究方法的指導與觀念的啟迪與導正，下至生活態度習慣養成，時時提醒糾正我們。特別感謝博士班余致廣學長在兩年期間，無論在實驗或是生活上都給予最大的幫忙與協助。亦感謝張好綺、許家棟、顏家宏以及褚偉建學長姐在課業上的指導並使我在外地求學也有像一家人溫暖的感覺。還要感謝我最要好的同窗好友阿璋、中彥、猴老大，感謝兩年多來的照顧，一起熬夜看書、拼實驗的日子是最難忘的時光，如果少了你們，我的研究所生涯一定不會如此多彩多姿。還要感謝學弟克敏的熱心幫忙。

更要感謝一直在我身邊陪伴我的家人，感謝我的爸爸媽媽總是給予我最大的支持與鼓勵，你們是我背後最佳的啦啦隊。感謝阿姨與姨丈，因為到新竹來讀書借住在家裡給你們添了很多的麻煩。最後感謝我的妹妹盈綺、大表姊欣潔、二表姊明潔與小表妹昀潔，謝謝你們總是在聽我訴苦與抱怨，當我的垃圾桶。有緣和你們相處是我這輩子最大的幸福。

謹以本文獻給我所有關心我的人，除了感謝還是感謝。

智敏 謹致

2005 年 7 月於風城交大

介電液 FC-72 混合可溶解氣體 在狹窄矩形空間的池沸騰研究

學生：黃智敏

指導教授：盧定昶

國立交通大學機械工程研究所

摘要

本論文是以介電液FC-72 為工作流體且溶入溶解性氣體，在一大氣壓下，探討在狹窄矩形空間的池沸騰特性。在狹窄矩形空間下方為面積 10mm×10mm的水平光滑銅片加熱面，上方為壓克力板，兩端以壓克力板檔住，可調整上下板的間隙距離S，間隙分為S=0.5mm、1mm、2mm、3mm四種。所加入的溶解性氣體為純空氣，溶解率 C_g 為0 與 0.0029。實驗目的在比較間隙大小、不同可溶解氣體濃度情況下，對起始過熱度、核沸騰熱傳與臨界熱通量的變化，並相互比較。實驗結果顯示，間隙大小對於池沸騰有很大的影響，不論有無加入可溶解氣體，其臨界熱通量皆隨著間隙變大而增大。加入可溶解氣體($C_g=0.0029$)比未加入可溶解氣體($C_g=0$)的熱傳係數高，且臨界熱通量都有明顯的提昇，但是對於溫度偏移現象沒有抑制作用。

Study of Pool Boiling of Dielectric Fluid FC-72 with dissolved gas Between Narrow Rectangular Space

Student : Chih-Min Huang

Advisor : Ding-Chong Lu

Institute of Mechanical Engineering
National Chaio Tung University

ABSTRACT

The goal of this thesis is to study the characteristics of pool boiling of dielectric Fluid FC-72 with dissolved gas in a narrow rectangular space under one atmosphere. The narrow rectangular space consists of a heated surface made of a smooth copper plate with 10mm×10mm area and a parallel acrylic plate with two confined side edges. The gap spacing S between the heated surface and the parallel acrylic plate are $S=3\text{mm}$ 、 $S=2\text{mm}$ 、 $S=1\text{mm}$ and $S=0.5\text{mm}$. The dissolve gas is pure air which is made up of nitrogen and oxygen. The dissolve rates C_g are 0 and 0.0029. The onset of boiling, nucleate heat transfer and critical heat transfer flux at different S and C_g were studied. The results showed the gap spacing laced great influence on critical heat transfer flux. Which could be increased with gap size increasing matter the air dissolved in FC-72 or not. The heat transfer coefficients of the case with $C_g=0.0029$ were much higher than those of the case with $C_g=0$, and the critical heat transfer flux would be increased as well.

目錄

	頁次
摘要.....	I
目錄.....	III
表目錄.....	V
圖目錄.....	VI
符號說明.....	IX
第一章 緒論.....	1
1.1 研究背景與目的.....	1
1.2 文獻回顧.....	3
第二章 實驗設備與方法.....	18
2.1 工作流體性質.....	18
2.2 實驗設備.....	18
2.3 實驗步驟.....	22
2.4 熱損失實驗.....	24
第三章 結果與討論.....	31
3.1 實驗條件.....	31

3.2 不準度分析.....	31
3.3 熱損失估算.....	32
3.4 實驗數據整理與分析.....	32
3.5 實驗結果歸納.....	39
3.6 實驗結果討論.....	40
第四章 結論與未來方向.....	68
附錄 不準度分析.....	70
參考文獻.....	72



表目錄

	頁次
表 2-1 介電液 FC-72 在一大氣壓下之基本性質.....	26
表 2-2 可溶解氣體的含量表.....	27
表 3-1 實驗不準度.....	42



圖目錄

	頁次
圖 1-1 開放式、小間隙四端開放與小間隙兩端開放差異圖	14
圖 1-2 池沸騰曲線圖	14
圖 1-3 氣泡半徑 r_c 、接觸角 β 與表面張力關係圖	15
圖 1-4 氣體飽和態示意圖	16
圖 1-5 氣泡位置與影響範圍	16
圖 1-6 R113 之沸騰曲線圖	17
圖 1-7 狹窄空間中的沸騰現象	17
圖 2-1 系統設備示意圖	27
圖 2-2 加熱片設備示意圖	28
圖 2-3 加熱裝置組織示意圖	29
圖 2-4 填充 Omegabond 600 於鐵氟龍之凹槽內	29
圖 2-5 鐵氟龍熱損實驗熱電偶配置圖	30
圖 3-1 熱損估算	43
圖 3-2 $C_g=0$ ， $S=3\text{mm}$ 時的池沸騰曲線	44
圖 3-3 $C_g=0$ ， $S=2\text{mm}$ 時的池沸騰曲線	45
圖 3-4 $C_g=0$ ， $S=1\text{mm}$ 時的池沸騰曲線	46
圖 3-5 $C_g=0$ ， $S=0.5\text{mm}$ 時的池沸騰曲線	47

圖 3-6 $C_g=0$ ，四種間隙的池沸騰曲線	48
圖 3-7 $C_g=0$ ，四種間隙在低過熱度的池沸騰曲線放大圖	49
圖 3-8 $C_g=0$ ，四種間隙的熱傳係數	50
圖 3-9 $C_g=0$ ，四種間隙在低熱通量的熱傳係數放大圖	51
圖 3-10 $C_g=0.0029$ ， $S=3\text{mm}$ 時的池沸騰曲線	52
圖 3-11 $C_g=0.0029$ ， $S=2\text{mm}$ 時的池沸騰曲線	53
圖 3-12 $C_g=0.0029$ ， $S=1\text{mm}$ 時的池沸騰曲線	54
圖 3-13 $C_g=0.0029$ ， $S=0.5\text{mm}$ 時的池沸騰曲線	55
圖 3-14 $C_g=0.0029$ ，四種間隙的池沸騰曲線	56
圖 3-15 $C_g=0.0029$ ，四種間隙在低過熱度的池沸騰曲線放大圖	57
圖 3-16 $C_g=0.0029$ ，四種間隙的熱傳係數	58
圖 3-17 $C_g=0.0029$ ，四種間隙在低熱通量的熱傳係數放大圖	59
圖 3-18 $S=3\text{mm}$ ，兩種氣體含量的池沸騰曲線比較圖	60
圖 3-19 $S=2\text{mm}$ ，兩種氣體含量的池沸騰曲線比較圖	61
圖 3-20 $S=1\text{mm}$ ，兩種氣體含量的池沸騰曲線比較圖	62
圖 3-21 $S=0.5\text{mm}$ ，兩種氣體含量的池沸騰曲線比較圖	63
圖 3-22 $S=3\text{mm}$ ，兩種氣體含量的熱傳係數比較圖	64
圖 3-23 $S=2\text{mm}$ ，兩種氣體含量的熱傳係數比較圖	65
圖 3-24 $S=1\text{mm}$ ，兩種氣體含量的熱傳係數比較圖	66



符號	號	說	明
符號		物理意義	單位
A		面積	m ²
S		間隙大小	m
G		重力加速度	m/s ²
M		莫爾數	mole
M*		分子量	kg/kmole
T _w		壁面溫度	°C
ΔT		過熱度	°C
ΔT _{sub,gas}		氣體次冷度	°C
T _g		氣體溫度	°C
T _{sat}		飽和溫度	°C
T _{bulk}		容器溫度	°C
H(T _{bulk})		亨利常數	moles/mole-kPa
Q		加熱量	W
q''		熱通量	kW/m ²
k		熱傳導係數	kW/mK
h		熱傳係數	kW/m ² K
R		氣體常數	kJ/kgK

P_g	氣體壓力	kPa
P_v	蒸氣壓力	kPa
P_f	流體壓力	kPa
P_t	總壓力	kPa
r_c	氣泡半徑	m
σ	表面張力	N/m
ρ	密度	kg/m ³
ρ_l	液體密度	kg/m ³
ρ_v	氣體密度	kg/m ³
μ	黏滯係數	kg/mS
ν	比容	m ³ /kg



第一章 緒論

1.1 研究背景與目的

現代的高科技產業技術進步快速，半導體新製程的技術不斷的推出，但在縮小晶片體積與面積的同時，電晶體與導線的數目卻是以倍數成長，因而元件單位面積內的消耗功率與熱通量遽增。為了兼顧縮小電子元件的幾何尺寸與提高工作效能，電子元件面臨高熱通量所產生的高溫所導致產生訊號干擾。一般普通的散熱方式是以風扇及散熱鰭片產生強制對流而與元件作熱交換，但由於空氣的熱傳係數較小，故此傳統的散熱方式已無法滿足現今電子元件高熱通量的冷卻需求，例如利用介電液來增強散熱的技術是必然的趨勢。

介電液被使用於電子散熱只要是因為其無毒、不起化學反應及極高介電性強度。最早使用浸泡式的紀錄可以追溯到 1940 年代的美國軍用電子系統，而 1980 年代末期的超級電腦如 Cray-2 與 ETA-10 皆以氟碳介電液 FC-77 的局部沸騰所造成的強制對流，以得到最佳的散熱能力來改善高溫的問題。本篇論文是選用由 3M 公司所生產的氟碳化合物 FC-72 作為工作流體，利用此種液體在核沸騰區的良好熱傳特性以達到較佳的散熱效果。

McAdams 等人[1]以水為工作流體作池沸騰實驗，發現將空氣溶

入水中，在起始沸騰與中度核沸騰時熱傳效果較在相同次冷度下而未加入空氣的機制為佳。在 Pike[2]等人以及 Behar 等人[3]在以鎳絲為加熱絲、水為工作流體加入空氣的池沸騰研究中，也有獲得相似的實驗結果。在許多高密度的平行印刷電路板之間的散熱問題是屬於本論文中所討論的微小間隙的池沸騰機構，因為其熱傳現象與一般開放式的池沸騰機制不相同，再考慮加入可溶解氣體於工作流體中以達到熱傳增強作用，因此有進一步研究的必要。

空間間隙大小與所加入可溶解氣體的量為本論文兩大重要參數。如圖 1-1 為開放式沸騰、小間隙(四端開放)沸騰與小間隙(兩端開放兩端封閉)沸騰的示意圖。開放式沸騰乃加熱面上方開放，讓氣泡自由脫離；小間隙(四端開放)沸騰是上方為擋板，下方為加熱面，上下兩板互相平行，氣泡可由四端逸出；小間隙(兩端開放兩端封閉)沸騰則是上方為擋板，下方為加熱面，其中兩端也加上擋板，形成一狹小間隙，氣泡可由其兩端開放處逸出。

本文的研究目的為探討 FC-72 在溶入微量可溶解氣體之後，在小矩形間隙中之池沸騰熱傳特性，進而模擬電子元件微小化後在微小矩形管道內的散熱問題，並比較不同間隙與可溶解氣體的濃度之熱傳特性。

1.2 文獻回顧

1.2.1 沸騰曲線

1943年 Nukiyama[4]以白金絲浸入水中加熱而做出熱通量 q'' 對過熱度 ΔT 的沸騰曲線圖，如圖 1-2 所示。沸騰曲線可分為四個區域：

(1) 自然對流區：

液體在加熱表面的流體運動，因受到加熱而產生密度變化而引起自然對流，此時並無氣泡產生，即 a-b。

(2) 核沸騰區：

當熱通量繼續增加至某定值時，金屬絲表面開始有氣泡產生，此時的過熱度稱為起始過熱度，即圖中 c。當起始過熱度過高時，可能會使材料產生熱應力而影響材料的壽命。當熱通量不斷升高，氣泡迅速形成且快速升至液面消失，此過程稱為核沸騰，即圖中 d-e-f。在此區域中可以發現其熱傳效果遠大於自然對流區。而當熱通量繼續升高，產生氣泡的速率大於氣泡脫離表面的速率時，所產生的氣泡幾乎覆蓋整個加熱面而阻礙了冷液體與加熱面接觸，若繼續加熱，則過熱度會突然跳增而使得元件燒毀，此點 f 被稱為臨界熱通量(Critical heat flux)。

(3) 不穩定薄膜沸騰：

此區代表由核沸騰變為薄膜沸騰之不穩定區，此時加熱面會被液

體和氣體交互覆蓋，即圖中 f-g。

(4) 穩定薄膜沸騰：

隨著熱通量的增加，氣泡數亦隨之增加，使得加熱面被一蒸氣薄膜所完全覆蓋，則稱為薄膜沸騰，圖中 g-h。

1.2.2 成核理論

沸騰起始於一微小氣核的產生，液相裡氣核的產生即稱為成核。

一般氣泡的形成可分為均質成核與非均質成核兩種模式。

(1) 均質成核(homogeneous nucleation)：

Volmer[5]利用典型的比例理論(rate theory)推測，欲存在氣相，則許多分子就必須有較高的活化能(activation energy)，這些帶有活化能的分子經由強烈的碰撞而產生氣泡。根據這個理論發現如果純液體的成核需要極高的過熱度，例如一大氣壓下的水就需要 50°C 的過熱度。

假設在一理想錐形孔穴內有氣體存在，其接觸角(Contact angle) β 為 90°，半徑為 r_c 的半球形氣泡，如圖 1-3 所示。為了滿足表面張力、氣泡與流體壓力相互平衡，則

$$P_g - P_f = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (1.1)$$

而過熱度則為

$$T_g - T_{sat} = \Delta T_{sat} = \frac{RT_{sat}^2}{i_{fg} M} \frac{2\sigma}{P_f r_c} \quad (1.2)$$

(2) 非均質成核(heterogeneous nucleation)：

一般的沸騰現象大多源自於外來物質影響成核，例如在表面上一定會存在小凹穴或小瑕疵。而這些凹穴中可能存在一些可溶解氣體，成為氣泡所產生的位置，因而大幅降低成核所需的過熱度。

1.2.3 影響池沸騰基本性能的參數

池沸騰是一種沒有強制對流的熱傳機制，具有很高的熱傳係數 K 。例如水的熱傳係數可達 $4000\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ ，而且其熱傳係數會隨著熱通量及表面過熱度的增加而增加。影響池沸騰的基本性能參數，如可溶解氣體的含量、加熱面角度、加熱面的表面粗糙度等。

You 等人[6，7]探討可溶解氣體對於FC-72 於池沸騰之影響中，可溶解氣體的含量以 C_g 表示：

$$C_g = \frac{M_{gas}}{M_{liquid}} \quad (1.3)$$

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：

$$\Delta T_{sub,gas} = T_{sat}(P_t) - T_{bulk} = T_{sat}(P_t) - T_{sat}(P_v) \quad (1.4)$$

根據 Henry's Law，可溶解氣體的含量 C_g 可寫成：

$$C_g = H(T_{bulk}) P_g \quad (1.5)$$

其中 $H(T_{bulk}) = 5.5 \times 10^{-5}$ (moles/mole-kPa)。

氣體次冷度可控制可溶解氣體加入的量，假如[6]在 FC-72 中可溶解氣體含量少於 0.0025 moles gas/mole liquid 則對於起始沸騰無影響；但若在高可溶解氣體含量，即高於 0.0056 moles gas/mole liquid 時，則可以明顯降低起始與核沸騰的過熱度，且溫度偏移現象會因可溶解氣體的含量增加而減小。

Hong 等人[8]以 FC-72 為工作流體、以圓柱狀加熱棒為加熱器，探討在飽和狀態、氣體飽和態以及純次冷態而沒加入可溶解氣體時的沸騰特性。結果表示若加熱棒長度固定，則熱增強的程度隨著可溶解

氣體的含量增加而增高。而且在純次冷態，壁面過熱度與次冷度的大小無絕對關係。

You 等人[9]以 FC-72 以高濕性介電液為工作流體、一直徑 0.51mm、長度 25.4mm 之特殊加工水晶原柱為加熱棒，探討壓力、次冷度以及可溶解氣體含量對於池沸騰的影響。結果發現當壓力增加 56KPa 時，在完全發展(fully-developed)核沸騰區域的過熱度降低約 3 °C，在氣體飽和態(gas-saturated)下，核沸騰熱傳的增強效果比純次冷態更加有效。

Fujiia 等人[10]以多孔性與光滑面平板作池沸騰研究，平板以水平、傾斜 45 度角以及垂直三種方式擺置。結果發現，以垂直擺置的光滑面熱傳效果最佳，水平光滑面效果最差。

Nishikawa 等人[11]觀察加熱面角度對池沸騰的影響，發現傾斜角越大，其池沸騰現象越早發生，起始過熱度越小，其熱傳係數也越高。但是在高熱通量時，不同傾斜角的曲線會重疊在一起，顯示高熱通量核沸騰與傾斜角沒有絕對的關係。

一般說來，加熱面上的孔穴影響了氣泡生成的效果，而加熱表面的粗糙度則控制孔穴的分佈及尺寸。若氣泡能容易生成，則可以大大降低起始過熱度而提高核沸騰的熱傳能力。

Anderson 等人[12]使用 FC-72 搭配三種不同的加熱表面於池沸騰

熱傳分析，三種加熱表面分別為：

- (1) 噴砂及氣體沉積方式改變粗糙度。
- (2) 表面延伸出微緒結構。
- (3) 0.3mm 人工何孔穴群。

結果發現，表面粗糙度的增加，可以提早發生沸騰現象，進而減少遲滯現象發生；微緒結構可有效的增加熱傳效果；人工孔穴群使得起始過熱度降低以及提高臨界熱通量。

1.2.4 起始過熱度 ΔT_s

流體由單向熱傳的自然對流變為雙向熱傳的核沸騰，此時加熱面溫度(T_w)與液體飽和溫度(T_{sat})的溫度差即稱為起始過熱度(ΔT_s)。對某一流體其起始過熱度並非為一定值，You 等[13]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。當氣泡在生成時，會有過熱度突然降低的現象，此現象即稱為遲滯現象。這是因為氣泡在生成時會使熱傳係數增高，而使過熱度降低。

1.2.5 核沸騰區的熱傳係數

池沸騰的熱傳係數 h 定義為熱通量 q'' 除以過熱度 ΔT ，即 $h = \frac{q''}{\Delta T}$ 。

Rohsenow[14]認為氣泡脫離脫離表面時所產生的擾動，乃是池沸騰高熱傳係數的主因。他以氣泡脫離的直徑為特徵長度(L_c)，即

$$L_c = \left[\frac{3\sigma}{(\rho_l - \rho_v)g} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.1)$$

他所發展出的一套關係式

$$\left(\frac{Cp_l \Delta T_{sat}}{i_{lv}} \right) = C_{sf} \left[\frac{q''}{\mu_l i_{lv}} \left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{0.33} \left[\frac{Cp\mu}{k} \right]_l^{m+1} \quad (2.2)$$

其中 C_{sf} 會因不同的表面加工而改變。而 m 會因為工作流體不同而不同，例如工作流體為水， $m=0$ ；若為其他流體，則 $m=0.7$ 。

由上式所示，可得知熱通量或熱傳遞係數與過熱度有極大的關係，乃是池沸騰熱傳的重要因素之一。因為氣泡的脫離直徑與重力以及氣泡內的壓力有關，當加熱面傾斜加熱時，氣泡的脫離半徑比水平時要來的大。而觀察上述池沸騰公式得知，當其他條件不變，而氣泡脫離直徑變小熱傳係數會變大。但是在傾斜的情況下，若只單就氣泡的直徑大小是無法得知全部性的關係。因為氣泡會在平行於加熱面滑動而使得情況更為複雜，加熱面的長度以及寬度亦是重要的影響因素。

