

國立交通大學
機械工程學系
碩士論文

實驗探討 Γ 型振動管之熱傳現象

Investigate heat transfer phenomena of a Γ -shaped channel
under a reciprocating motion experimentally

研 究 生：陳沅佑

指導教授：傅武雄 博士

中華民國九十六年七月

實驗探討U型振動管之熱傳現象

Investigate heat transfer phenomena of a U-shaped channel under a
reciprocating motion experimentally

研 究 生：陳沅佑

Student : Yuan-Yo Chen

指導教授：傅武雄

Advisor : Wu-Shung Fu

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文



Submitted to Department of Mechanical Engineering
College of Engineering

National Chiao Tung University

In Partial Fulfillment of the Requirements

for the Degree of

Master of Science

in

Mechanical Engineering

July 2007

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國九十六年七月

國立交通大學

論文口試委員會審定書

本校 機械工程 學系碩士班 陳沅佑 君

所提論文(中文) 實驗探討Π型振動管
之熱傳現象

(英文) Investigate heat transfer phenomena
of a Π-shaped channel under a reciprocating
motion experimentally

合於碩士資格水準、業經本委員會評審認可。

口試委員：

符春進

黃奕孝

曾夜祺

指導教授：

傅武明

系主任：

周山

教授

中華民國

96

年

6

月

29

日

實驗探討U型振動管之熱傳現象

研究生：陳沅佑

指導教授：傅武雄

國立交通大學機械工程學系碩士班

摘要

本文主要目的在以實驗方法探討冷卻流體在一振動渠道內對壁面熱傳效率之影響情形，並搭配數值模擬來提高實驗的可信度。實驗設備大致上可以分為三部份：冷卻渠道、往復運動機構、溫度控制系統，工作流體為空氣。另外使用放煙線法進行流場可視化，實際觀測流場變化情形並與數值模擬之流線圖相互驗證，兩者結果一致。實驗針對不同的進口流體雷諾數和渠道無因次往復振動頻率來討論，由結果得知熱傳效率會因為渠道振動而提高，熱傳增益受到進口流體雷諾數增加影響較大，相較之下渠道低無因次振動頻率增加效果較不明顯。本實驗所得到最大熱傳增益在 20% 以內。



Investigate heat transfer phenomena of a Γ -shaped channel under a reciprocating motion experimentally

Student: Yuan-Yo Chen

Advisor: Wu-Shung Fu

Department of Mechanical Engineering
National Chiao Tung University

Abstract

In order to investigate the heat transfer phenomena in a Γ -shaped channel with reciprocating motion, an experimental work is conducted and validated by an auxiliary computational procedure simultaneously. The experimental apparatus consist of three parts, a cooling channel, reciprocating mechanism and heating control. The working fluid is air and the parameters of Reynolds number and oscillating frequency are varied. In addition, a flow visualization using the Smoke-wire method is adopted to indicate the flow field and compared with the streamline of the numerical results. The comparisons between experimental and numerical results are consistent well. The results show that the heat transfer rate is mainly dominated by Reynolds number, and less affected by increasing the low oscillating frequency. The enhancement of the heat transfer is confirmed and within 20% in this study.

誌謝

我由衷的感謝指導老師傅武雄教授在這兩年來給予課業和論文上的指導，以及在生活各方面上的關心與教誨，在此謹致最高的謝忱與敬意。同時也感謝機械系諸師長在課業方面的指導，學長連信宏在數值模擬方面的協助，學弟林敬倫和楊忠霖在實驗上的輔助，實驗室同窗陳鴻儀、黃玠超、林煒峰在精神上的鼓勵，讓我得以突破難關，使本研究順利完成。

更要感謝父母含辛茹苦的養育之恩，與家人和親友的支持與關懷，今日方能順利完成學業。最後謹將此喜悅與所有關心我的人共同分享。



目錄

	頁次
中文摘要	i
英文摘要	ii
致謝	iii
目錄	iv
表目錄	v
圖目錄	vi
符號說明	vii
一、緒論.....	1
二、 Γ 型振動管之熱流實驗.....	7
2.1 實驗設備.....	7
2.1.1 冷卻渠道與流量量測裝置.....	7
2.1.2 往復運動機構.....	9
2.1.3 高溫壁面加熱裝置與溫度量測裝置.....	10
2.1.4 流場可視化設備.....	13
2.2 實驗步驟.....	14
2.2.1 進口流體雷諾數量測.....	14
2.2.2 啟動往復運動機構.....	14
2.2.3 流場可視化.....	15
2.2.4 Γ 型渠道頂部壁面溫度量測.....	15
三、結果與討論.....	31
3.1 流場可視化結果.....	32
3.2 Γ 型渠道頂部熱傳分析.....	33
3.2.1 Γ 型渠道靜止之頂部壁面熱傳分析.....	34
3.2.2 Γ 型渠道往復振動之頂部壁面熱傳分析.....	35
四、結論.....	55
參考文獻	56
附錄 實驗不準度分析.....	58

表目錄

表 1	步進馬達運動參數表.....	18
表 2	實驗參數組合表.....	39
表 3	渠道振盪速度表.....	40
表 4	$Re_h = 500, F_c = 0.1, L_c = 0.5$ 之重複性測試.....	41
表 5	渠道靜止狀態下不同雷諾數之模擬和實驗結果.....	42
表 6	渠道振動下各組數之數值模擬與實驗結果.....	43
表 7	渠道在振動下平均紐塞數增益情形.....	44



圖目錄

圖 1	Suzler RTAT6 柴油引擎之活塞冠斷面示意圖.....	5
圖 2	歷年 Sulzer 柴油引擎動力輸出圖.....	6
圖 3	引擎活塞機構示意圖.....	19
圖 4	實驗設備總圖.....	20
圖 5	冷卻渠道實際尺寸.....	21
圖 6	往復運動機構.....	22
圖 7	渠道振盪速度圖.....	24
圖 8	加熱片結構圖和擺放位置圖.....	25
圖 9	加熱片測試各點溫度.....	27
圖 10	發煙器裝置圖.....	28
圖 11	流場可視化設備示意圖.....	29
圖 12	熱損失估計原理.....	30
圖 13	$Re_h = 200, F_c = 0.1$ 冂型渠道瞬間上移之流場可視化.....	45
圖 14	$Re_h = 200, F_c = 0.1$ 冂型渠道瞬間下移之流場可視化.....	46
圖 15	$Re_h = 200, F_c = 0.1$ 冂型渠道瞬間上移之出口流場可視化.....	47
圖 16	$Re_h = 500, F_c = 0.1, L_c = 0.5$ 之重複性測試.....	48
圖 17	$Re_h = 300$ 數值模擬結果圖.....	49
圖 18	冂型渠道於靜止狀態下不同雷諾數之壁面平均紐塞數.....	50
圖 19	$Re=300$ 不同振動頻率之壁面平均紐塞數.....	51
圖 20	$Re=500$ 不同振動頻率之壁面平均紐塞數.....	52
圖 21	$Re=700$ 不同振動頻率之壁面平均紐塞數.....	53
圖 22	相同無因次振動頻率下不同進口雷諾數之壁面平均紐塞數.....	54

符號說明

A	渠道截面積	$[m^2]$
A_b	巴沙木面積	$[m^2]$
A_h	加熱片表面積	$[m^2]$
f_c	渠道振盪頻率	$[s^{-1}]$
F_c	無因次渠道振盪頻率 ($F_c = f_c W / u_0$)	
g	重力加速度	$[ms^{-2}]$
Gr	Grashof 數 ($Gr = g\beta\Delta TW^3 / \nu^2$)	
I	輸入加熱片電流	$[A]$
k_a	空氣熱傳導係數	$[Wm^{-1}C^{-1}]$
k_b	巴沙木熱傳導係數	$[Wm^{-1}C^{-1}]$
ℓ	連桿長度	$[m]$
ℓ_c	渠道振動幅度	$[m]$
L	無因次連桿長度 ($L = \ell / W$)	
L_c	無因次振動幅度 ($L_c = \ell_c / W$)	
Q	空氣流量	$[m^3s^{-1}]$
Q_{air}	傳入流場之熱量	$[W]$
Q_{in}	輸入加熱片之總熱量	$[W]$
Q_{lose}	熱經由巴沙木散逸之損失	$[W]$
R	鎳鉻絲電阻	$[\Omega]$
\overline{Nu}	平均紐塞數	
Re_h	雷諾數 (以渠道寬度為特徵長度)	
s	滑塊與連桿接點至套筒圓心之距離	$[m]$
S	無因次渠道運動位置方程式 ($S = s / W$)	
S_p	新座標之無因次渠道運動位置方程式 ($S_p = S + L$)	
T_w	壁面溫度	$[^{\circ}C]$
T_{∞}	流體進口平均溫度	$[^{\circ}C]$
ΔT_w	加熱片銅箔表面與進口流體平均溫差	$[^{\circ}C]$
u_0	流體進口平均速度	$[ms^{-1}]$

V	輸入加熱片電壓	[Volt]
v_c	渠道振盪速度	$[\text{ms}^{-1}]$
V_c	無因次渠道振盪速度	
W	渠道入口寬度	[m]
x,y,z	卡式座標	[m]

希臘符號

β	空氣熱膨脹係數	$[\text{°C}^{-1}]$
ν	空氣動黏滯係數	$[\text{m}^2\text{s}^{-1}]$
τ	無因次時間	



一、 緒論

近年來機械元件加工技術的精進以提升能源效率，但相對來說機械元件所需承受的熱負載也是不斷增加，當元件處於高溫高壓下會縮短其使用的年限並且容易發生破損的現象，為解決此現象所衍生的元件損害與故障，機構熱傳效率的提昇一直是重要的研究課題。

舉例來說，船舶的引擎為船舶推進的動力來源，一旦引擎發生故障，將造成船舶無法正常繼續航行。而位於引擎燃燒室附近之機械元件，因長期處在高溫高壓的熱負載狀態下，容易且經常發生故障。燃燒室內之活塞，其頂部直接與汽缸內之火焰接觸，除了承受爆炸瞬間的極大壓力外，亦從燃氣中吸收了大量的熱量，若活塞頂部溫度過高，又不能及時冷卻，使用日久，將造成活塞燒損或龜裂，這不只使引擎無法正常運轉，發揮其最大效率，引擎結構複雜，維修不易，也會使維修營運成本增加。