Mikic[15]等以單一成核址為考慮的模式，假設蒸氣與液體的互換為核沸騰主要的沸騰熱傳機制。即當一氣泡成長脫離熱表面之後，氣泡的尾流將帶著熱邊界層的液體遠離，此時冷液體則填補氣泡離開留下的位置。在冷液體與熱表面接觸後，接觸表面的熱量將以暫態熱傳導的方式傳給新接觸的冷液體，使其溫度上升、成核、氣泡成長再脫

離，而將表面的熱量帶給主流的液體，並開始另一個循環。

Bonjour 等[16]在加熱片上製造許多成核孔穴以觀察氣泡生長、合併與熱傳之間的關係。結果發現當孔穴間距較小時，氣泡合併使得微薄膜的範圍增加，而熱傳係數也因而增加。實驗放大孔穴間距時，氣泡沒有產生合併的現象，但是熱傳效果卻較小孔穴時為佳。若再放大孔穴間距，熱傳係數卻降低。故作者認為氣泡脫離時，會將附近流體一併帶起，此範圍稱為影響區域，如圖 1-5 所示。當影響區域相切時，熱傳係數最大；而當影響區域重疊或相距過遠時，熱傳係數便下降。



1.2.6 臨界熱通量

Gu 與 Lu [17]將池沸騰熱傳好壞與否的因素簡化為三項：

- (1) 氣泡的出現率，與工作流體的熱傳導係數 k 成正相關，而與工作流體由液體轉變為氣泡時焓值的改變 Δh 成負相關，所以 $(\frac{k}{\Delta h})$ 可用以預測氣泡的出現率。
- (2) 氣泡的脫離率，與氣泡及流體的密度差 $\Delta\rho$ 成正相關，而與表面張力 σ 成負相關，所以 $(\frac{\Delta\rho}{\sigma})$ 可用以預測氣泡的脫離率。
- (3) 氣泡的上升速度與密度差 $\Delta\rho$ 成正相關，而與液體黏滯阻力係數 μ 成負相關，故 $(\frac{\Delta\rho}{\mu})$ 可用來預測氣泡的上升速度。

作者認為熱傳應與以上三項及過熱度 ΔT 成正比，因而得到

$$q'' = \frac{k\Delta\rho\sigma^3(\Delta T)}{(\Delta h)\mu^4} \quad (2.5)$$

將計算結果與 R113 的實驗結果加以比較可得如圖 1-6 所示，由圖中可觀察到預測出的結果有最大值，雖大小差距頗大，可是形狀相似，預測最大熱通量發生在過熱度 $\Delta T = 30^\circ\text{C}$ 。

次冷度對於臨界熱通量 (CHF) 也有很大的影響。Arik 與 Bar-Cohen[18]於 1998 年發現當次冷度越大，則 CHF 值也會隨之增大。他們定義次冷度為 $\Delta T_{sub} = T_{sat} - T_{bulk}$ ，當次冷度越大，則 CHF / CHF_{sat} 的值也會隨之增大，其中 CHF_{sat} 是在一大氣壓，飽和溫度為 56.6°C 所得之臨界熱通量。



1.2.7 小間隙池沸騰研究文獻回顧

現今電子元件體積日益縮小且功率越來越高，必須尋找更有效的散熱裝置。已有預測指出將來積體電路所產生的熱通量會高達 $100\text{W}/\text{cm}^2$ 以上，且溫度也將高達 85°C [19, 20]。電子元件的密集度越高，散熱的問題就越重要，所以研究微小空間之熱傳特性是有其相當的必要性。

小間隙的池沸騰研究有的改變加熱表面，如光滑面、加入散熱鰭片、加強其表面粗糙度。上述各種方法是屬於被動式的熱增強方式，以下就是相關的研究文獻：

Isaacson[21] & Katto[22]建立一套無因次參數之關係式，可用來精準的預測小間隙池沸騰發生之時機，如下式所示：

$$\frac{\frac{q_{cr}}{H_{fg} \rho_g}}{\left[\sigma g \frac{(\rho_f - \rho_g)}{\rho_g^2} \right]^{\frac{1}{4}}} = \frac{1}{4.59 + 0.11 \left(\frac{H}{D} \right)} \quad (1.3)$$

其中H為加熱面之長度、D為間隙大小、 q_{cr} 為臨界熱通量。

Yao & Chang[23]以 R-133、丙酮及水為工作流體，在垂直圓柱與圓筒之間的狹窄流道作池沸騰分析，以 Bond Number、Boiling Number 及間隙大小來比較熱傳性能之比較，發現其結果與平板式加熱片結果相仿，有一定最佳的間隙值，並將加熱面沸騰現象分成三個時期，如圖 1-7 所示。



(a) 氣泡變形脫離(Isolated deformed bubbles)。

有少數半圓球狀的氣泡在加熱面底部，通常發生在小間隙或是低熱通量的情況下。

(b) 變形氣泡相互結合(Coalesced deformed bubbles)。

此時氣泡相互合併，形成一蒸氣柱，沿著加熱面向上流動，通常發生於小間隙與中熱通量。

(c) 接近燒乾以及燒乾後狀態(Near-dryout and post-dryout condition)。

加熱面表面乾枯，此時熱通量已很接近臨界熱通量。

Misale 等人[24]以 FC-72 為工作流體、兩種不同深寬比的鰭片加熱面，研究在間隙 2mm 與 0.5mm 之沸騰熱傳。實驗發現若加熱面為垂直，間隙大小對池沸騰較無太大影響；而加熱面為水平時，小間隙會對池沸騰有負面影響，且臨界熱通量也會下降。

陳文忠[25]在一大氣壓下，以 FC-72 為工作流體、銅片為加熱片，研究在兩平板間小間隙之池沸騰現象。其加熱面角度分別為 0° 、 45° 及 90° ，間隙大小為 0.5mm~2.0mm。實驗結果發現在低熱通量時，小間隙相較於開放式而言會有較佳的熱傳導係數，尤其以間隙為 0.5mm 時最為明顯。間隙大小對水平加熱有明顯的抑制效果，幾乎無法判別何時為起始過熱度。

張好綺[26]以 FC-72 為工作流體研究在狹窄矩形空間中之池沸騰分析，發現在水平加熱時，氣泡流動方向與流體的補充方向相反，且沒有熱虹吸效應的幫助，氣泡小間隙內運動方向游移不定，且氣泡脫離加熱面受到擋板的阻礙也較垂直加熱面來的嚴重。實驗中低熱通量時，間隙 $S=1\text{mm}$ 有最佳熱傳係數；高熱通量時，開放式有最佳熱傳係數。

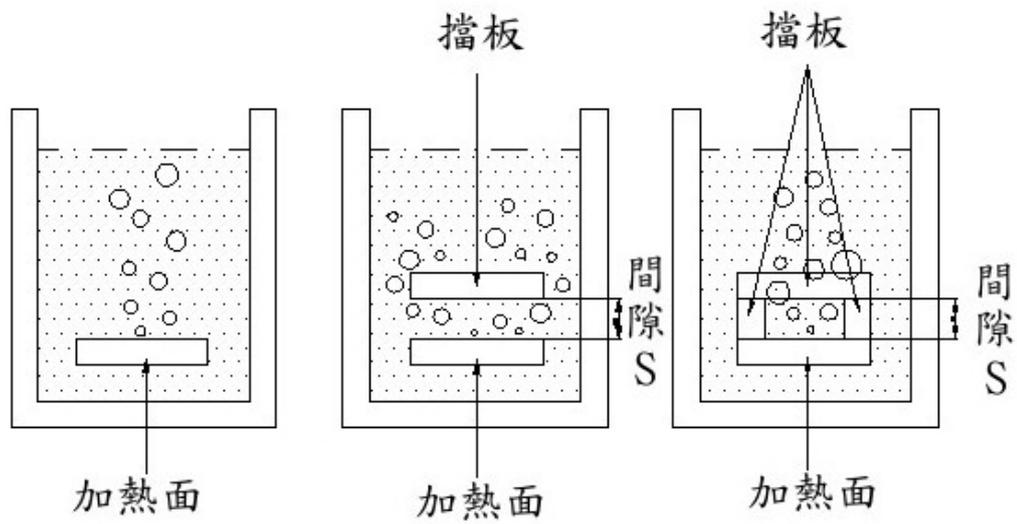


圖 1-1 開放式、小間隙四端開放與小間隙兩端開放差異圖

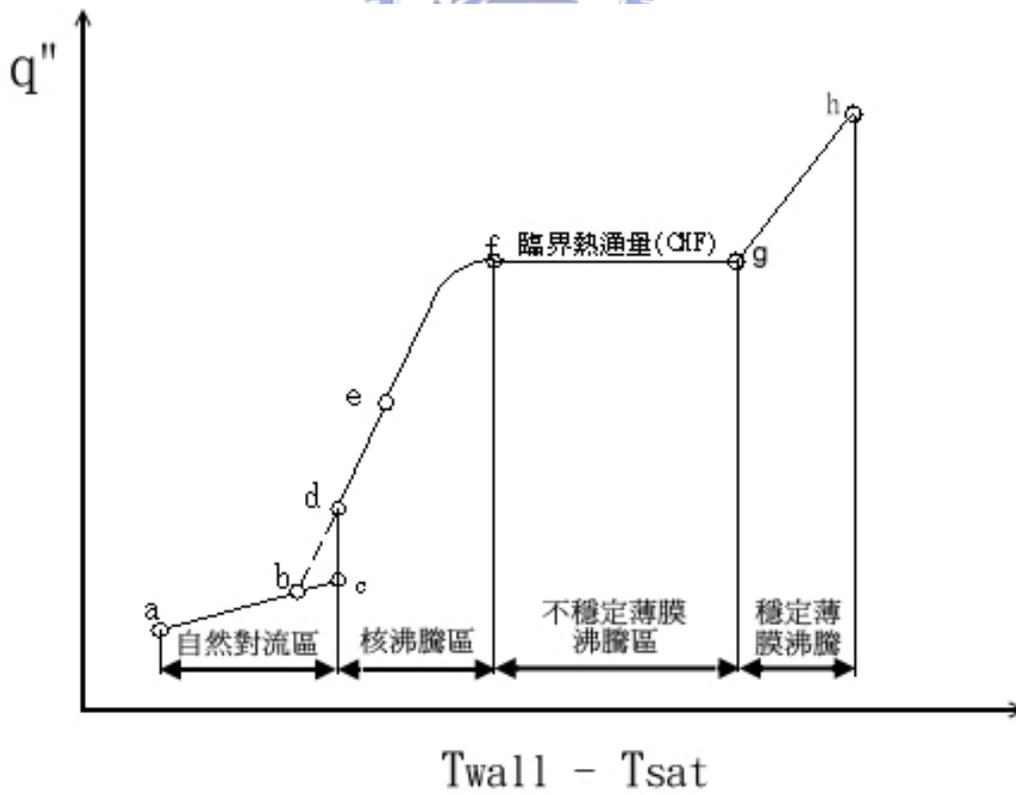
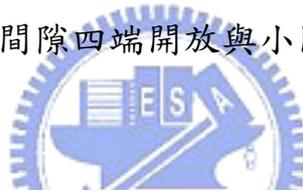


圖 1-2 池沸騰曲線圖

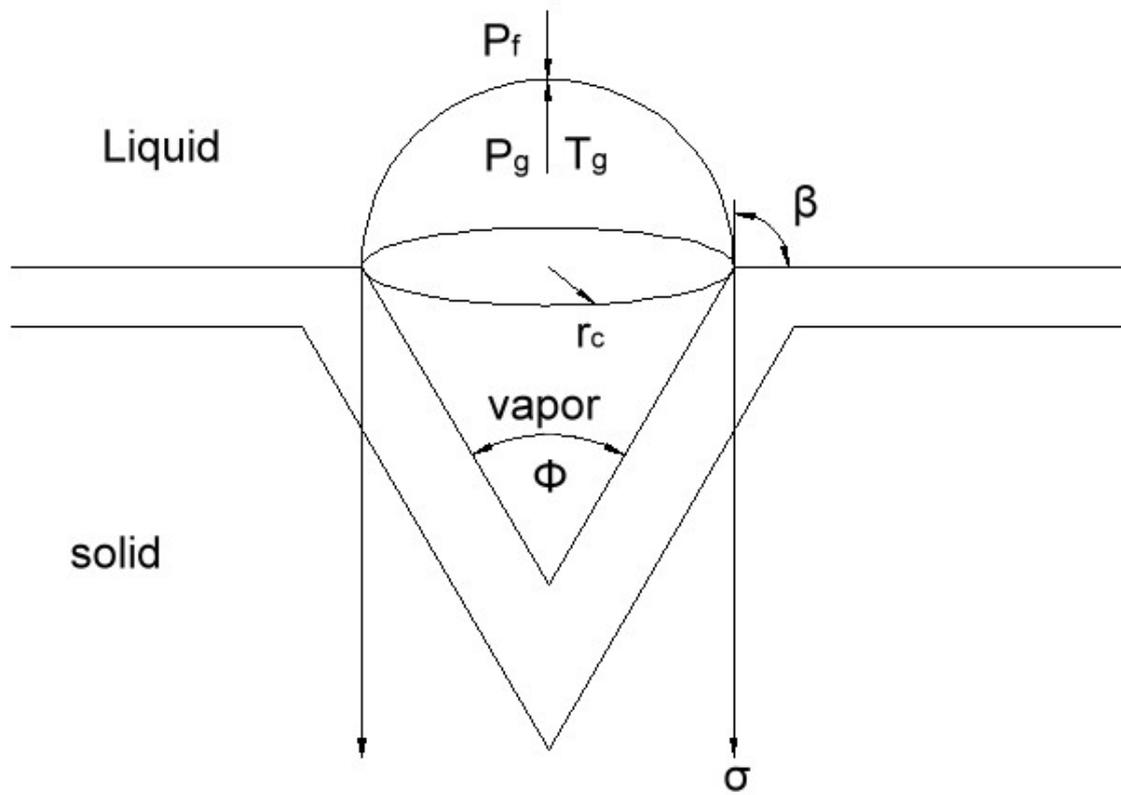


圖 1-3 氣泡半徑 r_c 、接觸角 β 與表面張力關係圖

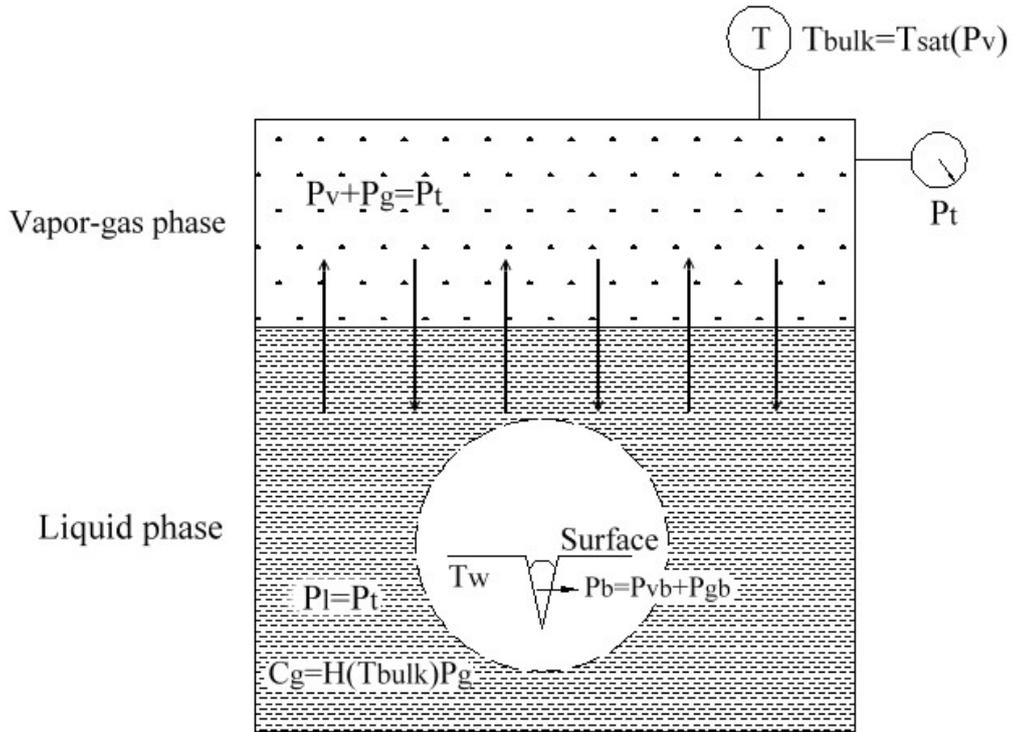


圖 1-4 氣體飽和態示意圖[6]

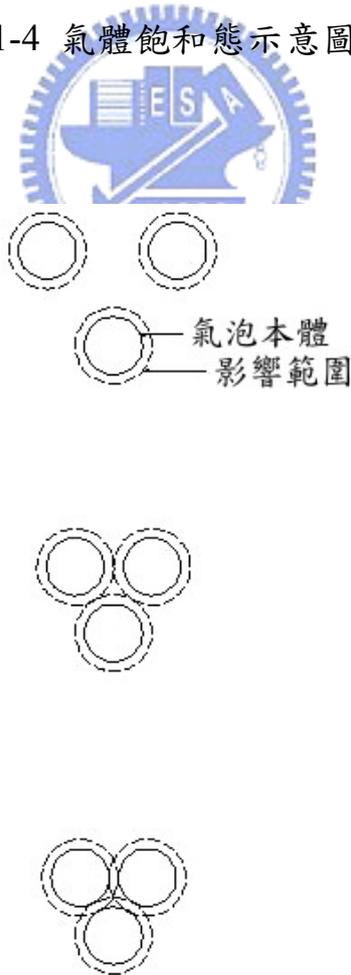


圖 1-5 氣泡位置與影響範圍

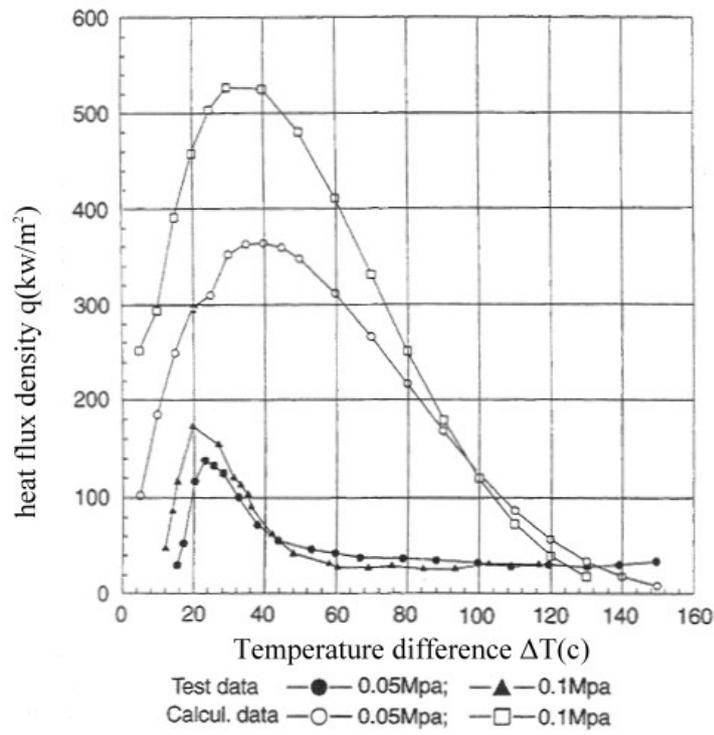


圖 1-6 R113 之沸騰曲線圖[17]

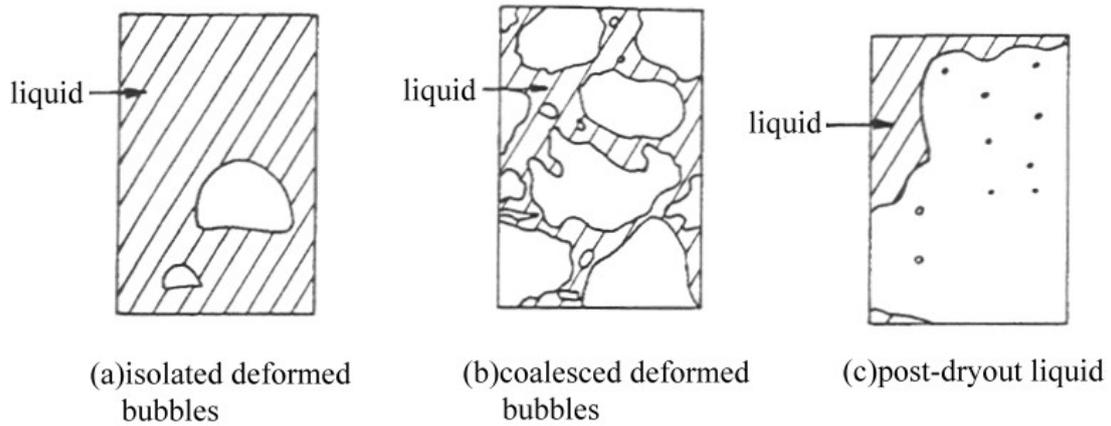


圖 1-7 狹窄空間中的沸騰現象[23]