再者，世界各國都面臨嚴重的能源危機，除了致力於發展替代能源之外，節約能源也是一個重要的解決方法。對於船舶引擎來說，不斷攀升的石油價格增加燃油成本的花費，因此為了降低燃油成本在航運成本所佔的高比例，船舶引擎的發展將朝向低引擎轉速、高溫高壓之熱力循環等方向邁進。為了使船舶的引擎效率提昇，以最少的消耗油量產生最大的輸出動力，勢必要提高燃燒壓力，也因此增加了燃燒溫度。目前船舶柴油主機推進引擎，其內部燃燒室之最大循環壓力與溫度（Maximum cycle pressure and temperature）已高達 120 bar 及 1500°C，活塞在此高溫高壓工作環境下，經常會有損壞的情形。為因應船舶引擎的馬力輸出再提高，所造成引擎活塞熱負載增高的問題，活塞之冷卻技術必須配合提昇，以便能將瞬間達到高溫的部分熱量帶走，降低其溫度，使得活塞材料能夠承受更高的溫度與壓力。因此對活塞內更有效之冷卻系統熱傳性能的研究，實為現代造船工業朝向低耗油率、輸出馬力大等發展趨勢之重要研究焦點。

目前船舶用柴油主機的活塞冷卻系統種類繁多，以蘇撒（Sulzer）的大型柴油主機為例，如圖 1，其活塞的冷卻大多採用孔道式冷卻系統。圖 2 為從 1968 至 1998 年，

蘇撒之大型柴油機每單位活塞面積上所能承受的引擎最大輸出功率，與其相對應時間之活塞內部的冷卻系統發展過程。如圖裡所示，在這 30 年期間，柴油機內之每單位活塞面積所能負載的最大功率由 0.34 增加至 0.78 ($\text{kW} / \text{cycle cm}^2$)，除了表示活塞內部冷卻系統更有效率外，也因此使得其設計逐年複雜。在 1969 至 1979 年間，蘇撒大型柴油機的冷卻系統主要為在活塞冠內之冷卻室設計一些冷卻孔道，當活塞作往復運動時，加壓的冷卻流體經由在冷卻室下方的伸縮管進入此孔道內，待其完成熱交換後，再藉由另一伸縮管將冷卻流體送出引擎外，完成冷卻系統的循環。為了能使活塞承受更大的輸出功率，1980 年後，蘇撒採用了另一種冷卻系統。此種冷卻系統保留之前的冷卻室，但額外在活塞冠下方加裝少許的密封管道，稱之為往復運動熱管，即是利用其往復運動的特性來增加冷卻效果，又因此冷卻管道可盡量接近受熱表面，使冷卻效果大增。在最近幾年，更出現以衝擊噴射 (jet impingement) 來提昇活塞內的熱傳性能，雖然此技術有助於冷卻效率的提昇，卻也因此無形中增加了製造上的困難。

由於活塞冷卻通道內之冷卻流體會隨活塞作往復運動，其流場與其熱傳特性除了與管道的幾何形狀有關外，也會受系統往復運動時所產生的往復力影響，形成脈衝流 (pulsatile flow)。

在過去，Grassmann and Tuma [1] 在 1979 年以實驗量測一受脈動力之平滑管流，於紊流狀態下之質傳特性。結果證明其 Sh No. (Sherwood number) 可增加至一般穩態管流的 250%。Patera and Mikic [2] 指出此現象是因為流體受脈動力影響，自壁面處產生分離 (separation) 及回流 (flow reversal) 兩種混合 (mixing) 現象，進而增加了流場的不穩定性 (hydrodynamics instability) 所造成的效果。Kim [3] 等人更利用數值模擬方法，發現受脈動力影響之流場，其熱傳特性也會受其所施的脈動力大小不同而有所差異。Bergles [4] 在 1996 年的美國國家熱傳會議邀請演講中，指出近年來工業界提昇熱傳性能的技術有環形管流 (coiled tubes)、表面粗糙法 (rough surface)、衝擊噴射 (jet impingement) 等實用技術。其中以表面粗糙法之內設凸起物 (rib) 較被廣泛採用，於工業應用中，很多熱交換器及燃器渦輪葉片內，即利用各種不同形式之凸起物來提昇熱傳性能，因為凸起物本身穿透流場次邊界層 (sub-layer)，並引生渦流

(eddy) 及增加紊流強度 (turbulence intensity)，使得熱傳性能得以提升。而自 60 年代即有許多有關此方面的研究，例如 Webb [5] 以實驗量測來探討於平滑管中加裝凸起物對熱傳性能的影響，結果證明其熱傳效果都遠比平滑管來得好。Han [6] 以雷諾數從 7000 至 9000 之紊流流場在內設凸起物之方管中進行實驗，發現因加裝凸起物所受的影響，其局部 St (local Stanton number) 可增加至平滑管的 150% 至 220%，往後持續性的研究大都朝向改變入口區的形狀、長度，以及改變凸起物的幾何形狀與裝設位置等方面進行。Mackley、Tweddle and Wyatt [7] 利用脈衝流流經內有嵌入擋板的管道中，結果發現 Nu (Nusselt number) 跟穩流流經光滑的管壁相比明顯地增加，Mackley and Ni [8] 利用脈衝流流經安插週期性擋板的管道，結果發現軸向混合 (radial mixing) 效果相當良好，Chang [9] 利用實驗量測方法，比較內設凸起物之靜止流場與受往復運動之動態流場的熱傳性能。結果發現往復運動下的熱傳效果，會隨著往復運動速度的增加而提昇，當達到其實驗中的最高往復運動速度時，熱傳效果可比在靜止流場中增加 45%。

對於如何改善活塞頂面溫度，在實際物理模式下廖 [10] 在活塞頂部高溫面下方加裝一冷卻流道，並採取二維 ALE 方法進行數值分析，針對不同噴入氣流的雷諾數，活塞振動頻率，活塞振動幅度，比較其熱傳效益。其結果顯示當雷諾數愈高，流體可以帶走愈多的熱；另外當活塞振動頻率愈高時，隨時間的平均熱傳率會增高；當振幅增高時，一個週期內的最高熱傳率會增高。連 [11] 則是在冷卻渠道上加上一層多孔性介質以探討其熱傳效應，結果顯示加入多孔性介質後的确能有效改善活塞頂部高溫壁面的熱傳。

余 [12] 將廖 [10] 的模擬進行實際上驗證，以活塞無因次振動頻率 0.01、0.05、0.1 與噴入氣流雷諾數 700、800、900 進行渠道壁面熱傳分析，推論渠道內部流場存在一個自然頻率，在此頻率下可以大幅度的提升頂部熱傳。

本研究主要以延續余 [12] 之實驗為主，將其設備稍微修改以利於進行較大範圍之實驗參數。首先進行流場可視化來觀察當渠道振動時流場瞬間變化情形，並與廖 [10] 所作的數值計算流場相互驗證。可視化是採用放煙線法 (Smoke-Wire Techniques)，此方法是在測試段中放置一條塗上白脂油的鎳鉻絲，利用電源供應器通以電流，因其內

部電阻會發熱而使白脂油揮發形成煙，故可以藉由煙線走向來觀察流場變化情形。

接下來針對廖〔10〕之模擬進行實際驗證，首先架設一門型渠道，其頂部置於由步進馬達所構成的往復運動機構上來進行往復運動，渠道頂面為加熱區，加熱元件是由巴沙木與銅片製作而成的，可以用來計算該流場的紐塞數（Nusselt Number），進而得知壁面熱傳效率，實驗中會搭配不同的振動頻率和噴入氣流雷諾數，探討其相互關係，最後再將實驗結果與數值模擬相互驗證，以完備活塞頂部的冷卻熱傳分析。