第二章 實驗設備與方法

2.1 工作流體性質

本實驗所使用工作流體FC-72 為 3M公司所生產之過氟碳化合物 (Perfluorocarbon Fluid)，其化學式為 C_6F_{14} ，是一種不可燃、不具毒性的惰性液體。其在一大氣壓下的沸點為 $56.6^{\circ}C$ ，臨界溫度為 $178^{\circ}C$ ，介電強度為 $42KV(2.54mm)$ ，可溶解氣體的含量可高達 $48(ml\ gas/100ml\ liquid)$ 。FC-72 其他熱物理性質整理於表 2-1，[27]。

2.2 實驗設備

本次實驗為介電液 FC-72 混合可溶解氣體於狹窄矩形空間之池沸騰分析，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，見圖 2-1。

(1) 加熱系統

本實驗所使用的加熱裝置由絕熱覆板、測試片、電加熱片及絕熱基底所組成，如圖 2-2 所示。銅片面積為 $10mm \times 10mm$ ，厚度為 $2mm$ ，並利用細砂紙將其表面拋光。在距離底面 $1mm$ 處埋設兩根直徑 $0.5mm$ 之 E-type 熱電偶，並取兩根熱電偶的平均值。熱電偶量到的溫度 T_i 需要以傅立葉 (Fourier) 一維熱傳導定律修正為試片表面溫度 T_w ：

$$T_w = T_i - \frac{QL}{kA} \quad (3.1)$$

其中 L 為熱電偶到測試板的距離。

實驗中，測試片周圍加上一絕熱覆板作為絕熱，絕熱覆板為體積 $50\text{mm} \times 30\text{mm} \times 2\text{mm}$ 之電木（熱傳導係數 0.23W/mk ），並且利用塑膠螺絲把測試片、電加熱片與鐵氟龍絕熱基座緊密結合，減少實驗上的熱損失誤差，見圖 2-3。

加熱片為面積 $10\text{mm} \times 10\text{mm}$ 的鎳鉻絲電阻片。加熱電源則由一功率可達 150W 的直流電源供應器提供，輸出電壓範圍為 $0\sim 30$ 伏特、電流為 $0\sim 5$ 安培。在加熱片下方墊有一塊鐵氟龍，而鐵氟龍的熱阻值極大(熱傳導係數 0.35W/mK)，可以減少由下方的熱損。因為鐵氟龍無法耐太高的溫度，故在加熱片下方挖有一面積 $13\text{mm} \times 13\text{mm}$ 、深度 1mm 的溝槽，如圖 2-4 所示，並塗以 Omegabond 600(熱傳導係數 $1.4\sim 1.7\text{W/mK}$)藉以保護鐵氟龍。

(2) 測試容器

容器為一內徑 30cm 、壁厚 3mm 、高 20cm 的不鏽鋼圓桶，在前端與側端各裝置一直徑 10cm 、厚 10mm 的強化石英玻璃窗，可用以觀察實驗進行狀況。而容器上方之圓蓋與容器本體接合部份，則夾擠 VITON 的 O 型環，其材質具有抗腐蝕的特性，用來防止 FC-72 洩漏的問題。容器內插有兩支電阻為 200Ω 的 PT200 型電阻式測溫器

(RTD)，用以量測液面下液體及液面上蒸汽的溫度。另有一支壓力感應範圍為 1~4 個大氣壓的電子式壓力轉換器，由一電源供應器供給直流電，當感應到壓力時即輸出 1~5 伏特的電壓，再經由校正曲線即可換算出壓力，以確定容器內之壓力為所要求之飽和壓力。

另外在測試容器內有一組冷凝盤管，冷凝盤管外接恆溫水槽，可用來冷卻 FC-72 的蒸汽，以維持容器內壓力的恆定。

(3) 除氣系統

為了實驗的精準性，故必須進行除氣的動作，以除去 FC-72 內所有的可溶解氣體。先利用容器外圍的電加熱絲加熱容器內的 FC-72 使之沸騰，而 FC-72 的蒸汽以及可溶解氣體會沿著管路流至冷凝器，並和冷卻系統作熱交換，使 FC-72 蒸氣變回液體流回測試容器內。因為 FC-72 在一大氣壓下的凝結溫度(56.6°C)遠高於可溶解氣體，所以大部分 FC-72 在冷凝器內便為液體流回測試容器內，而少部份 FC-72 與可溶解氣體會從積存容器的排氣孔排出。雖然會損失少部分的 FC-72，但以除去可溶解氣體。

(4) 加氣系統

加氣系統由一空氣瓶、冷凝盤管、恆溫水槽及一針閥所組成。實驗中為了控制加入氣體的量，而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，警慎控制其開口而避免可溶解氣體(空

氣)加入的量超出所設定的值。實驗時利用恆溫水槽以及冷凝盤管控制加入可溶解氣體的溫度、並用一 RTD 溫度計量測氣體溫度。加入時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。可溶解氣體的含量控制如表 2-2 所示。表中 T_{bulk} 為容器內混合液體之溫度， $T_{sub,gas}$ 為氣體次冷度， P_v 為 FC-72 之蒸汽飽和壓力， P_t 為系統內總壓力， P_g 為系統內可溶解氣體之分壓， C_g 為可溶解氣體之溶解率。

(5) 環控恆溫系統

環控恆溫系統為一長 2m、寬 0.7m、高 1m 的環控箱，其溫度控制範圍為 30°C 至 120°C。當測試容器置於環控箱內時，可以控制測試容器外的環境溫度，使得測試容器內外的溫度均達到實驗中欲控制的溫度，以避免測試容器與環境溫度相差太大而造成測試系統不穩定。

(6) 數據擷取系統

數據擷取系統是由 YOKOGAWA DA2500E 記錄器與一台 586 個人電腦所組成，DA2500E 可將量取到的溫度與壓力轉換成電壓，再經 GB-IP 界面卡與電腦連線，經過程式轉換，直接在電腦螢幕上顯示測試片表面的溫度、測試容器內的壓力及介電液的溫度等數據。

(7) 輔助系統 - 真空幫浦

在實驗進行前，為了使可溶解氣體含量減至最低，所以必須先用真空幫浦將測試容器內的氣體抽出。本次實驗所使用的真空幫浦為

ULVAC YTP-150M型，是由油轉式幫浦 (Oil Rotary Pump)與渦輪分子幫浦 (Turbomolecular pump)兩部分所組而成。前者為前置幫浦，除氣速度為 100(L/S)，將系統抽至 10^{-3} torr後，再開啟渦輪分子幫浦，以 160~190(L/S)的速度除氣，本實驗的要求抽到 10^{-5} torr。

2.3 實驗步驟

本實驗所觀察的重點變數為加熱片的表面溫度與熱通量。利用直流電源供應器供控制加熱片之熱通量，並以兩根熱電偶來量測加熱片表面之溫度。可溶解氣體的含量與間隙大小為控制變數，容器內介電液的溫度與氣泡成長及擾動皆為觀察的重要項目。

實驗步驟：

(1)清洗與測漏

先將實驗用容器與冷凝盤管用丙酮清洗乾淨，細小部份以超音波清洗。清洗之後將加熱面角度、間隙大小 S 調整好裝置於實驗容器內，將系統內接合部分鎖緊並灌入高壓氮氣，使得容器內壓力高達絕對壓力 10 個大氣壓，經過 24 小時後以壓力計觀察壓力是否有變化，以確定沒有洩漏後放掉氮氣。

(2)抽真空

利用真空幫浦將系統內壓力抽至 10^{-5} torr。

(3)灌入 FC-72

將整個容器灌滿 FC-72。

(4)排除可溶解氣體

設定環控箱溫度高於 FC-72 在一大氣壓下的飽和溫度(56.6°C)，大約為 70°C ，到達設定溫度後即進行排氣，直至顯示溫度與飽和溫度相差在 0.1°C 以內。

(5)加入可溶解氣體

先察看可溶解氣體含量表，查看所設定的各項數值。設定環控箱的溫度使得環境溫度為 T_{bulk} ，使得容器內溫度達到欲實驗之 T_{bulk} 後，再加入可溶解氣體加至系統內總壓力為一大氣壓。當可溶解氣體融入 FC-72 時壓力會一直變化，故加至一大氣壓後必須觀察 24 小時，確定其壓力不再變化為止。

(6)加熱

打開電源供應器，對測試片加熱，並使得電壓與電流慢慢上升至額定值，以遞增熱通量的方式進行核沸騰實驗，並調節恆溫水槽溫度使測試容器內之壓力保持於一大氣壓。在量到達臨界熱通量時，將電壓與電流慢慢下降至額定值，再以遞減熱通量進行池沸騰。

(7)紀錄

當系統達到穩態之後，紀錄容器內的溫度、壓力、電壓、電流及

測試片表面溫度，註明間隙大小與可溶解氣體之含量，並由觀景窗觀察池沸騰現象。

(8)排除餘熱

每當實驗進行完後將所有電源關閉，取出加熱裝置，經過 18~24 小時之後再進行下一次實驗，主要目的是排除測試片的殘餘熱量。

2.4 熱損失實驗

由於測試平板無法達到完全絕熱的效果，所以實驗過程中電源供應器所提供的加熱量並非全數傳至測試平板，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平板， Q_{loss} 。量測方式為在鐵氟龍正中央埋設一根 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 2-5 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

$$Q_{side} = 2k_t A_{side1} \frac{T_1 - T_2}{l_{12}} + 2k_t A_{side2} \frac{T_1 - T_2}{l_{12}} \quad (3.2)$$

底面的熱損失為

$$Q_{bottom} = k_t A_{bottom} \frac{T_1 - T_3}{l_{13}} \quad (3.3)$$

其中 k_t 是鐵氟龍的熱傳導係數， A_{side} 與 A_{bottom} 分別為每個側面與底面

的面積，如果忽略加熱平板側面的熱損失，則總熱損為

$$Q_{loss} = Q_{side} + Q_{bottom} \quad (3.4)$$

由此可統計出在各加熱量 Q_{total} 時的熱損失比例 $\frac{Q_{loss}}{Q_{total}}$ 。以上述方式計

算，輸入熱通量 10W 以下，得出熱損約在 15%~25%之間；輸入熱通

量 10W~30W 時，熱損約在 10%~15%之間。



表 2-1 介電液 FC-72 在一大氣壓下之基本性質[27]

Properties	FC-72
Average Molecular Weight	340 kg / kmole
Critical temperature , T_{crit}	178°C
Saturation temperture , T_{sat}	56.6°C
Density of liquid , ρ_l	1600 kg / m ³
Density of vapor , ρ_v	13.39 kg / m ³
Heat of vaporization , h_{fg}	94790 J / kg
Thermal conductivity of liquid , k_l	0.0538 W / m • k
Specific heat of liquid , C_{p_l}	1102 J / kg
Thermal diffusivity of liquid , α_l	3.064 ×10 ⁻⁸ m ² /s
Kinematic viscosity of liquid , ν_l	2.729 ×10 ⁻⁷ m ² /s
Prandtl number of liquid , Pr_l	8.900
Coefficient of thermal expansion of liquid , β_l	-0.001639K ⁻¹
Surface tension of liquid , σ_l	0.008348 N/m
Dielectric constant , 25°C (1KHz)	1.76
Dielectric Strength , KV (2.54mm gap)	42
Solubility of Air (ml gas/100ml liquid)	48

表 2-2 可溶解氣體的含量表

Run	T_{bulk} (°C)	$T_{\text{sub, gas}}$ (°C)	$P_v = P_{\text{sat}}(T_{\text{bulk}})$ (kPa)	P_t (kPa)	P_g (kPa)	C_g (moles/mole)
1	56.6	0.0	101.3	101.3	0.0	0
2	36.6	20.0	47.3	100.9	53.6	0.0029