期望這次研究的實驗數據能有一定性分析，對於未來工業界實務應用上有所幫助，並提供活塞內部冷卻系統設計的參考。



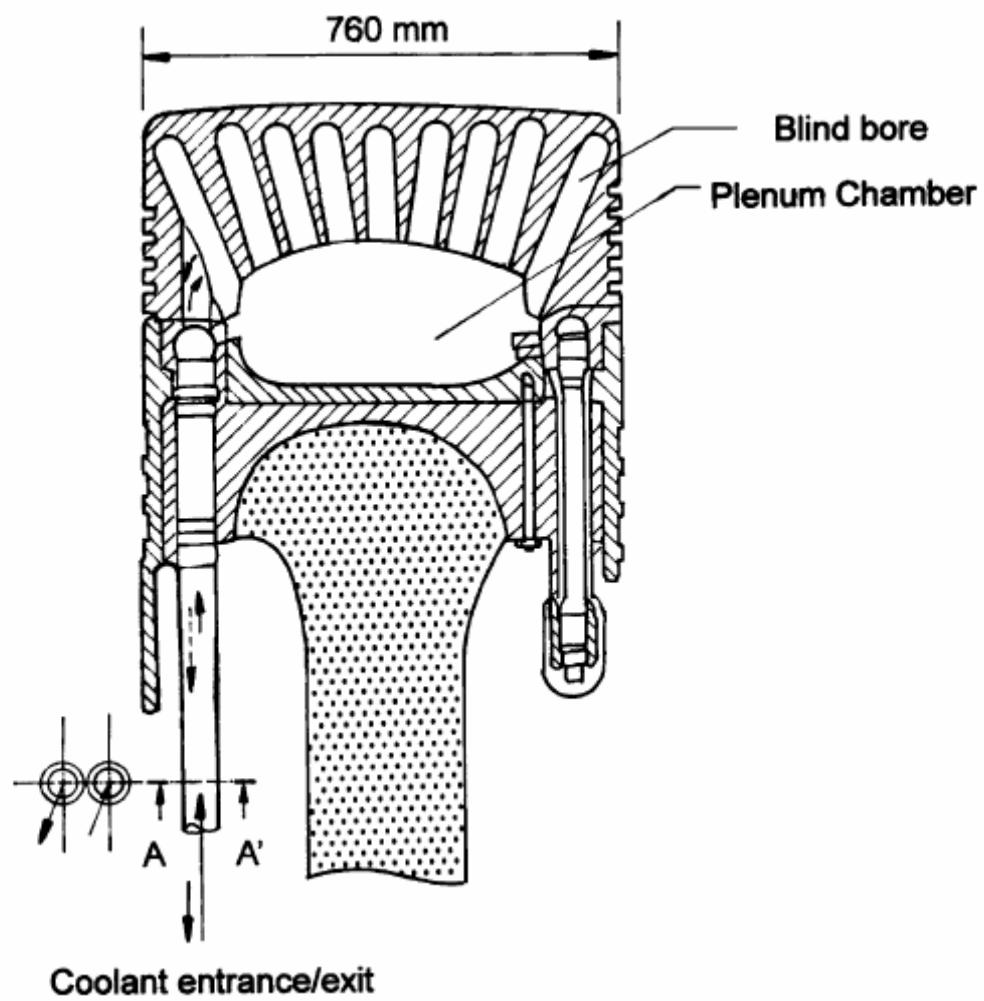


圖 1 Suzler RTAT6 柴油引擎之活塞冠斷面示意圖〔9〕

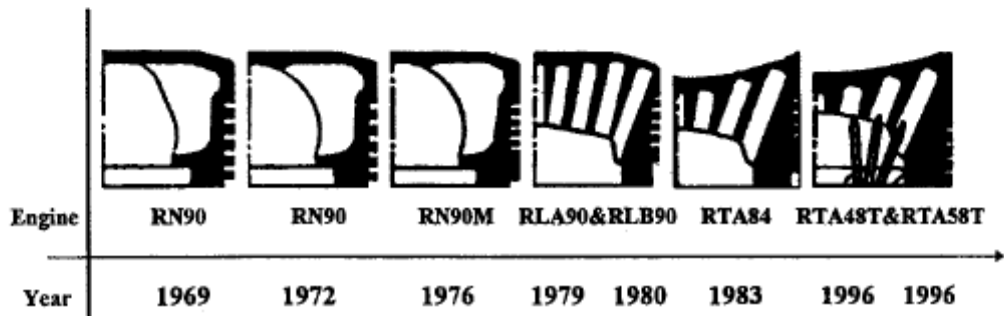
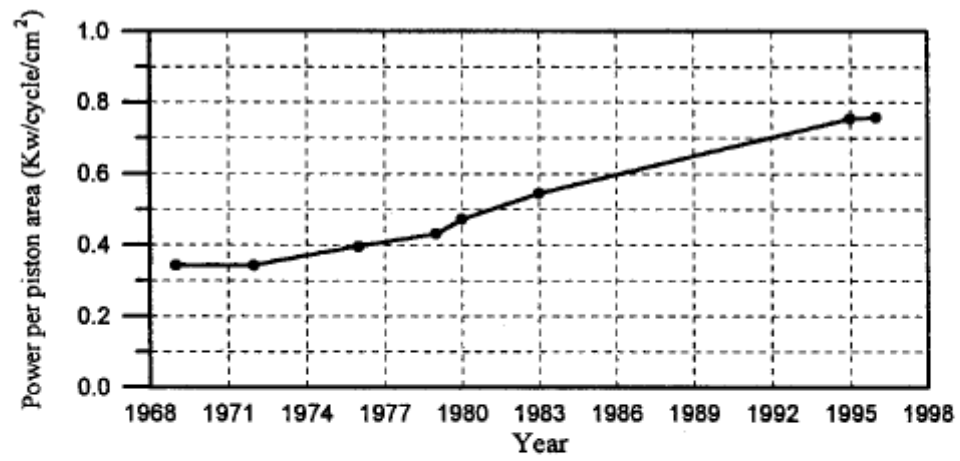


圖 2 歷年 Sulzer 柴油引擎動力輸出圖〔9〕

二、 ㄇ型振動管之熱流實驗

2.1 實驗設備

本實驗將探討活塞內部冷卻渠道之冷卻流體隨活塞進行往復運動對活塞壁面散熱效率影響情形，圖 3 (b) 為活塞加裝一冷卻渠道在汽缸內作往復運動之示意圖，由於活塞會上下進行往復運動，在壁面附近留有一冷卻渠道會隨著活塞進行運動，希望藉此往復機制可以增加活塞高溫壁面的熱傳效率。為了進行此實驗分析，實際架設一設備如圖 4 所示，首先是冷卻流體部份，利用送風機 (1) 提供穩定且連續的空氣來作為工作流體，用以冷卻高溫壁面，空氣經由風機送出以後，利用圓管輸送經方形轉接頭進入冷卻渠道 (5)，冷卻渠道分為ㄇ型渠道 (51)、方形套管 (52) 和延長渠道 (53)，其中ㄇ型渠道為本實驗之測試段，因此在渠道的頂部壁面放置自製加熱片，用以提供熱量作為模擬活塞內部的高溫壁面，並方便於實驗時計算壁面紐塞數，進而了解壁面的熱傳效率，並將此部份渠道固定在一往復機構 (4) 上，當往復機構開始運作時，渠道會隨之進行往復運動，此時裡面的冷卻流體受到振動影響，對壁面散熱也會有不同的效果，最後利用個人電腦擷取各項所需數據，經過處理以後進行壁面的熱傳分析。以下將實驗設備分為冷卻渠道與流量量測裝置、高溫壁面加熱裝置與溫度量測裝置、往復運動機構與個人電腦等四部份詳加討論。

2.1.1 冷卻渠道與流量量測裝置

a. 風機

考慮本實驗為低雷諾數低風速實驗並且渠道開口口徑較小，因此選用全風公司出產的環形鼓風機 (Ring Blower) 作為工作流體輸送的動力源，型號為 RB-200A，輸出功率 0.18KW，開口口徑為一英吋。為了控制風機輸入的風量及改善送風的穩定度，採用東元電機公司出產的 N2 系列變頻式馬達控速器，此為整個實驗送風的部份。

b. 冷卻渠道

本實驗之冷卻渠道以透明壓克力材料製作，方便於進行流場可視化並且用以產生可控制流速之管道流系統，考慮整個實驗之規劃，將渠道設計為開放吹氣型。實際渠道尺寸如圖 5 所標示，大致上分為三個部份，第一部份為 U 型渠道 (51)，這部份與渠道其他部份分開，將之固定在往復運動機構上，可進行上下往復運動，渠道的入口寬度為 30mm，高度為 90mm，渠道頂部為加熱面 (71)，分別有三組相同面積為長 31mm × 寬 36mm 之加熱區塊位於圖中所標示之位置，為了使實驗接近模擬簡化的二維流場，需將加熱區塊置於 Z 方向之中間區段，以求與數值模擬條件相符。第二部份為延長渠道 (52)，工作流體由風機送出在此進入渠道，並在渠道內流體進口處擺放數個蜂巢 (honeycomb) 和整流網 (screen)，以降低由風機產生之流場紊亂的強度，並將渠道長度設定為 1200mm，當流體流過此區段要進入 U 型渠道時已為完全發展流 (fully-developed flow)，符合數值計算之入口條件，另外在延長渠道進口的末端將與 U 型渠道銜接的地方處鑿穿一個直徑 1mm 的小孔，作為熱電偶線伸入口，此熱電偶線量得的溫度即為測試區之入口空氣溫度。為了防止 U 型渠道往復運動時和延長渠道產生太大的間隙，造成氣體嚴重外洩，所以用方形套管 (53) 將兩端連接，形成一個完整的渠道，此為冷卻渠道第三部份。

c. 流量量測

流體由風機送出後經由圓管輸送，為了計算流體的速度 (u_0)，必須量測入口流量 (Q)，若管道面積 (A) 為已知，由 $Q/A = u_0$ 即可求得流速，並得以確定實驗所需之流體進口雷諾數。本實驗選用浮子流量計 (2) 來量測工作流體流量，此流量計量測範圍為 200c.c/s~2000c.c/s。為求浮子流量計量測準確，基本上流量範圍最好處於刻度的中段區域，並且工作流體進入流量計之前的入口長度須為管徑的 20 倍以上。最後流體經過流量計藉由方型轉接頭進入方型的冷卻渠道來進行流場熱傳效率分析。

2.1.2 往復運動機構

往復運動機構（4）在實驗中為帶動渠道進行往復運動，並且藉由馬達轉速的不同來改變實驗參數（無因次振動頻率），分為傳動組件配合步進馬達及驅動器，其組合詳述如下：

a. 傳動組件：

傳動組件機構設計如圖 6 所示，以不鏽鋼材質製造一機構可以利用步進馬達的旋轉帶動門型渠道進行來回振盪的運動。此機構設計為將門型渠道（51）固定在可移動的滑塊（46）上，滑塊固定只能在滑軌（45）上移動，限制其移動為一維方向，另一方面將步進馬達之傳動軸（41）鎖上一圓形套筒（42），並在套筒上距離圓心 15mm 處鑽孔，此距離即為渠道振動幅度 ℓ_c ，利用連桿（43）將套筒與滑塊連接，當馬達轉動時，由於偏心作用，渠道因此來回運動，在實驗中可藉由調整步進馬達轉動頻率，即可控制渠道往復運動之速度。

由於數值模擬部份設定渠道進行正弦波之往復運動，以下說明為渠道進行正弦波往復運動之原理：

如圖 6（a）所標示

s ：滑塊與連桿接點至套筒圓心之距離

渠道運動位置方程式

$$S = \frac{s}{W} = L_c \sin(2\pi F_c \tau) - \sqrt{L^2 - (L_c \cos(2\pi F_c \tau))^2} \quad (1)$$

S 的運動範圍為 $-L_c - L \leq S \leq L_c - L$

定義新的座標： $S_p = S + L$

$$S_p = S + L = L_c \sin(2\pi F_c \tau) - \sqrt{L^2 - (L_c \cos(2\pi F_c \tau))^2} + L \quad (2)$$