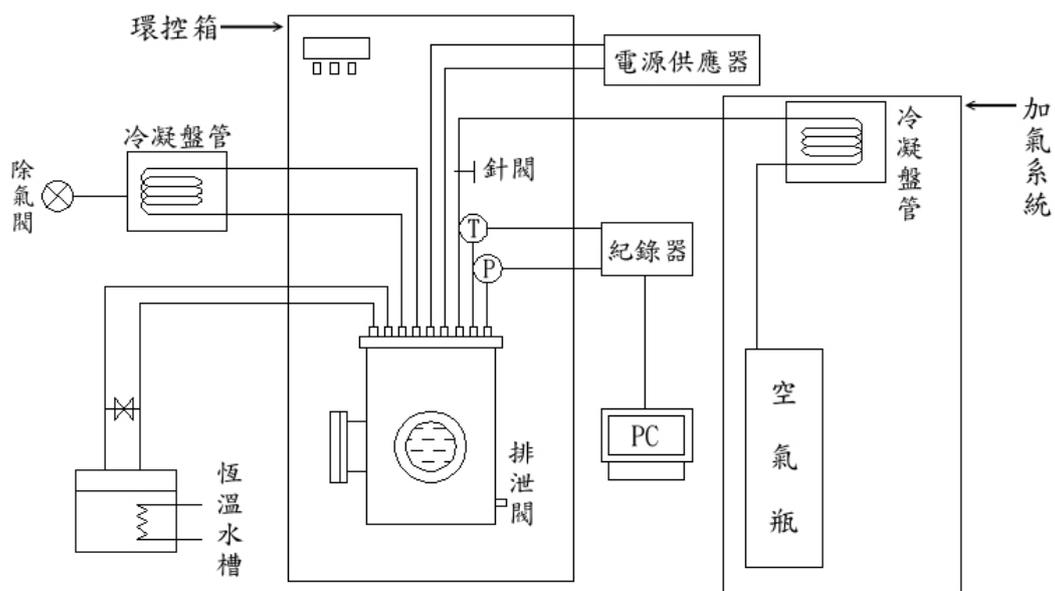


圖 2-1 系統設備示意圖

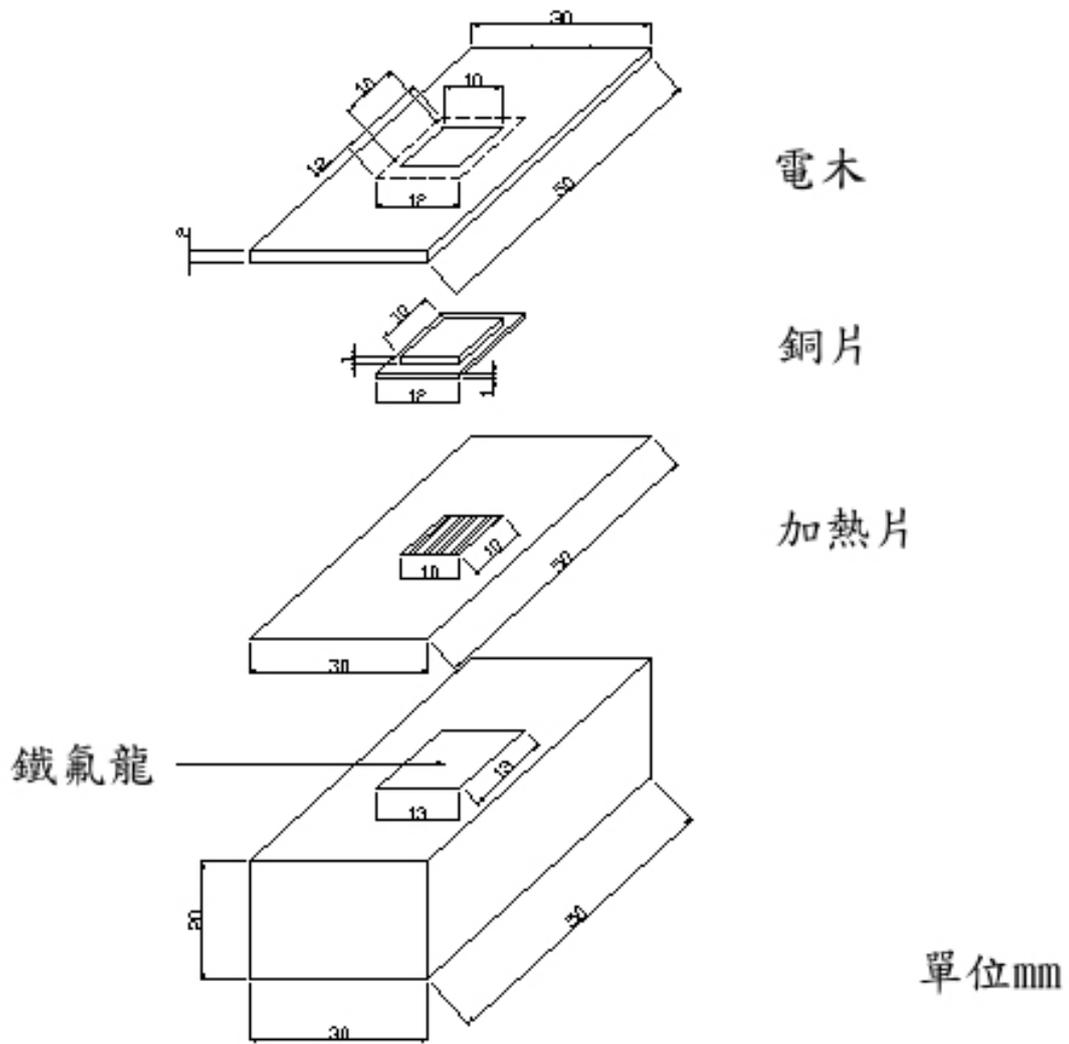


圖 2-2 加熱片設備示意圖

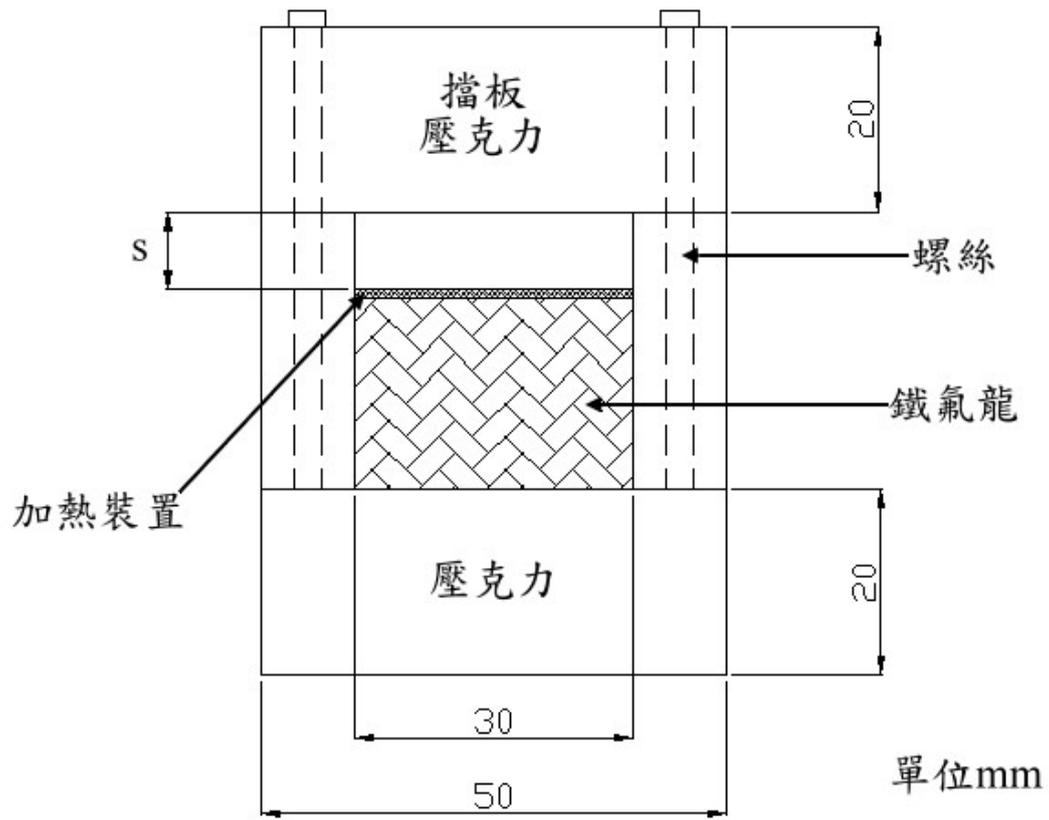


圖 2-3 加熱裝置組織示意圖

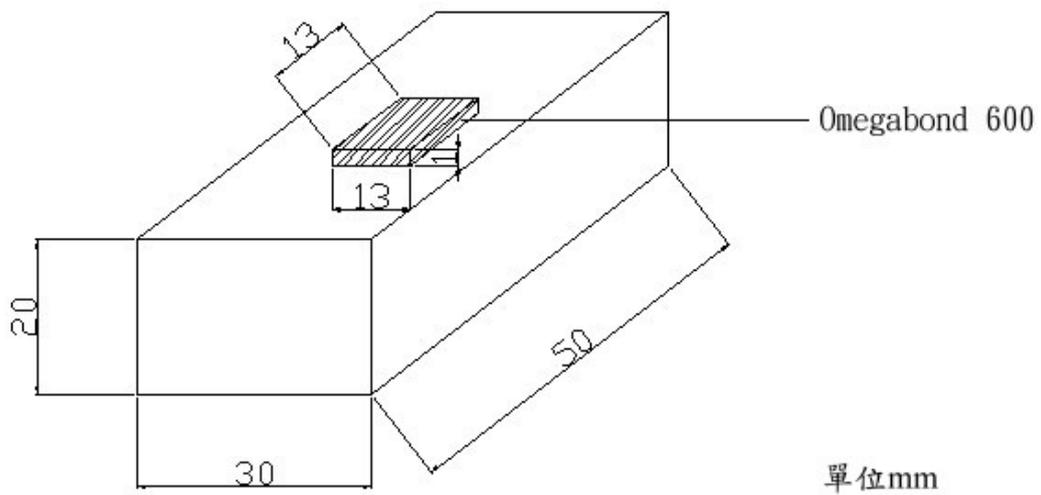


圖 2-4 填充 OmegaBond 600 於鐵氟龍之凹槽內

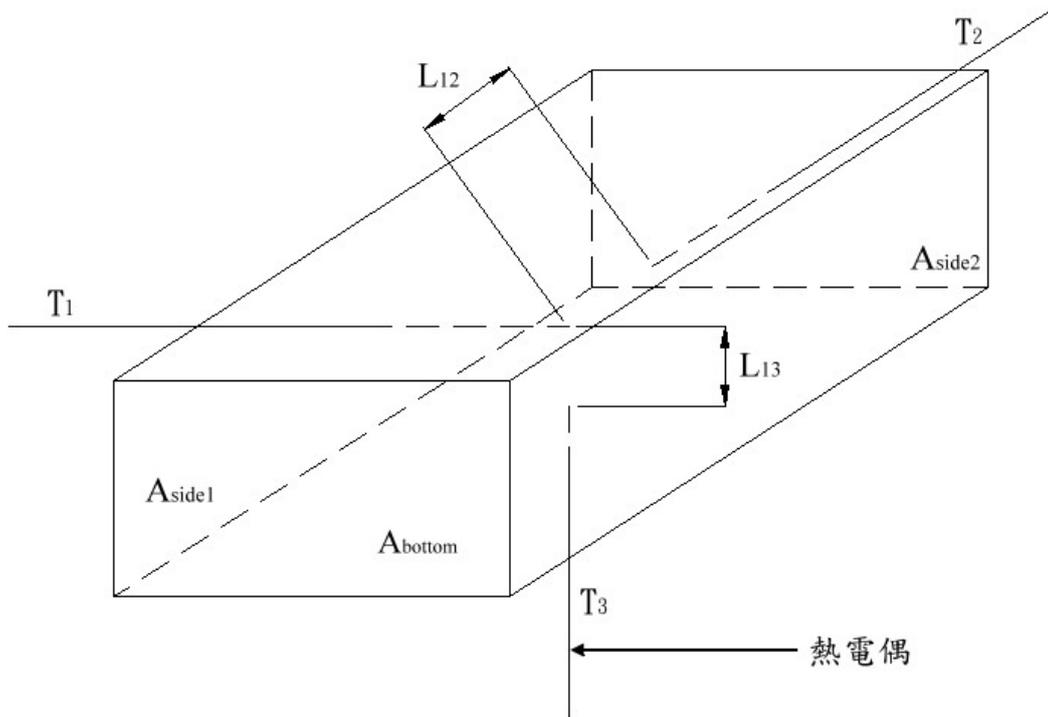


圖 2-5 鐵氟龍熱損實驗熱電偶配置圖

第三章 結果與討論

本實驗是以 FC-72 為工作流體，進行在小間隙矩形空間的池沸騰實驗。目的在探討光滑面在兩端開放的小間隙空間中的池沸騰熱傳特性，藉以了解工作流體在各種不同間隙與加入不同可溶解氣體含量時起始過熱度、沸騰曲線與臨界熱通量(CHF)的特性。

3.1 實驗條件

工作流體：介電液 FC-72

工作環境：一大氣壓下，介電液飽和溫度 56.6°C 與次冷度 36.6°C 。

加熱面材質結構：銅質光滑平面。

加熱面的幾何尺寸：面積 $10\text{mm}\times 10\text{mm}$ ，厚度 2mm 。

控制變數：本實驗以加熱裝置兩端的壓克力片控制水平放置的加

熱面與上方擋板的間隙 S 以及加入可溶解氣體，進行

兩端封閉小間隙空間中的池沸騰實驗。間隙 S 的範圍

為 0.5mm 、 1mm 、 2mm 與 3mm 。可溶解氣體的含量

為 $C_g=0$ gas moles/liquid mole 與 0.0029 gas moles/liquid

mole。

3.2 不準度分析

量測測試片表面溫度的熱電偶，其誤差範圍為 $\pm 0.05^{\circ}\text{C}$ ，量測測試

容器內溫度的電阻是感溫器(RTD)約有 $\pm 0.05^{\circ}\text{C}$ 的誤差範圍，壓力計則為 $\pm 0.05\text{kPa}$ 。電源供應器的電流誤差範圍為 $\pm 0.01\text{Am}$ ，電壓誤差範圍為 $\pm 0.1\text{Volt}$ 。不準度的分析方法請詳見附錄及文獻[28]。表 3-1 為本實驗的最大不準度。

3.3 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°C 時，測試片熱通量與熱損失關係圖。本次實驗的熱損估算是依據 2-4 節的方法以一維熱傳導計算，熱損失比例為 Q_{loss} / Q_{total} ，若輸入熱量 10W 以下，熱損估算約在 15%~25% 之間。輸入熱量 10W~30W 時，熱損約為 10%~15% 之間。根據 You 等[6]以類似的加熱片設計，工作流體一樣是 FC-72，銅片為加熱片，鐵氟龍厚度為 11mm，以數值方法分析結果得出其熱損約在 5%~15% 之間。而本實驗之鐵氟龍厚度為 20mm，因此本論文實驗結果在 10w 以上時熱損應該不會超過 15%。

3.4 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係數。

$$h = \frac{q}{\Delta T} \quad (4.1)$$

其中

$$q = \frac{Q_{total} - Q_{loss}}{A}$$

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

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。 A ：加熱面面積。 T_w ：加熱面溫度。

ΔT ：過熱度，為壁面溫度 T_w 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。



3.4.1 當氣體含量 $C_g=0$ 時的實驗結果

圖 3-2 至圖 3-5 分別為水平光滑加熱面在間隙 S 為 3mm、2mm、1mm以及 0.5mm之實驗結果圖。縱軸為熱通量 q'' 、橫軸為過熱度 ΔT ，並將遞增熱通量與遞減熱通量繪於同一圖上。在圖 3-2 中可以觀察得出當 $S=3\text{mm}$ 時，其臨界熱通量大約落在 $175 \text{ kW/m}^2 \sim 180 \text{ kW/m}^2$ 左右，且可以觀察到溫度偏移約有 4°C 。圖 3-3 中可觀察出當 $S=2\text{mm}$ 時，其臨界熱通量約為 $95 \text{ kW/m}^2 \sim 100 \text{ kW/m}^2$ 之間，且溫度偏移程度較 3mm 大，約為 10°C 左右。可以發現 2mm 的臨界熱通量受到間隙變小的壓抑效果，約為 3mm 臨界熱通量的一半。圖 3-4 為當間隙 $S=1\text{mm}$ 時臨

界熱通量約為 $25 \text{ kW/m}^2 \sim 30 \text{ kW/m}^2$ 之間，且幾乎觀察不到溫度偏移的現象。由圖 3-5 可看出當間隙 $S=0.5\text{mm}$ 時，其臨界熱通量約 $10 \text{ kW/m}^2 \sim 11 \text{ kW/m}^2$ 之間，而且和間隙 $S=1\text{mm}$ 時一樣觀察不到溫度偏移。

圖 3-6 為 $C_g=0$ 時遞增熱通量下的四種間隙的沸騰曲線比較圖，圖 3-7 為四種間隙在低熱通量時沸騰曲線的放大圖。由圖中可以發現，在低過熱度 ($10^\circ\text{C} \sim 20^\circ\text{C}$) 時以 $S=1\text{mm}$ 的熱通量最高，其次是 $S=2\text{mm}$ 以及 $S=3\text{mm}$ ，而 $S=0.5\text{mm}$ 最低。在中過熱度 ($20^\circ\text{C} \sim 30^\circ\text{C}$) 時，則是以 $S=2\text{mm}$ 的熱通量最高，其次是 $S=3\text{mm}$ 以及 $S=1\text{mm}$ ，而 $S=0.5\text{mm}$ 仍是最底的。在高過熱度 ($30^\circ\text{C} \sim 40^\circ\text{C}$) 時，熱通量由高到低依序為 $S=3\text{mm}$ 、 $S=2\text{mm}$ 、 $S=1\text{mm}$ 與 $S=0.5\text{mm}$ 。臨界熱通量的大小由高到低依序為 $S=3\text{mm}$ 、 $S=2\text{mm}$ 、 $S=1\text{mm}$ 與 $S=0.5\text{mm}$ 。

圖 3-8 為四種間隙以遞減熱通量所繪出的熱傳係數比較圖，圖 3-9 為四種間隙熱傳係數在低熱通量的放大圖。橫軸為熱通量 q'' ，縱軸為熱傳係數 h 。由圖中可以觀察，在低熱通量時 (約 20 kW/m^2) 以下， $S=3\text{mm}$ 、 $S=2\text{mm}$ 與 $S=1\text{mm}$ 的熱傳係數相差不多，而 0.5mm 最差。在中熱通量 ($40 \text{ kW/m}^2 \sim 80 \text{ kW/m}^2$)， $S=2\text{mm}$ 熱傳係數比 $S=3\text{mm}$ 還要高。接近臨界熱通量的時候，曲線都會因為溫度的提升而較趨於平緩。

3.4.2 當氣體含量 $C_g=0.0029$ 時的實驗結果

圖 3-10 至圖 3-13 為間隙 $S=3\text{mm}$ 、 2mm 、 1mm 以及 0.5mm 並加入

可溶解氣體之實驗結果圖。縱軸為熱通量 q'' 、橫軸為過熱度 ΔT 並將遞增熱通量與遞減熱通量會於同一圖上。圖 3-10 中可以觀察出當間隙 $S=3\text{mm}$ 時，其臨界熱通量約在 $200\text{ kW/m}^2\sim 205\text{ kW/m}^2$ 之間，溫度偏移約為 9°C 左右。圖 3-11 中可以得知，當間隙 $S=2\text{mm}$ 時，其臨界熱通量約落在 $128\text{ kW/m}^2\sim 132\text{ kW/m}^2$ 之間，大約是間隙 $S=3\text{mm}$ 的 60%，且溫度偏移亦為 9°C 左右。圖 3-12 中，當間隙 $S=1\text{mm}$ 時，臨界熱通量約為 $45\text{ kW/m}^2\sim 50\text{ kW/m}^2$ 之間，但是觀察不到溫度偏移現象。在圖 3-13 中，當間隙 $S=0.5\text{mm}$ 時，臨界熱通量約在 $13.8\text{ kW/m}^2\sim 14.2\text{ kW/m}^2$ 之間，同時也是觀察不到溫度偏移。

圖 3-14 為四種不同間隙採用遞增熱通量的沸騰曲線比較圖，圖 3-15 為各間隙在低過熱度時沸騰曲線的放大圖。由圖中可以發現，在次冷度($-20^\circ\text{C}\sim 0^\circ\text{C}$)時， $S=3\text{mm}$ 的熱通量最大但是和 $S=2\text{mm}$ 時的熱通量相差不大，其次是 $S=1\text{mm}$ ，而 $S=0.5\text{mm}$ 為最小。低過熱度($10^\circ\text{C}\sim 20^\circ\text{C}$)時，可以明顯看到 $S=1\text{mm}$ 曲線斜率突然增大，因此這段熱通量 $S=1\text{mm}$ 也驟增， $S=3\text{mm}$ 次之， $S=2\text{mm}$ 比 $S=3\text{mm}$ 略低但是相差不多， $S=0.5\text{mm}$ 最小。中過熱度($20^\circ\text{C}\sim 30^\circ\text{C}$)時， $S=2\text{mm}$ 最大， $S=3\text{mm}$ 次之，再來是 $S=1\text{mm}$ 而 $S=0.5\text{mm}$ 仍是最低的。臨界熱通量由高排至低依序為 $S=3\text{mm}$ 、 $S=2\text{mm}$ 、 $S=1\text{mm}$ 以及 $S=0.5\text{mm}$ 。

圖 3-16 為四種間隙以遞減熱通量所繪出的熱傳係數比較圖，橫軸

為熱通量 q'' ，縱軸為熱傳係數 h 。圖 3-17 為四種間隙熱傳係數在低熱通量的放大圖。在熱通量 $20 \text{ kW/m}^2 \sim 60 \text{ kW/m}^2$ 時，熱傳係數 $S=1\text{mm}$ 最高，而間隙 $S=3\text{mm}$ 與 $S=2\text{mm}$ 之熱傳係數則相差不大。在熱通量 $80 \text{ kW/m}^2 \sim 100 \text{ kW/m}^2$ 時， $S=2\text{mm}$ 高出 $S=3\text{mm}$ 時的熱傳係數約 40%。在接近於臨界熱通量時，曲線斜率都較小。

3.4.3 兩種氣體含量 $C_g(0$ 與 $0.0029)$ ，各間隙的比較

圖 3-18 到圖 3-21 為兩種氣體含量 $C_g(0$ 與 $0.0029)$ ，間隙 $S=3\text{mm}$ 、 $S=2\text{mm}$ 、 $S=1\text{mm}$ 與 $S=0.5\text{mm}$ 時的比較圖，橫軸為過熱度 ΔT ，縱軸為熱通量 q'' 。由圖 3-18 在間隙 $S=3\text{mm}$ 時，可以看出加入可溶解氣體的情況($C_g=0.0029$)的臨界熱通量比未加入可溶解氣體的情況($C_g=0$)高出了約 10%，且發生臨界熱通量時過熱度 ΔT 相差不多。觀察圖中溫度偏移的過熱度 ΔT 發生的時機幾乎相同，大約都是在 30°C 左右發生。圖 3-19 在間隙 $S=2\text{mm}$ 時，以兩者臨界熱通量比較，發現有加入可溶解氣體的情況($C_g=0.0029$)比未加入可溶解氣體的情況($C_g=0$)高出了約 25%，而且發生的過熱度 ΔT 也相差不多，約為 40°C ，而觀察溫度偏移現象，發現也都發生在 23°C 左右，相差不多。圖 3-20 在間隙 $S=1\text{mm}$ 時，中比較其臨界熱通量，發現有加入可溶解氣體的情況($C_g=0.0029$)比未加入可溶解氣體的情況($C_g=0$)高出了約 45%，發生時的過熱度 ΔT 也相差不多，而且在圖中幾乎沒有發現到

溫度偏移現象的發生。圖 3-21 中在間隙 $S=0.5\text{mm}$ 時，發現有加入可溶解氣體的情況($C_g=0.0029$)比未加入可溶解氣體的情況($C_g=0$)高出了約 27% 左右，也都觀察不到溫度偏移現象發生。

圖 3-22 至圖 3-25 為四種間隙下熱通量 q'' 對熱傳係數 h 的關係圖，橫軸為熱通量 q'' ，縱軸為熱傳係數 h 。此時的過熱度 ΔT 為壁面溫度 T_{wall} 減去 FC-72 在一大氣壓下的飽和溫度 $T_{\text{sat}}=56.6^\circ\text{C}$ ，因為當 $C_g=0$ 的情況下沒有次冷度的數據可比較，因此都以過熱度的條件來討論。

圖 3-22 中，發現在低熱通量($40\text{ kW/m}^2\sim 60\text{ kW/m}^2$)時，有加入可溶解氣體的情況($C_g=0.0029$)其熱傳係數 h 比未加入可溶解氣體的情況($C_g=0$)高約 2 倍，但是到中熱通量($60\text{ kW/m}^2\sim 100\text{ kW/m}^2$)與高熱通量(100 kW/m^2 以後)，兩者的熱傳係數就較接近，大約只有高出 15%。

圖 3-23 中，在低熱通量($20\text{ kW/m}^2\sim 40\text{ kW/m}^2$)時兩者相比較，因有加入可溶解氣體的情況($C_g=0.0029$)其狀態尚未穩定故不以比較。在中高熱通量($80\text{ kW/m}^2\sim 100\text{ kW/m}^2$)時，有加入可溶解氣體的情況($C_g=0.0029$)約為未加入可溶解氣體情況($C_g=0$)時的熱傳係數的兩倍，且在接近臨界熱通量時，曲線較為平緩。觀察圖 3-24，間隙 $S=1\text{mm}$ 時發現加入氣體含量 $C_g=0.0029$ 時的情況低熱通時($10\text{ kW/m}^2\sim 20\text{ kW/m}^2$)，熱傳係數同樣高出氣體含量 $C_g=0$ 很多，大約高出 50%。圖 3-25 在間隙 $S=0.5\text{mm}$ 時，結果差距更明顯，當加入氣體含量 $C_g=0.0029$

時，在低熱通量($6 \text{ kW/m}^2 \sim 8 \text{ kW/m}^2$)起始沸騰時，未加入可溶解氣體 $C_g=0$ 就已經逼近臨界熱通量此時熱傳效果較差，故熱傳係數相差約 2.8 倍。



3.5 實驗結果歸納

1. 當未加入可溶解氣體($C_g=0$)的情況下，間隙 $S=3\text{mm}$ 與 $S=2\text{mm}$ 時皆有溫度偏移現象發生。在低熱通量時，間隙 $S=3\text{mm}$ 、 $S=2\text{mm}$ 與 $S=1\text{mm}$ 的熱傳係數相差不大，而在中熱通量時， $S=2\text{mm}$ 最大。臨界熱通量高低順序為 $S=3\text{mm}$ 、 $S=2\text{mm}$ 、 $S=1\text{mm}$ 以及 $S=0.5\text{mm}$ 。
2. 當加入可溶解氣體($C_g=0.0029$)的情況下，間隙 $S=3\text{mm}$ 與 $S=2\text{mm}$ 時和未加入可溶解氣體($C_g=0$)的情況一樣，皆有溫度偏移現象發生。熱通量 $80\text{ kW/m}^2\sim 100\text{ kW/m}^2$ 時， $S=2\text{mm}$ 與 $S=3\text{mm}$ 幾乎沒有差距，直到熱通量高於 120 kW/m^2 時 $S=3\text{mm}$ 才明顯高於 $S=2\text{mm}$ 。臨界熱通量大小也和未加氣體時相同，高低依序為 $S=3\text{mm}$ 、 $S=2\text{mm}$ 、 $S=1\text{mm}$ 以及 $S=0.5\text{mm}$ 。
3. 在兩種氣體含量(0 與 0.0029)的比較下，發現在有加入可溶解氣體的狀態下，熱傳係數都因為可溶解氣體的影響，在低過熱度時而有較高的表現。平均來說熱傳係數都有提升，而且臨界熱通量也因而提升了約 10%~45% 左右。
4. 溫度偏移現象並不會因為次冷度的增大或者是加入微量可溶解氣體的影響而減小，發生的時機與偏移的量都與未加入可溶解氣體時差別不大。

3.6 實驗結果討論

對於未加入可溶解氣體的情況而言，間隙的大小對於池沸騰效果有很大的影響。因為加熱面呈水平放置，加熱時氣泡在間隙內的運動方向游移不定，而且氣泡在脫離與液體的補充受到加熱面與擋板的阻擋，因此當間隙 S 愈小則氣泡的脫離與液體的補充愈不易，故熱傳係數降低。本實驗在低熱通量時， $S=3\text{mm}$ 、 $S=2\text{mm}$ 以及 $S=1\text{mm}$ 三者熱傳係數差異不大，與張好綺[26]在低熱通量時 $S=1\text{mm}$ 熱傳係數最大不同，可能是因為加熱面加工的方式與粗操度不同所導致。