S_p 的運動範圍為 $-L_c \leq S_p \leq L_c$

將位置方程式對時間取一次微分可得渠道運動速度方程式

$$V_c = \frac{v_c}{u_0} = 2\pi F_c L_c \cos(2\pi F_c \tau) - 2\pi F_c L_c^2 \frac{\cos(2\pi F_c \tau) \sin(2\pi F_c \tau)}{\sqrt{L^2 - (L_c \cos(2\pi F_c \tau))^2}} \quad (3)$$

圖 7 為式(3)之結果，橫座標為時間軸，縱座標為無因次渠道振盪速度，當 ℓ/ℓ_c 趨近於無限大，也就是說連桿長度無限長，渠道往復運動將會呈現正弦波

$S = L_c \sin(2\pi F_c \tau)$ 振盪，一次微分的無因次振盪速度方程式則為

$V_c = 2\pi F_c L_c \cos(2\pi F_c \tau)$ ，當 $\ell/\ell_c = 1.5$ 時的速度方程式與理想的弦波振盪則有一段差距，此實驗機構 $\ell/\ell_c = 3.53$ ，由圖觀察得知與正弦波振盪差異甚小。

b. 步進馬達及控制器

由於渠道往復運動需由馬達傳動軸來提供一個轉速，因此選用 SANYO DENKI 公司型號 103H8223-5111 的 1.8 度 2 相步進馬達，最大驅動力為 70kg-cm，解析度與相關的馬達運動參數如表 1 所示，同時利用個人電腦，透過 RS-232 通訊埠與 Parker 公司型號 OEM750X 的馬達控制器連接來啟動馬達和設定馬達運轉參數，以控制步進馬達的作動行為。



2.1.3 高溫壁面加熱裝置與溫度量測裝置

為得到較佳的高溫壁面與方便量測各點溫度用以計算此實驗之紐塞數，以銅箔、鎳鉻絲及巴沙木等材料製成加熱片，並由電源供應器提供電能使鎳鉻絲發熱產生熱量，加熱片的組成如圖 8 (a) 所示。每片加熱片上均黏有熱偶線，用以量測該點溫度。

渠道頂面之加熱板主要做法為分別將三塊表面積為長 31mm × 寬 12mm 之加熱片緊密結合為一組長 31mm × 寬 36mm 之加熱區塊後，再將三組加熱區塊置於一長 210mm × 寬 90mm 且厚度為 10mm 之組合巴沙木板，在組裝時需注意保持加熱區塊表面與巴沙木板表面維持同一平面，各組加熱區塊詳細位置如圖 8 (b) 所示，依流體入口方向加熱區分為前、中、後段加熱區，各個加熱區塊僅中間加熱片為實驗計算所用，兩邊加熱片則為熱保護用。為了減低熱量從組合間縫隙散失，在加熱區塊周圍及後方貼附絕熱泡棉。

a.加熱片原理：

將鎳鉻絲纏繞於孔洞分布均勻的電路板，並且連接電源供應器通以電流使其均勻發熱，外面包覆高熱傳導係數的銅箔藉此形成一個表面均溫且對於熱反應快速的發熱體。在其側邊利用相同製作過程的銅箔夾層緊靠來達成熱保護的效果，當這些銅箔夾層都加熱到相同溫度時，彼此間就不會有熱傳，藉此降低無法估計的熱損。銅箔的上表面置於流場中，熱量由流場的流體經熱對流方式帶走，下表面則緊貼巴沙木用以計算下方熱傳導帶走的熱損失，其餘的部份則貼覆絕熱泡棉使其熱損失降到最低。

b.加熱片的製作方法：

(1) 材料準備：

銅箔（厚度 0.05mm）、電路板（厚度 1.6mm）、直徑 0.17mm 之鎳鉻絲，鐵氟龍絕緣膠帶、巴沙木（厚度 1.5mm 和 6mm）、直徑 0.001mm 之 J-TYPE 熱電偶線、OMEGA 公司的 OB-200 導熱膠、AB 膠等。

(2) 製作銅箔夾層（74）：

將厚度 1.6mm 之電路板裁成長度 31mm，寬度 11mm 之長條型，其內部有 48 個孔洞（12x4），表面有金屬的部份用砂紙磨去，並取中間且均勻分佈鑽三個通孔以便於放置熱電偶線；於裁好的電路板上繞以細密且均勻間隔之鎳鉻絲，其纏法如圖 8（a）中（71）所示，注意鎳鉻絲需保持平整避免在電路板表面發生高突而與銅箔間隙太大，接著再將鐵氟龍絕緣膠帶包覆於纏好鎳鉻絲的電路板外用以與銅箔絕緣；切取尺寸為 31mmx24mm 厚度 0.05mm 之銅箔，將銅箔折成寬度為 11mm 之 U 字型，包覆於巴沙木外且銅箔表面需盡量保持平坦。並將穿過電路板夾層之三條熱電偶線黏貼於銅箔內側通孔對應的位置。