在加入可溶解氣體的情況下，間隙大小對於池沸騰的性能還是有很大的影響，基本趨勢和未加入可溶解氣體的情況差不多。但是在交叉比對兩種情況對於相同間隙大小時，發現在低過熱度時，可溶解氣體因為受到加熱先行脫離加熱面而在表面擾動，進而幫助了在低過熱度時的熱傳，故在低過熱度時熱傳係數優於未加入可溶解氣體的情況。在中過熱度與高過熱度則是因為受到次冷度的影響，氣泡由狹小矩形管道溢出時，因為外部液體較冷且溫差大，故氣泡迅速變小或消失而使得外部的次冷流體容易補充至加熱面，故提供了較好的熱傳係數。

遞增熱通量時，在低熱通量時會有些微氣泡冒出，但是持續加熱，突然間會有大量氣泡冒出使得熱通量遽增，此時就會產生溫度偏

移現象。實驗中，在兩種的氣體含量 $C_g(0$ 與 $0.0029)$ ，間隙 $S=3\text{mm}$ 與 $S=2\text{mm}$ 時都有發生溫度偏移的現象。可以得知，增加液體的次冷度與加入微量可溶解氣體並不能抑制溫度偏移現象。You[6]等人發現在中或低氣體含量時，會有明顯的遲滯現象。本實驗屬於低濃度的氣體含量，故遲滯現象不會消除。



表 3-1 實驗不準度

	誤差範圍	實驗最小值	最大不準度
電流	± 0.01	0.18	$\pm 5.5\%$
電壓	± 0.1	1.2	$\pm 8.33\%$
熱通量		0.216	$\pm 10\%$
過熱度	± 0.05	3.50	$\pm 1.42\%$
加熱面面積	± 0.05		$\pm 0.5\%$
熱傳係數 (kW/m ²)			$\pm 10.10\%$

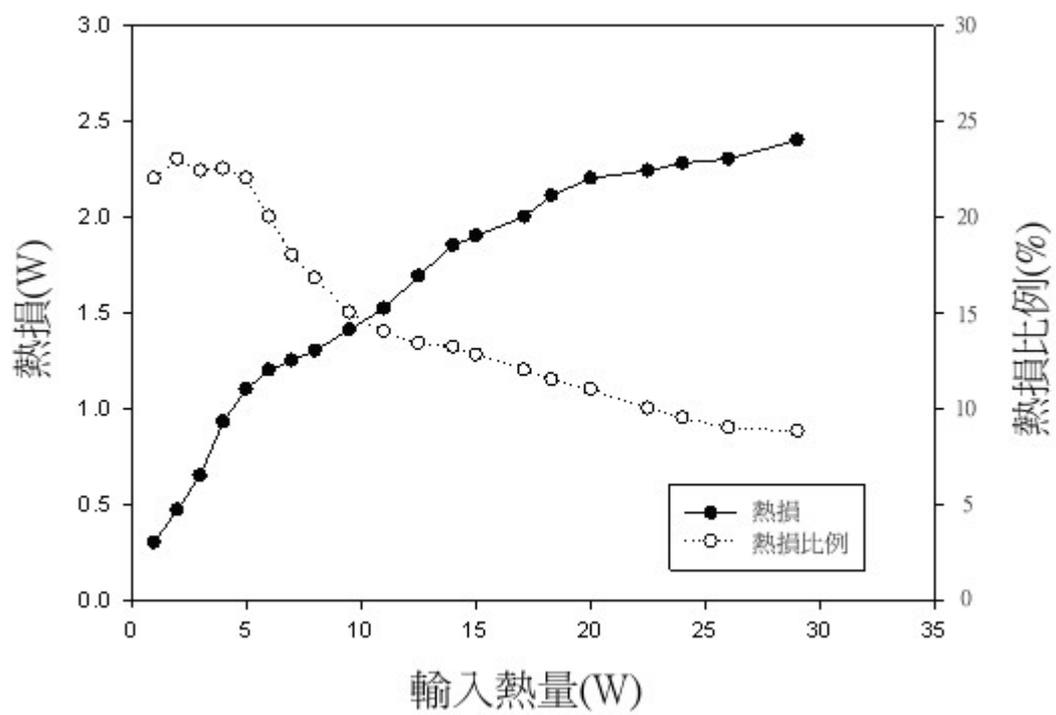


圖 3-1 熱損估算

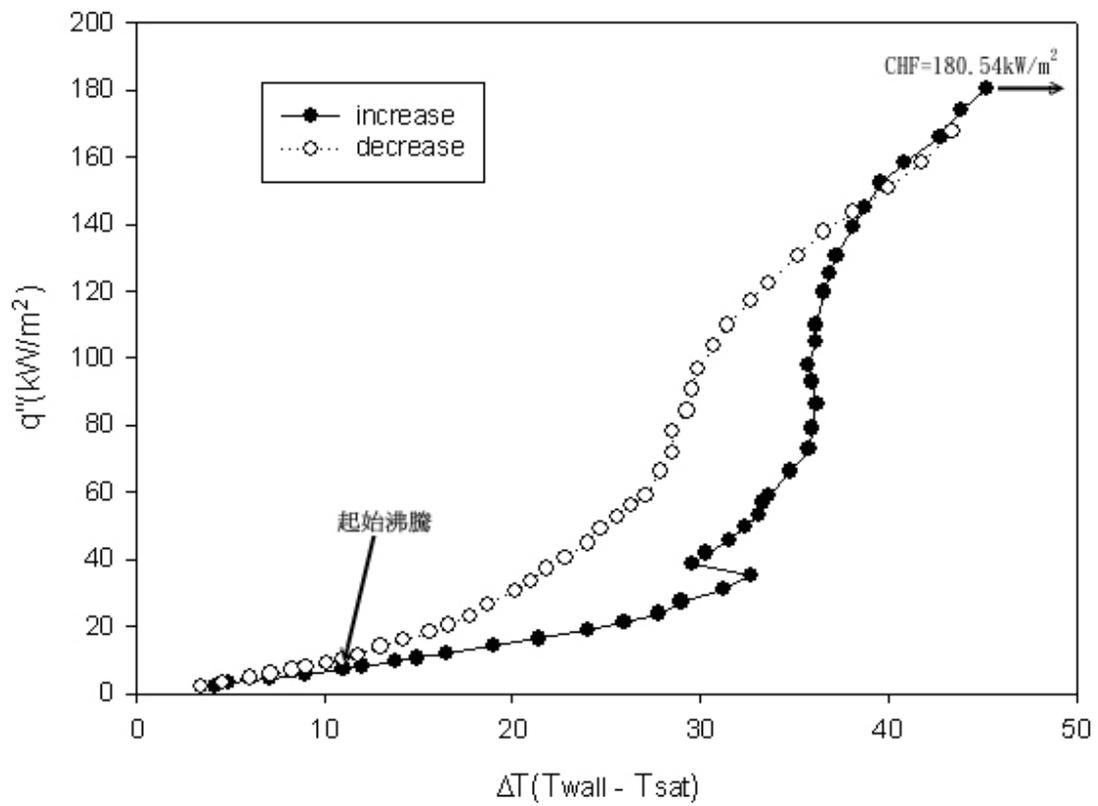


圖 3-2 $C_g=0$ ， $S=3\text{mm}$ 時的池沸騰曲線

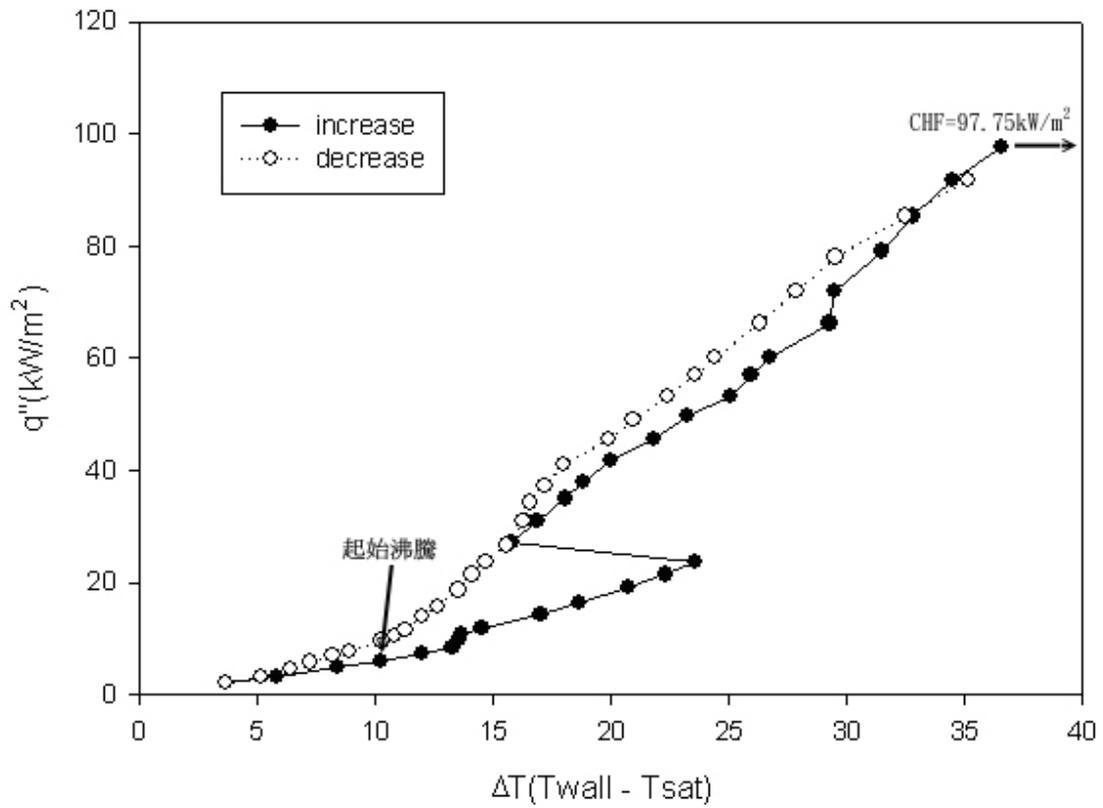


圖 3-3 $C_g=0$ ， $S=2\text{mm}$ 時的池沸騰曲線

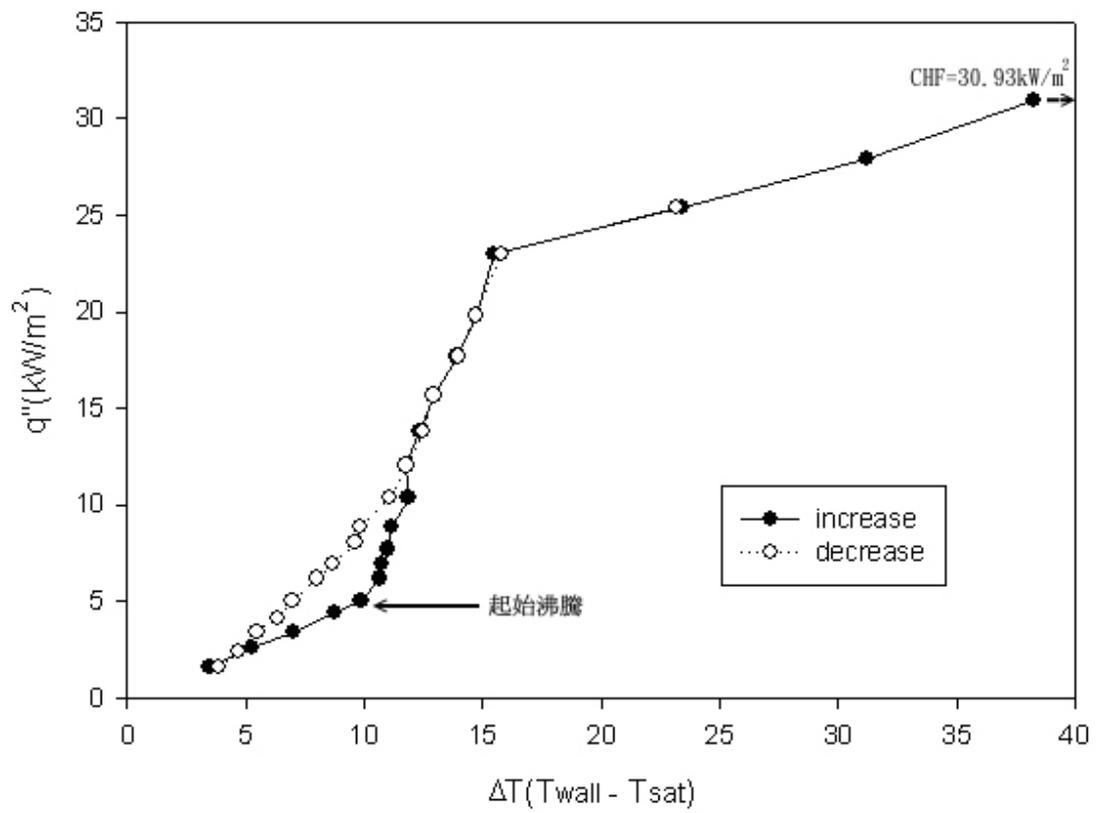


圖 3-4 $C_g=0$ ， $S=1\text{mm}$ 時的池沸騰曲線

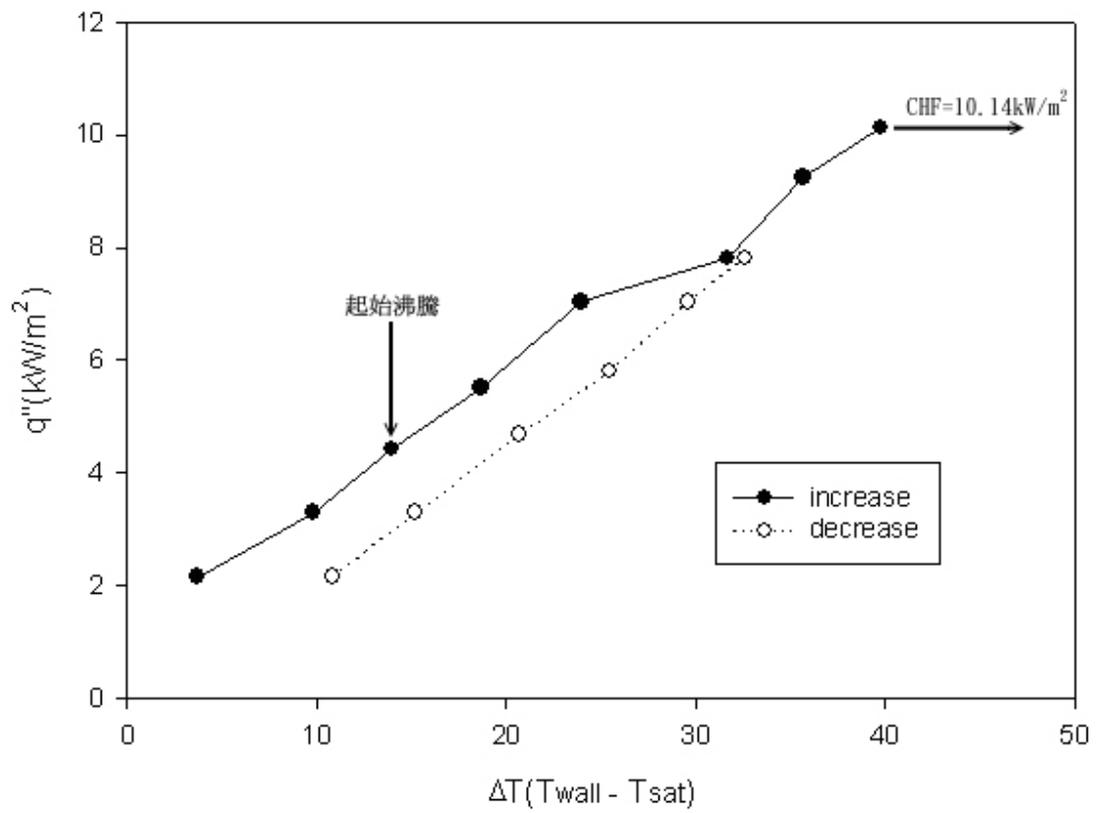


圖 3-5 $C_g=0$ ， $S=0.5\text{mm}$ 時的池沸騰曲線

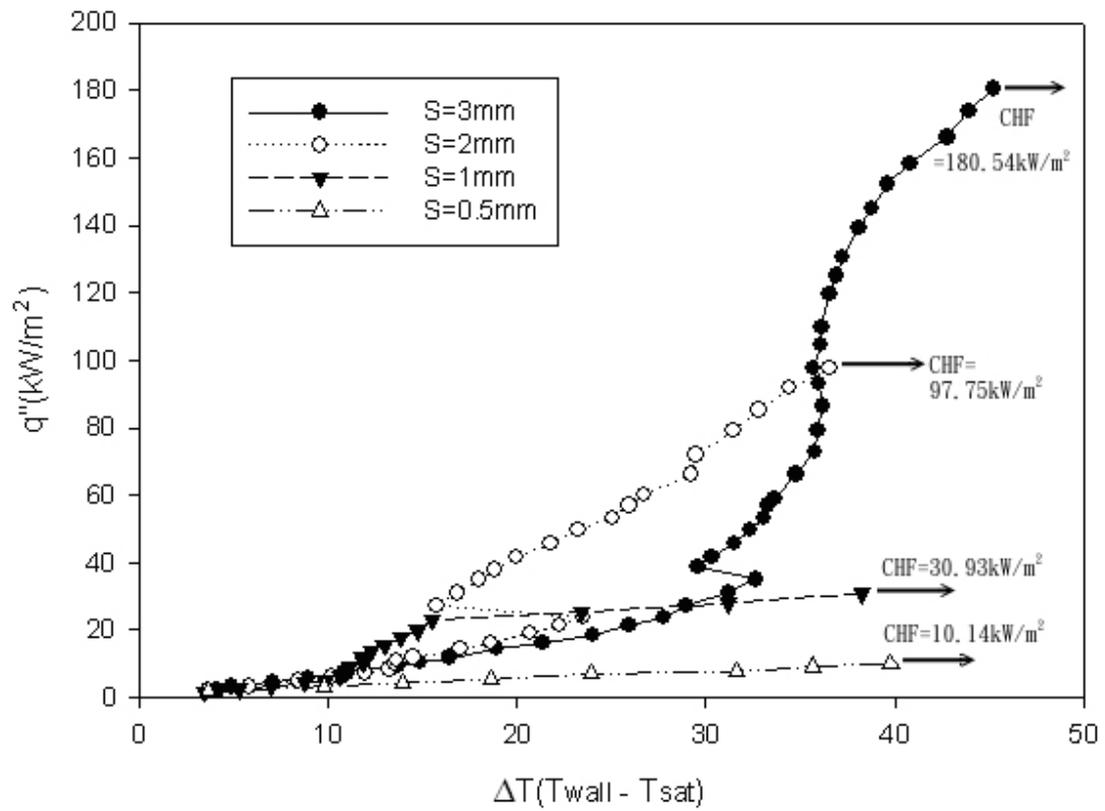


圖 3-6 $C_g=0$ ，四種間隙的池沸騰曲線

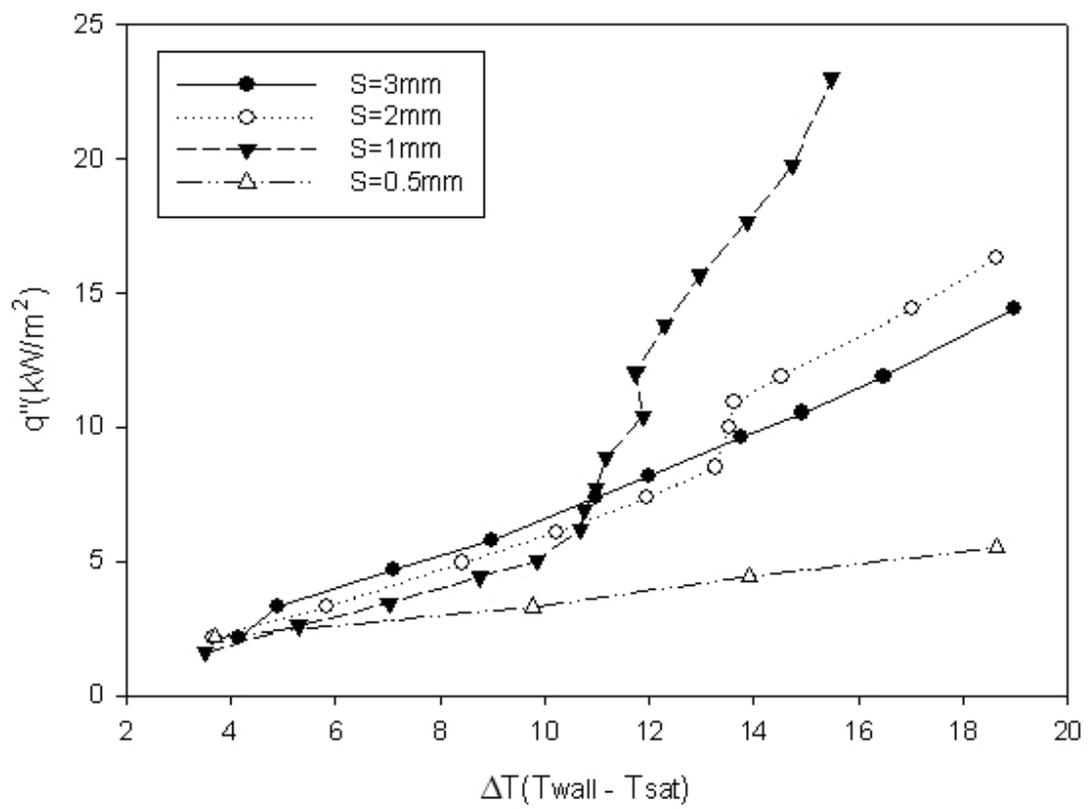


圖 3-7 $C_g=0$ ，四種間隙在低過熱度的池沸騰曲線放大圖

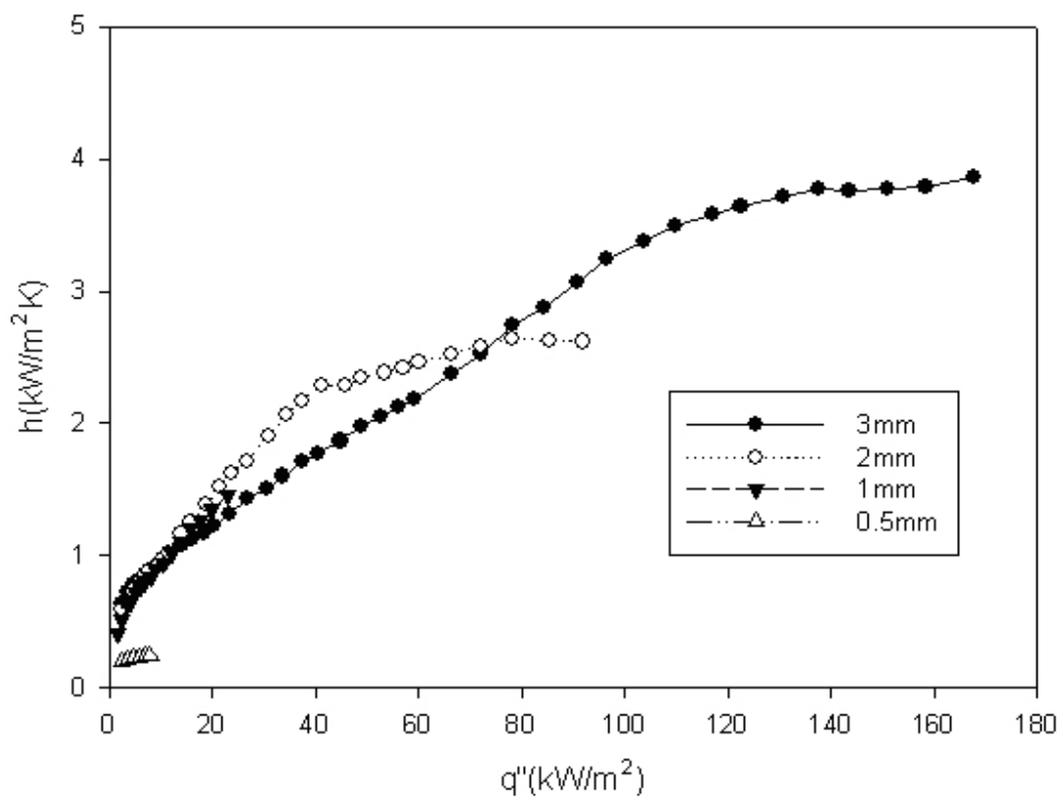


圖 3-8 $C_g=0$ ，四種間隙的熱傳係數

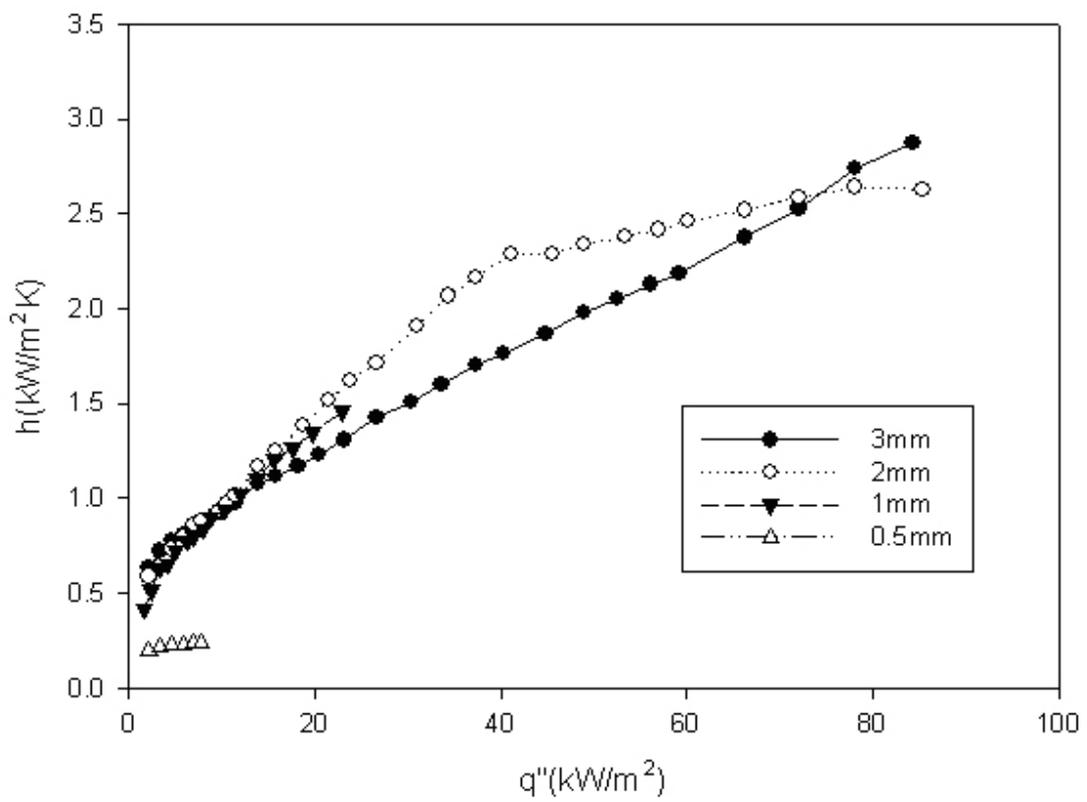


圖 3-9 $C_g=0$ ，四種間隙在低熱通量的熱傳係數放大圖

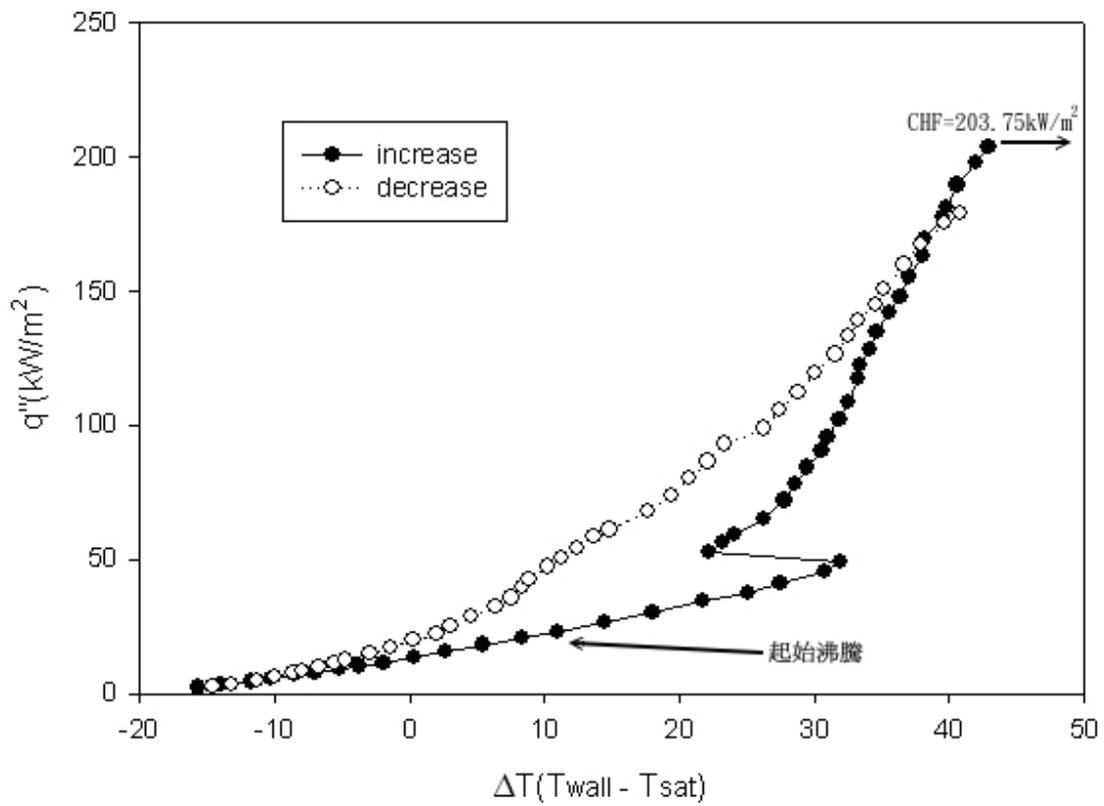


圖 3-10 $C_g=0.0029$ ， $S=3\text{mm}$ 時的池沸騰曲線

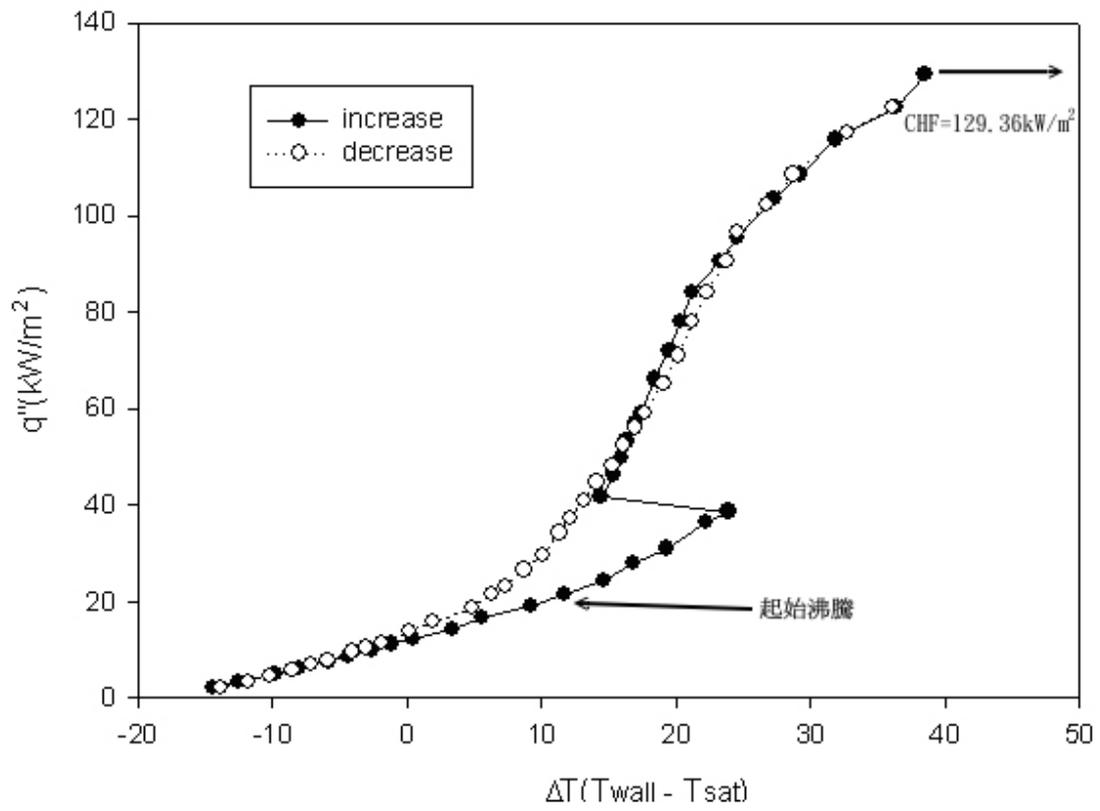


圖 3-11 $C_g=0.0029$ ， $S=2\text{mm}$ 時的池沸騰曲線

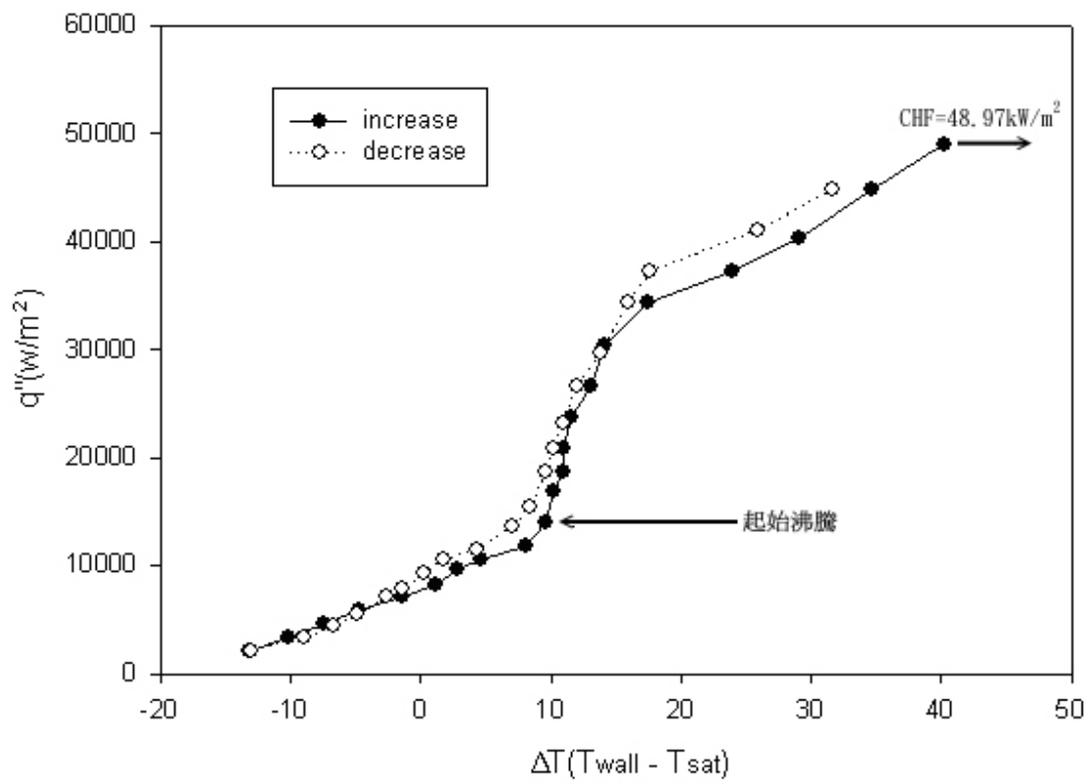


圖 3-12 $C_g=0.0029$ ， $S=1\text{mm}$ 時的池沸騰曲線

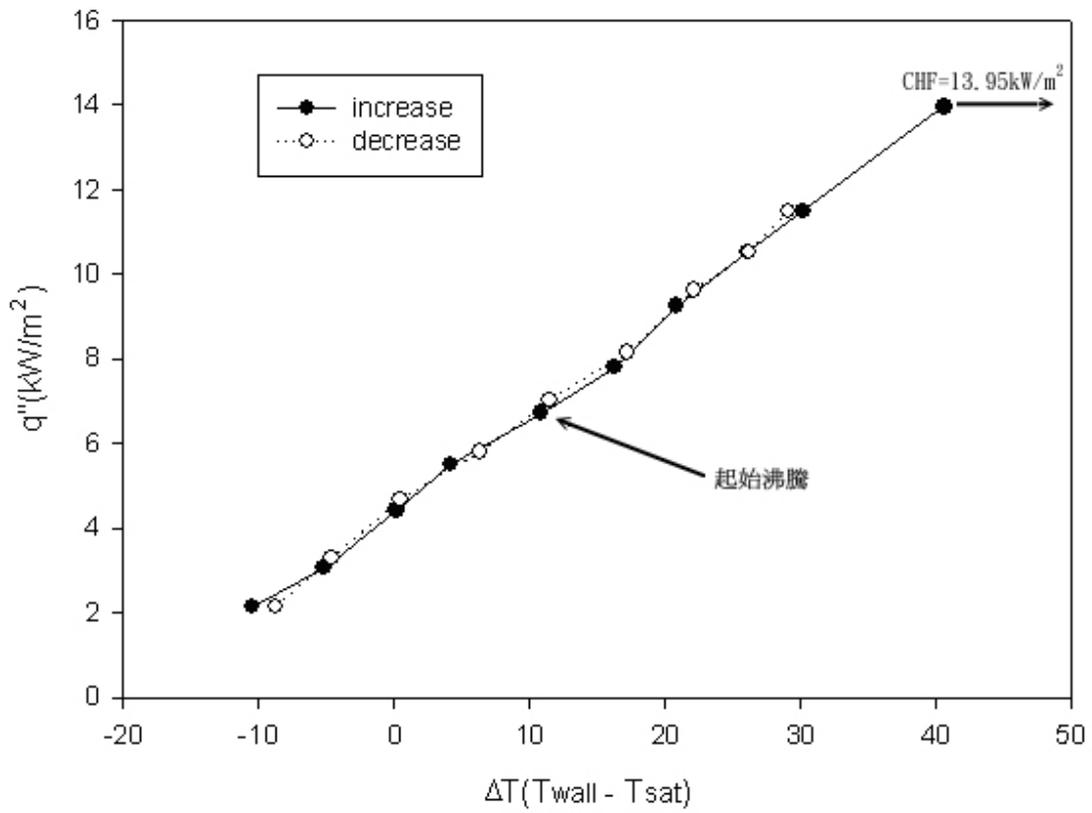


圖 3-13 $C_g=0.0029$ ， $S=0.5\text{mm}$ 時的池沸騰曲線

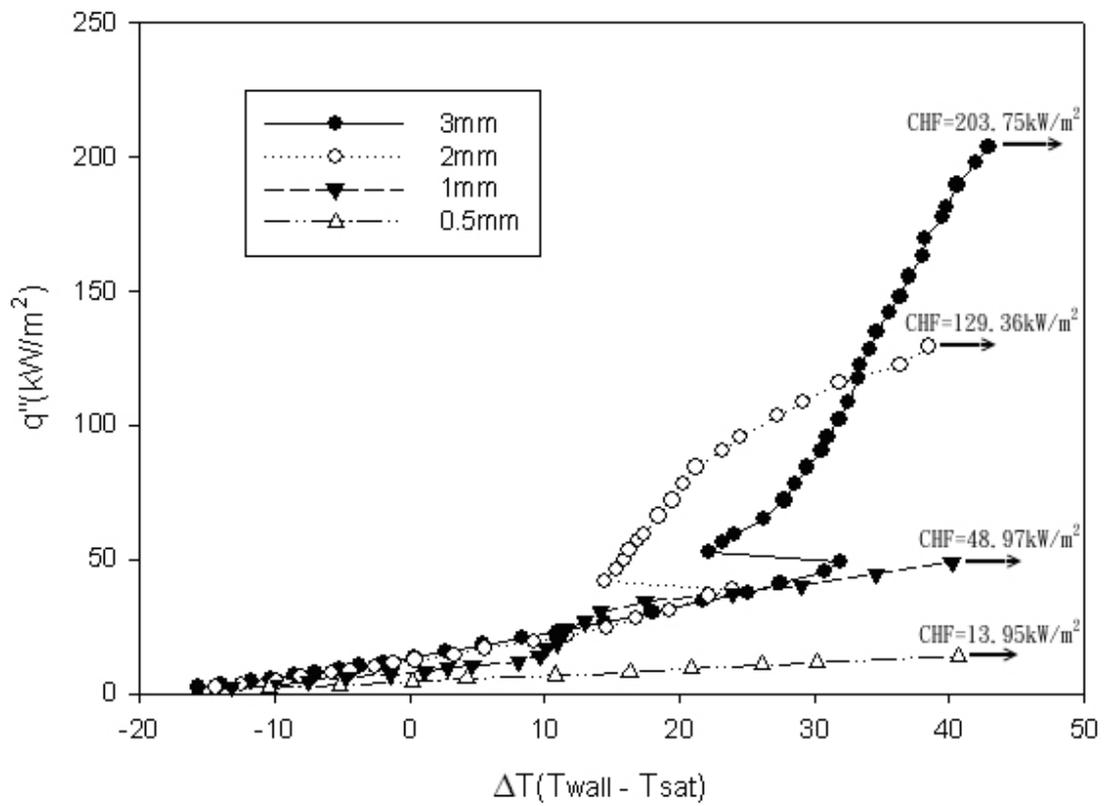


圖 3-14 $C_g=0.0029$ ，四種間隙的池沸騰曲線

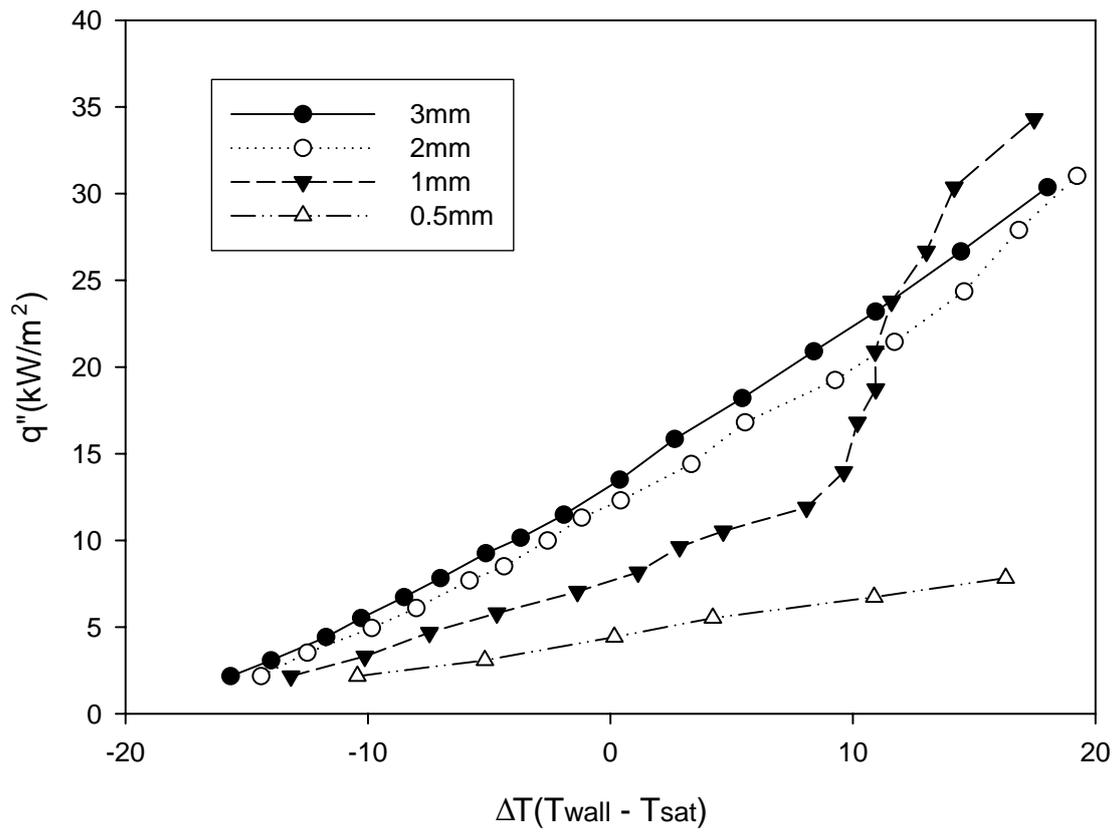


圖 3-15 $C_g=0.0029$ ，四種間隙在低過熱度的池沸騰曲線放大圖

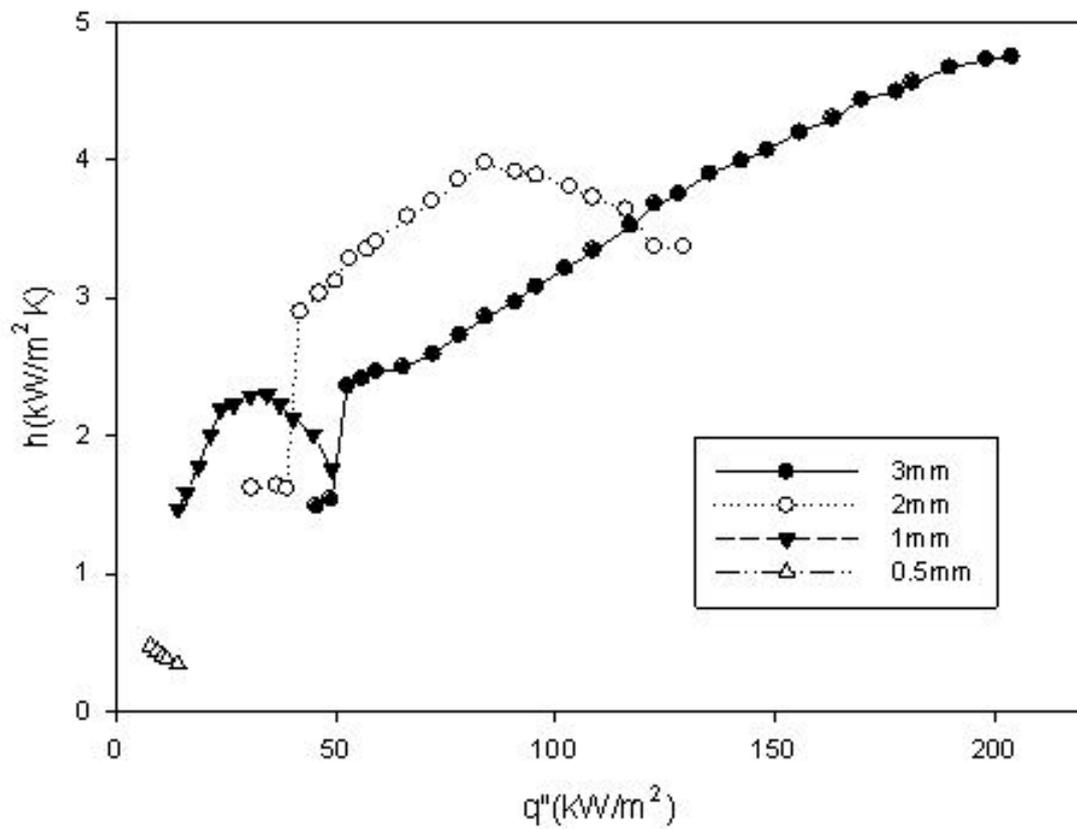


圖 3-16 $C_g=0.0029$ ，四種間隙的熱傳係數

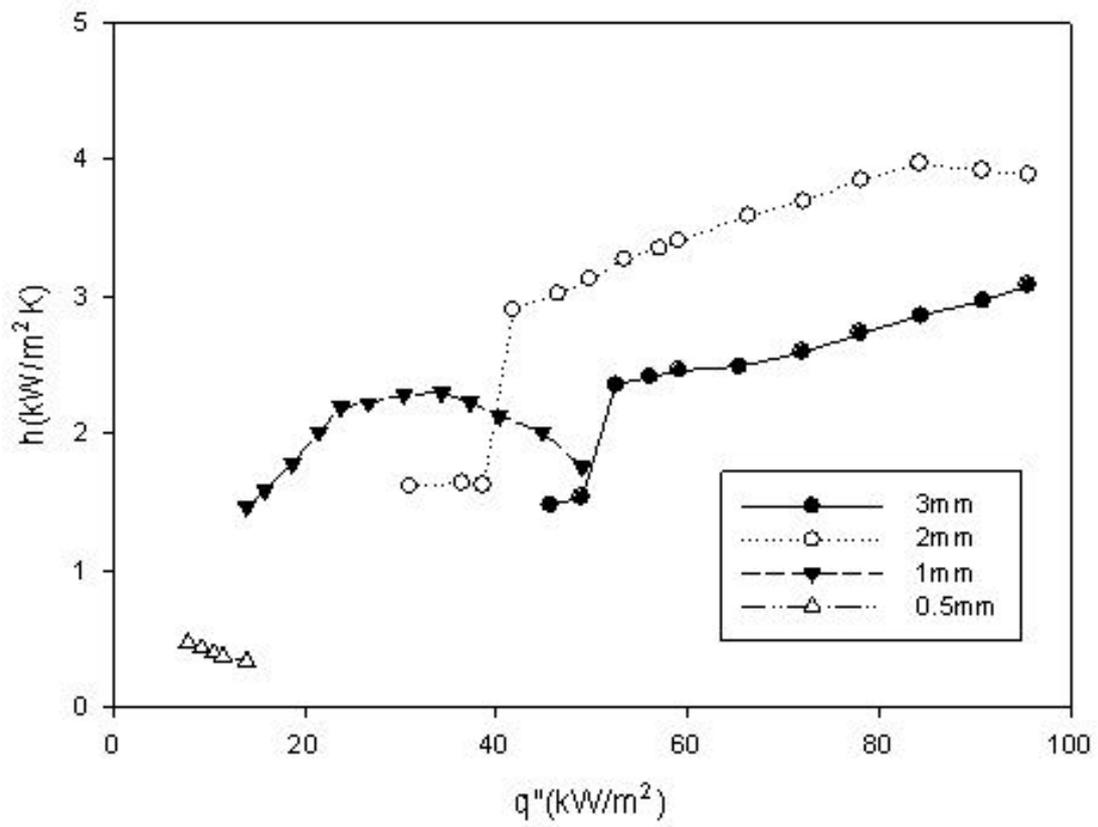


圖 3-17 $C_g=0.0029$ ，四種間隙在低熱通量的熱傳係數放大圖

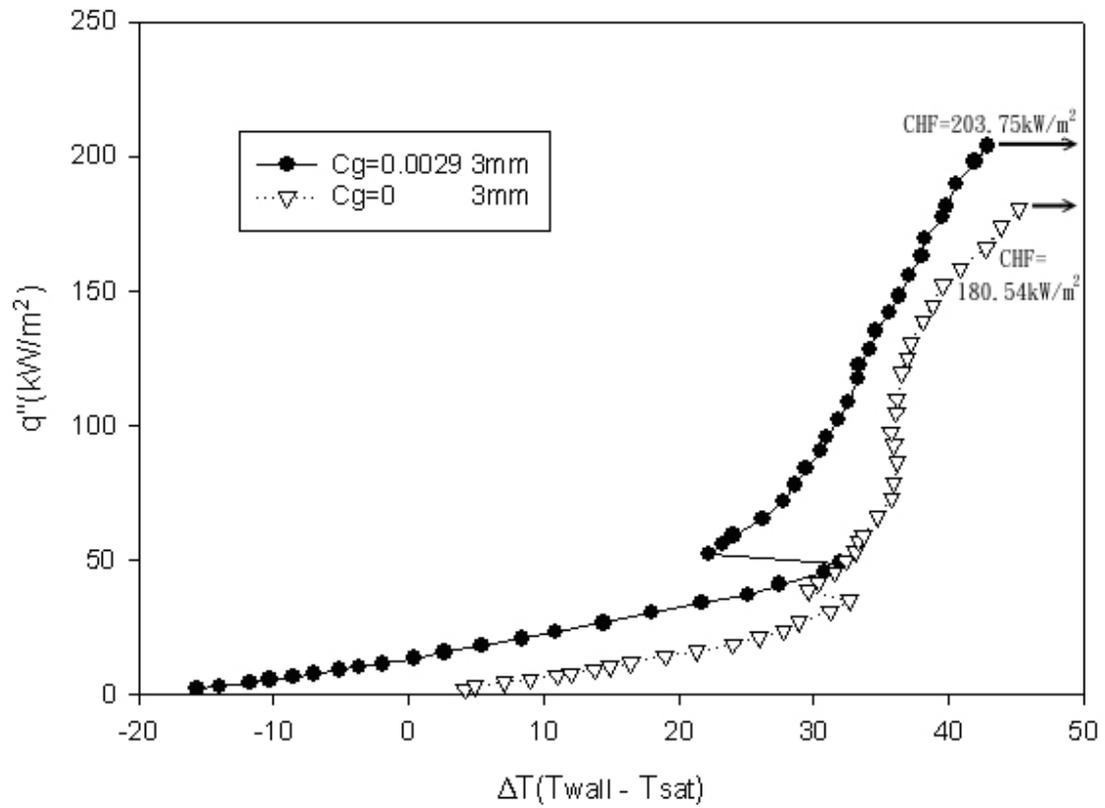


圖 3-18 $S=3\text{mm}$ ，兩種氣體含量的池沸騰曲線比較圖

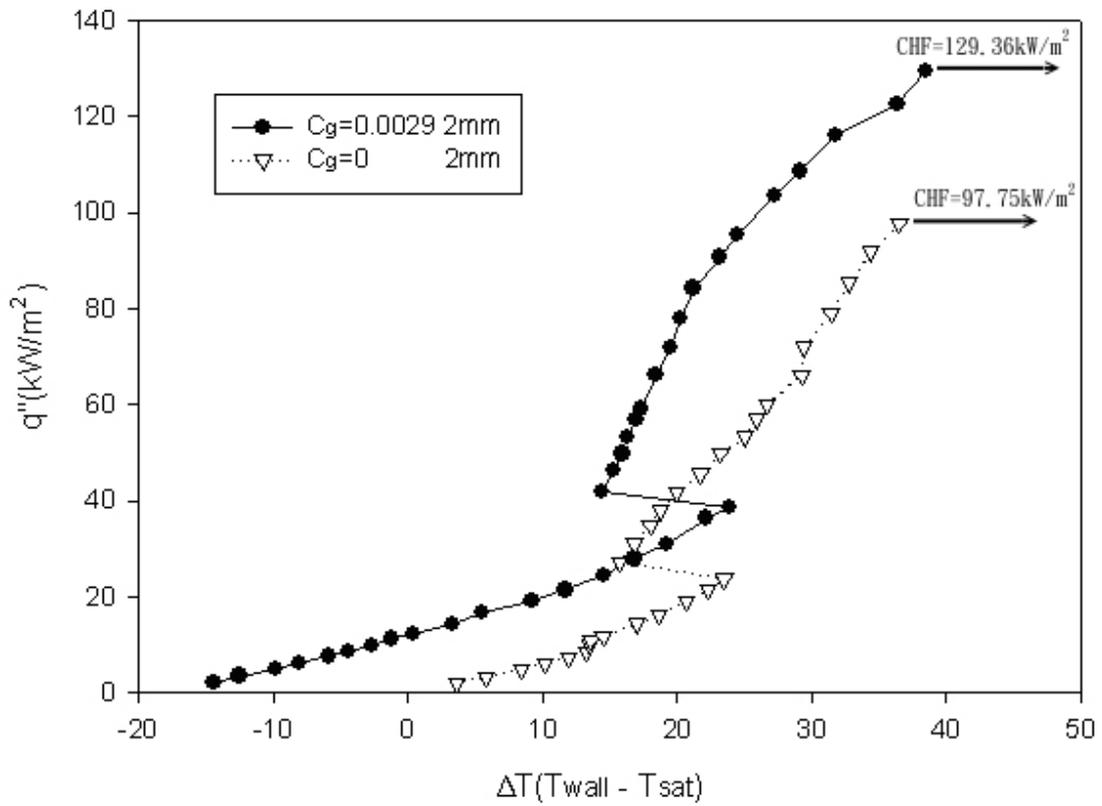


圖 3-19 $S=2\text{mm}$ ，兩種氣體含量的池沸騰曲線比較圖

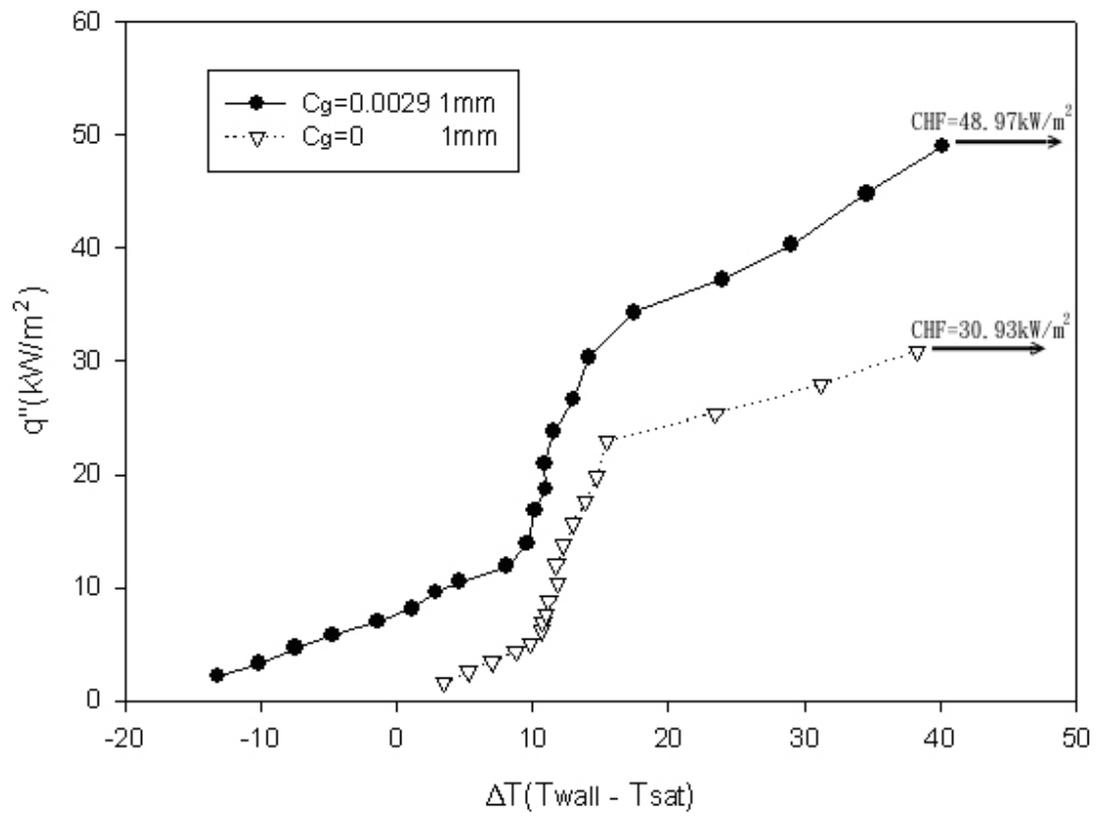


圖 3-20 $S=1\text{mm}$ ，兩種氣體含量的池沸騰曲線比較圖

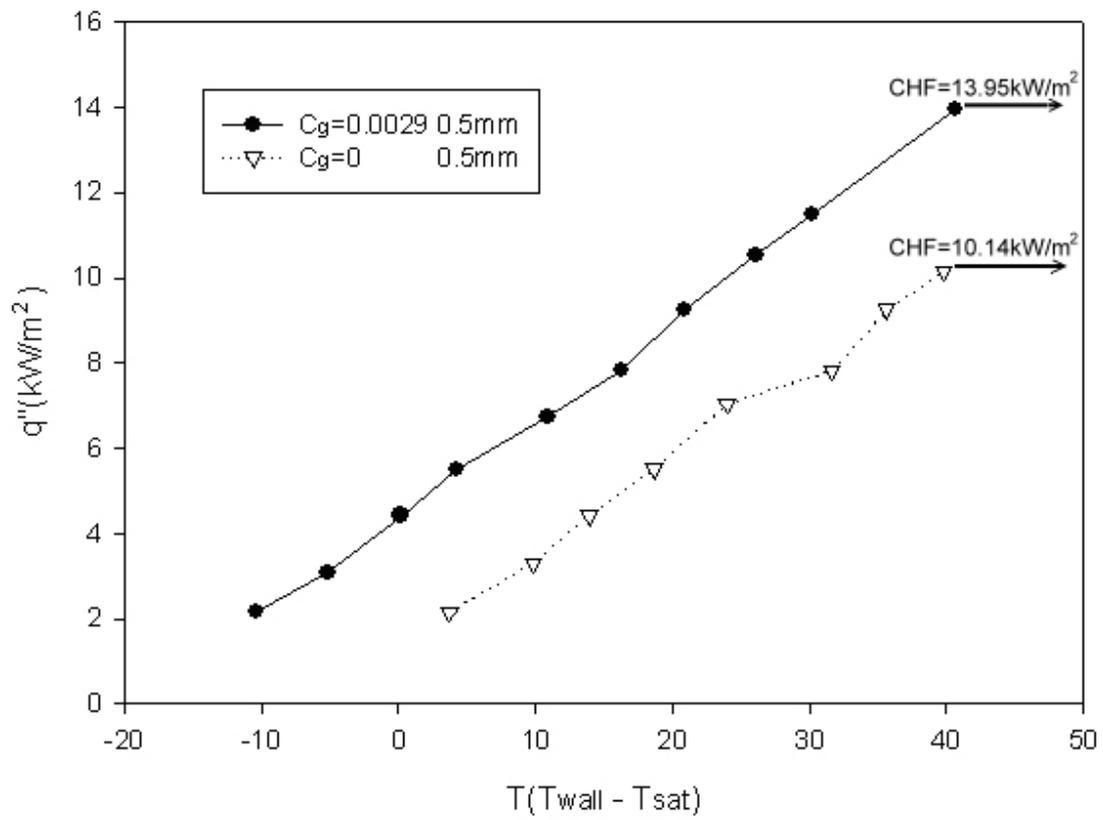


圖 3-21 $S=0.5\text{mm}$ ，兩種氣體含量的池沸騰曲線比較圖

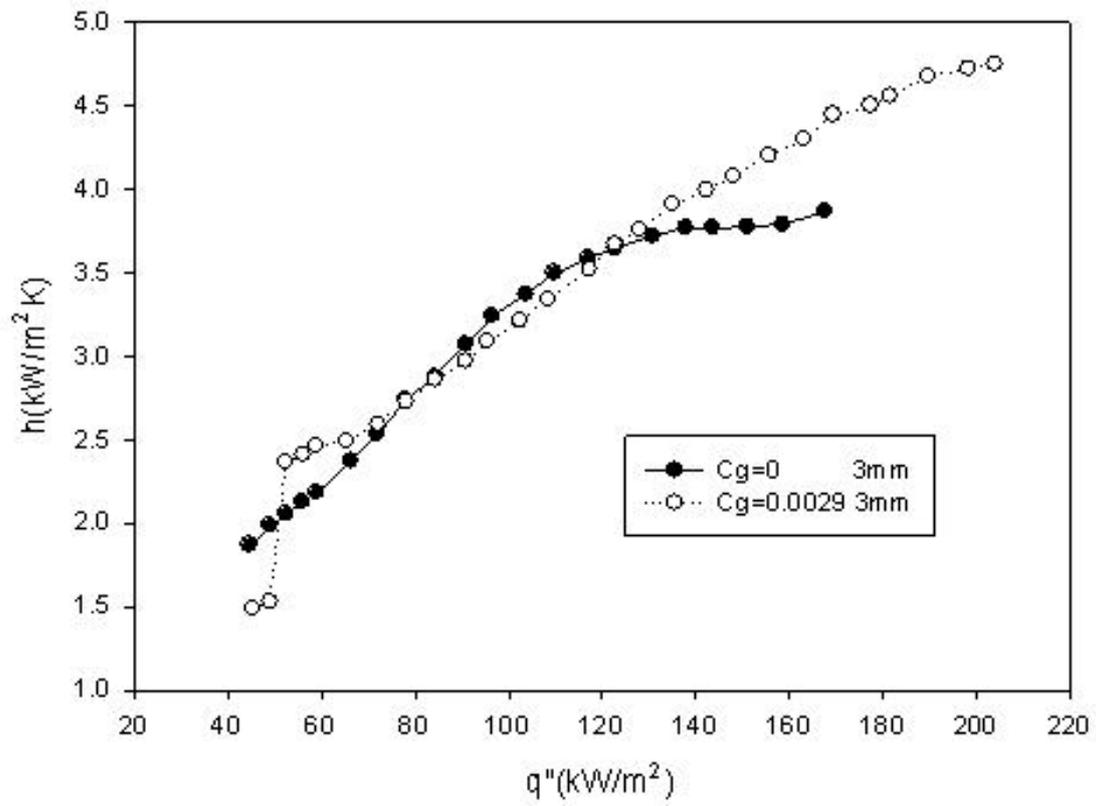


圖 3-22 $S=3\text{mm}$ ，兩種氣體含量的熱傳係數比較圖

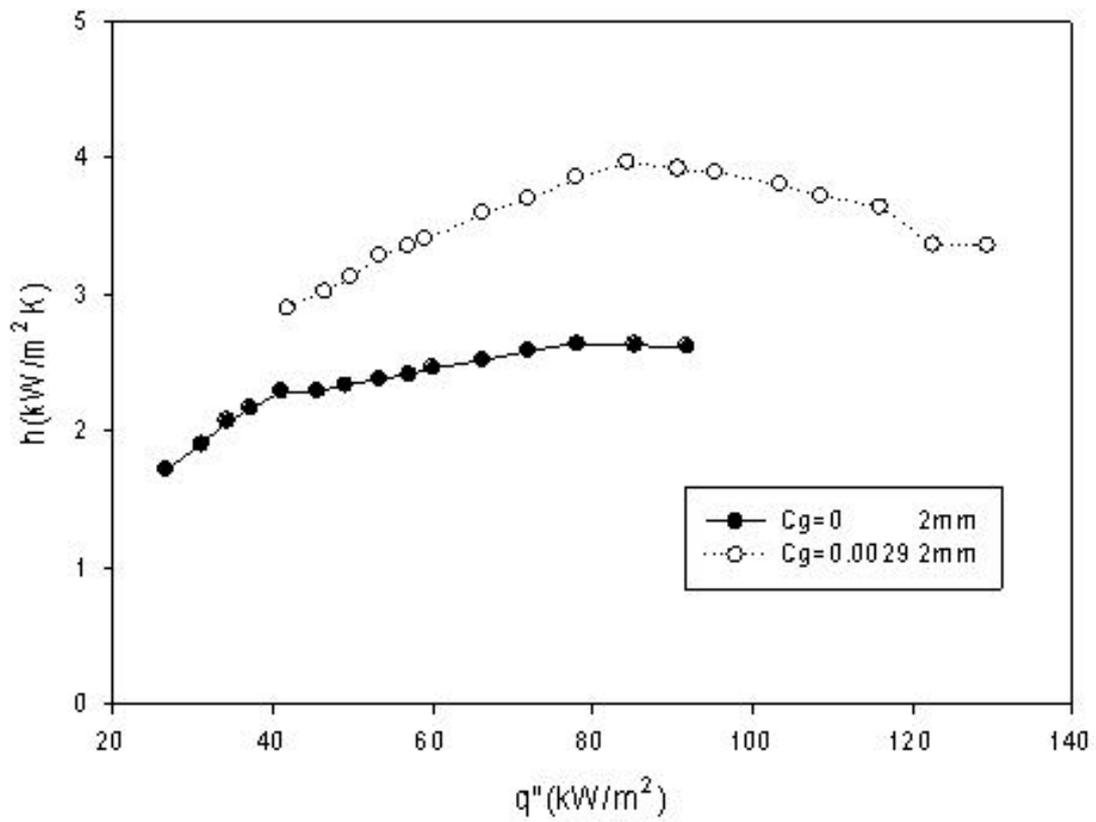


圖 3-23 $S=2\text{mm}$ ，兩種氣體含量的熱傳係數比較圖

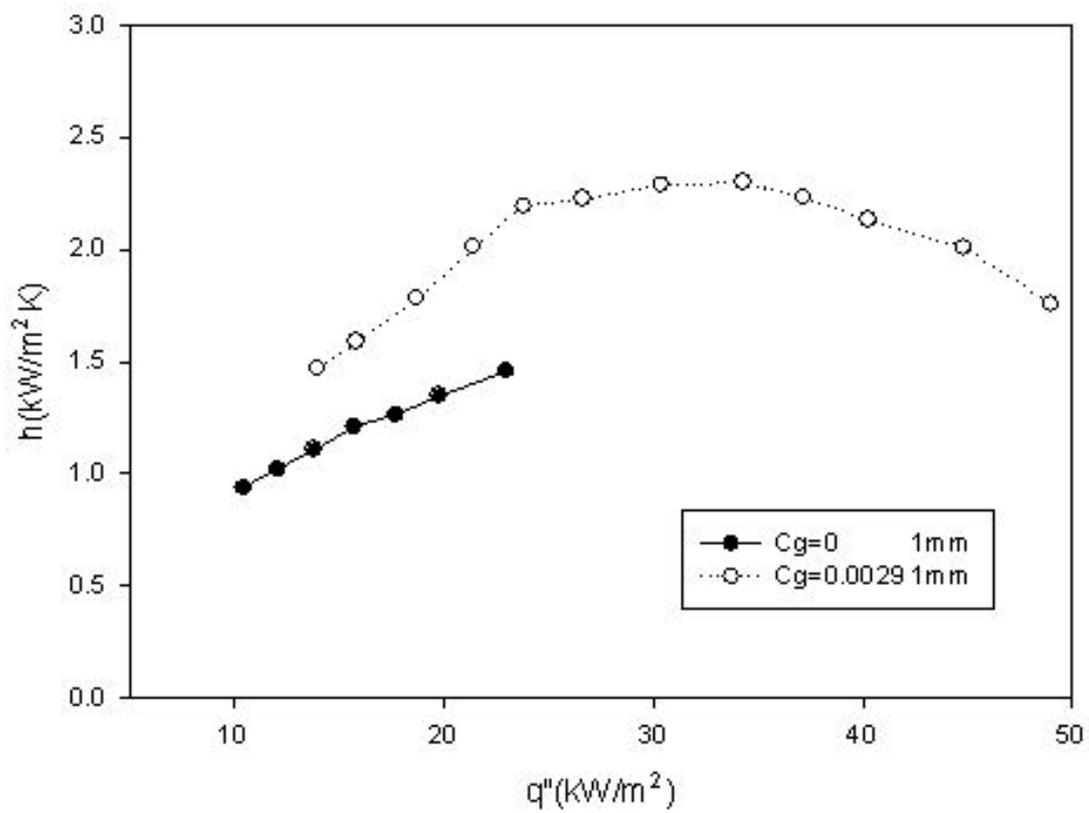


圖 3-24 $S=1\text{mm}$ ，兩種氣體含量的熱傳係數比較圖

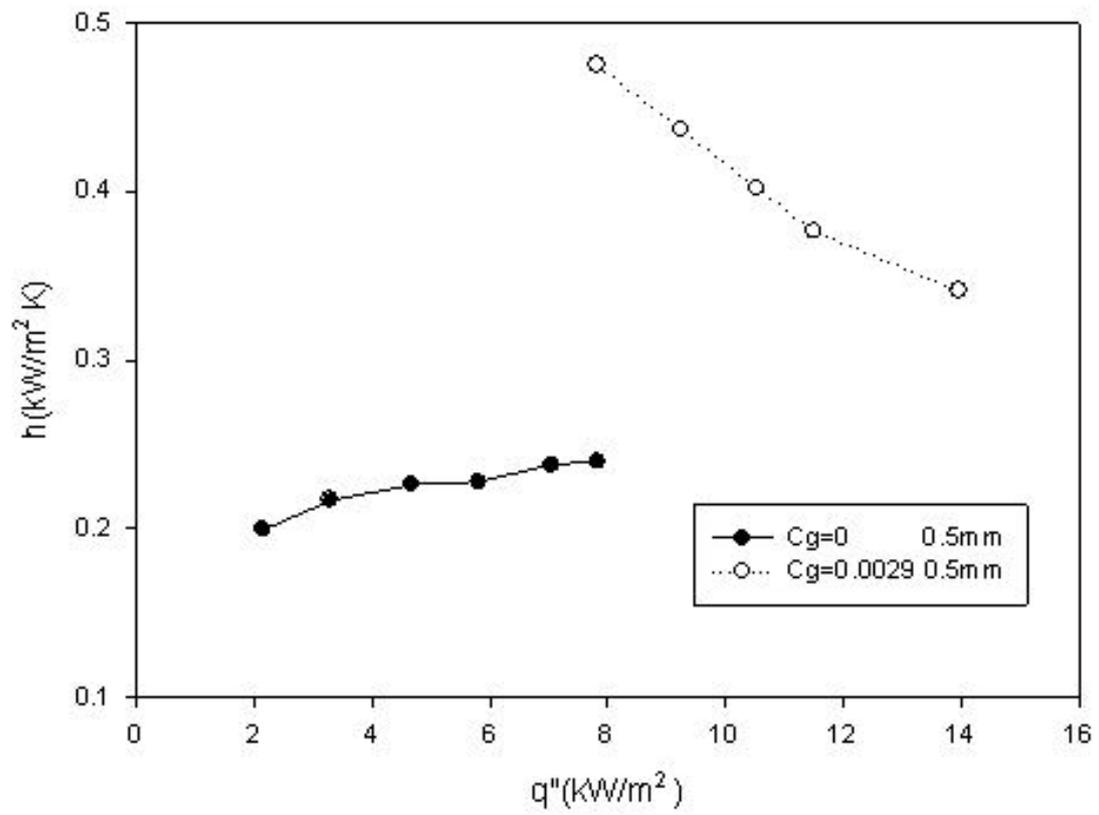


圖 3-25 $S=0.5\text{mm}$ ，兩種氣體含量的熱傳係數比較圖

第四章 結論與未來方向

本實驗以 FC-72 為工作流體，進行小間隙兩端封閉水平狹窄矩形空間的飽和池沸騰實驗，分析在不同的間隙與不同的可溶解氣體含量對起始過熱度、沸騰曲線以及臨界熱通量的影響。

以下是本實驗所歸納的結果：

1. 在未加入可溶解氣體($C_g=0$)時，在低熱通量，間隙 $S=3\text{mm}$ 、 $S=2\text{mm}$ 與 $S=1\text{mm}$ 熱傳係數相差不多。在高熱通量 $S=3\text{mm}$ 有最高的熱傳係數，且臨界熱通量隨著間隙增大而增高。
2. 在加入可溶解氣體($C_g=0.0029$)時，在低熱通量，間隙 $S=3\text{mm}$ 有最大的熱傳係數。在高熱通量，也是間隙 $S=3\text{mm}$ 有最高的熱傳係數，而在臨界熱通量也隨著間隙增大而增高。
3. 相同間隙下，可以發現在低熱通量時有加入可溶解氣體時熱傳係數都較佳。加入可溶解氣體時的臨界熱通量都比未加入可溶解氣體時高，大約增高 10%~45%。但是加入微量可溶解氣體對於抑制溫度偏移情形沒有幫助，在兩種可溶解氣體含量下，在間隙 $S=3\text{mm}$ 與 $S=2\text{mm}$ 皆可觀察到溫度偏移。

本實驗在有加入可溶解氣體的情況下熱傳係數皆高於未加入可溶解氣體時。若繼續增加可溶解氣體含量或更改加熱面構造，熱傳係數以及臨界熱通量使否能向上提升，或者使得溫度偏移現象消失，這

些都值得後續相關研究。



附錄

不準度分析

由 S. J. Kline[28]所建議的不準度分析方法如下：

設有一實驗值R是經由測量值 x_1 、 x_2 、 x_3 x_n 所計算而來，而這些

測量值各有不準度為 $\frac{\delta x_1}{x_1}$ 、 $\frac{\delta x_2}{x_2}$ 、 $\frac{\delta x_3}{x_3}$ $\frac{\delta x_n}{x_n}$ ，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 δx_1 、 δx_2 、 δx_3 δx_n 皆很小，所以 δR 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

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

依照以上公式可以用來分析本實驗所須計算的總熱通量 q''_{total} ，熱損

失 q''_{loss} ，過熱度 ΔT 及熱傳係數 h 。

A. 總熱通量 q''_{total} 是由電流 I 與電壓 V 相成而得

$$q''_{total} = IV$$

從公式(a)可知不準度為

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

B. 熱損失 q''_{loss} ，由 2.4 節得

$$q''_{loss} = q''_{side} + q''_{bottom}$$

將鐵氟龍的尺寸代入再利用公式(a)可得

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

C. 真正由加熱片接受的熱量 $q'' = q''_{total} - q''_{loss}$ ，用公式(a)計算可知不準

度為：

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

D. 過熱度 ΔT 是由加熱片中的熱電偶所測得之壁溫 T_w 減去 FC-72 在

一大氣壓下的飽和溫度 T_{sat} 而得， $\Delta T = T_w - T_{sat}$ ，以公式(a)分析可

得：

$$\frac{\delta(\Delta T)}{\Delta T} = \left[\left(\frac{\delta T_w}{T_w} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

E. 熱傳係數 $h = \frac{q''}{\Delta T}$ ，以公式(a)可計算出

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

本實驗的不準度分析忽略常數值的誤差。

參考文獻

1. McAdams, W. H., Kennel, W. E., Minden, C. S., Carl R., Picornell, P. M., and Dew, J. E., 1949, "Heat Transfer at High Rates to Water With Surface Boiling", *Industrial and Engineering Chemistry*, Vol. 41, No. 9.
2. Pike, F. p., Miller, P. D., Jr., and Beatty K. O., Jr., 1955, "Effect of Gas Evolution on Surface Boiling at Wire Coils", *Chem. Engrg. Prog. Symp. Series*, Vol. 51, No. 17, pp. 13-19.
3. Behar, M., Courtaud, M., Ricque, R., and Semeria, R., 1966, "Fundamental Aspects of Subcooled Boiling With and Without Dissolve Gasses", *Proc. 3rd Int. Heat Trans. Conf.*, Vol. IV, pp. 1-11.
4. Nukiyama, S., 1934, "The maximum and Minimum Value of Heat Transfer from Metal to Boiling Water under Atmosphere Pressure", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol 9, pp. 1419-1433.
5. Volmer, 1945, "M. Kinetik der Phasenbildung", *Edwards Bros., Ann Arbor*.
6. You, S.M., Simon, T.W., Bar-Cohen, A., Hong, Y.S., 1995, "Effect of dissolved gas content on pool boiling of a highly wetting fluid", *J. Heat Transfer* 117, pp. 687-692.
7. O'Connor, J.P., You, S.M., Chang, J.Y., 1996, "Gas-saturated pool boiling heat transfer from smooth and micro porous surfaces in FC-72", *J. Heat Transfer* 118, pp. 662-667.
8. Hong, Y.S., Ammerman, C. N., and You, S.M., "Boiling Characteristics of Cylindrical Heaters in Saturated, Gas Saturated, and Pure-Subcooled FC-72", *J. Heat Transfer* 119, pp. 313-318.

9. You, S.M., Simon, T.W., Bar-Cohen, A., 1995, "Experiments on Nucleate Boiling Heat Transfer with a Highly-Wetting Dielectric Fluid : Effect of Pressure, Subcooling and Dissolved Gas Content", J. Heat Transfer 118, pp. 564-571.
10. Fujii, M., Nashiyama, E., Yamanaka, G., 1979, "Nucleate Pool Boiling Heat Transfer from Micro-porous Heating Surface", Advances in Enhanced Heat Transfer", ASME, pp. 45-51.
11. Nishikawa, K., Fujita, Y., Uchida, S., and Ohta, H., 1994, "Effect of Surface Configuration on Nucleate Boiling Heat Transfer", Int. J. Heat and Mass Transfer, v.27, pp. 1559-1571.
12. Aderson, T. M., Mudawar, I., 1989, "Microelectronic Cooling by Enhanced Pool Boiling of A Dielectric Fluorocarbon Liquid", J. heat transfer, vol. 111, pp. 752-759.
13. 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
14. Rohsenow, W. M., 1952, "A Method of Correlating Heat Transfer Data for Surface Boiling of Liquids", Trans. ASME, Vol. 174, pp.969-975.
15. Mikic, B. B., Rohsenow, W. M., 1969, "A New Correction of Pool Boiling Data Including the Effect Surface Characteristics", J. of Heat Transfer, pp. 245-250.
16. Bonjour, Jocelyn, Clause, Marc and Lallemand, Monique, 2000, "Experimental Study of The Coalescence Phenomenon During Nucleate Pool Boiling", Experimental Thermal and Fluid Science, v.

- 20, pp.180-187.
- 17.Gu, J. M., Lu, M., 1999, “The New Assumption for Calculating Heat Transfer in Pool Boiling”, Heat and Mass Transfer, v.35, pp.295-297.
- 18.Arik,M., Bar-Cohen, A., 1998, “Immersion Cooling of High Heat Flux Microelectronics with Dielectric Liquids.” International Symposium on Advanced Packaging Materials, pp. 229-247.
- 19.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.
- 20.Oktay, S., 1994, “Beyond Thermal Limits in the Computers Systems”, Kluwer Academic Public, Dor drecht.
- 21.Isaacson, E., and Isaacson, N., 1975, “Dimensional Method in Engineering and Physics”, Edward Arnold, London.
- 22.Katto, Y., 1978, “Generalized Correlations for Critical Heat Flux of Natural Convection Boiling in Confined”, Trans. FSME, vol.44, pp. 3908-3911
- 23.Yao, S. C., and Chang, Y., 1983, “Pool Boiling Heat Transfer in a Confined Space”, Int. J. Heat Mass Trans., v.26, pp. 841-847.
- 24.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.
- 25.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

- 26.張好綺, 2003, “Study of Boiling of Dielectric Fluid FC-72 in a Narrow Rectangular Space”, 國立交通大學碩士論文
- 27.3M Company, Physical Properties Data, 2002, Private Communication, Katoka Japan.
- 28.Kline, S. J., 1985, “The Purpose of Uncertainty Analysis”, J. Fluids Engineering, v.107, pp. 153-160.