(3) 製作巴沙木夾層（75）、（76）：

為了減少同組的三個加熱片間因為組合時產生的接觸熱阻，因此把一組加熱區塊所需的三個巴沙木夾層一起製作，將巴沙木（厚度 1.5mm 和 6mm）裁成一塊長度 31mm，寬度 35mm 之長方體，也就是三個銅箔夾層組合起來的大小，

對照銅箔夾層適當的位置鑽九個通孔用來穿過所有的熱偶線。為求估算經由巴沙木的熱損失，在巴沙木（厚度為 1.5mm）上下放置熱偶線以量測溫度，用以求得藉由熱傳導耗散的熱量。

（4）加熱片成形：

組裝時，如圖 8（a）中所示，最上層為銅箔夾層，中間為厚度 1.5mm 之巴沙木夾層，下層則為 6mm 之巴沙木夾層，熱偶線分別由各通孔拉出，熱偶線的位置如（77）所示，銅箔夾層三條，中間巴沙木上下各三條，接著再將各層之間均勻塗上導熱膠，組合夾緊放置 24 小時待其乾燥固定，即可完成組裝工作。製作過程中需注意加熱面銅箔保持平整，以達到均溫效果。另外需注意加熱片有無縫隙，須以導熱膠或 AB 膠於適當的地方填補。

c. 加熱片測試：

將完成後加熱片之兩條鎳鉻絲連接電源供應器，由電源供應器提供一電位差，鎳鉻絲通電後發熱，使銅箔溫度上升，待其加熱片溫度穩定後擷取黏貼於銅箔背面三條熱電偶線之溫度，若彼此溫度差均能維持在 0.1℃ 內則通過測試，圖 9 即為一測試結果，加熱的溫度設定為高於室溫 5℃，圖中標示的溫度為加熱面銅片表面各點的溫度。

為準確的控制每個加熱片之輸入熱量，將每一加熱片分別連接至 MOTECH 公司型號 LPS 的直流電源供應器，並且利用 UNI-T 公司型號 UT60E 的三用電表量測電壓與電流值，溫度量測部分則利用 OMEGA 公司 J-TYPE 熱偶線，配合 Yokogawa 公司型號 DA-2500E 的資料擷取器，讀取各熱電偶線溫度值。並以 National Instruments 公司 GPIB-USB 資料擷取卡，將熱偶線所量得的溫度值讀入個人電腦進行分析。

d. 量測溫度裝置

溫度在工業界上扮演著重要的角色，而準確溫度的量測對工業界更是重要，目前工業界常用的溫度量測裝置為電子式溫度感測器，電子式溫度感測器大致尚可分為接觸式（非輻射型）與非接觸式（輻射型），常見的接觸式感測器有熱電偶，電

阻式、與熱敏電阻式，其中熱電偶式的溫度量測廣泛的被應用在工業中，如航空機具、核能急火力電廠、石化工業等，因其具有可以提供精確、可靠、及連續的溫度記錄之優點，且適用溫度範圍相當的廣。

熱電偶量測溫度原理為利用兩種不同的金屬或合金線，在兩不同線端點處焊接在一起，當此焊接點與待測高溫面接觸時，會產生電壓差而造成熱電流運動現象，而其大小則依據焊接點與另一端參考點之溫差，此參考點溫度必須為一定值，藉由熱電流運動力，可推算出焊接點之溫度，依據電壓大小來判斷被測物之溫度，而其準確度與範圍就和材質有非常大的關係，目前業界常見的有 E、J、T、K 等 TYPE 的熱電偶。

本實驗溫度量測部份採用 OMEGA 公司出產 J-TYPE 熱電偶，利用 Yokogawa DA2500E 資料擷取器將熱電偶的電壓類比訊號取出並轉換成溫度值，並利用 National Instruments GPIB 介面卡將資料傳輸置個人電腦，最後經過個人電腦將資料處理並加以儲存。



2.1.4 流場可視化設備

在低速的空氣流場中，使用放煙線法（Smoke-Wire Techniques）來進行流場可視化，是被廣為採用的方法之一。此方法是在測試段中放置塗上煙油之金屬線，並將金屬線通以電流使之發熱，則金屬線上的煙油會揮發形成煙，而煙在流場中則形成煙線，如此一來就可以實際觀察流場瞬間變化情形。Yang [17] 中提到，放煙線法是 Raspet 與 Moore 於 1950 年代所發展，最早應用在觀測邊界層的速度分佈。之後，歷經許多改進與發展，放煙線法的技術已經非常成熟。因此，本實驗採用放煙線法來觀測流場結構並選用線徑 0.17mm 之鎳鉻絲和白脂油來進行流場可視化。

由於此實驗為研究簡化之二維流場，故發煙器應放置於 Z 方向中間區域，在此區域二維效應最明顯，發煙器之裝置如圖 10 所示，當 switch 瞬間打開時，整個線路會有電流通，鎳鉻絲因而發熱，促使煙油揮發。

在渠道頂部和底部依欲觀察流場之位置鑽孔，以利鎳鉻絲通過置於流場內部，為了

防止鎳鉻絲易扭曲變形，將一般電線外皮之絕緣層取下，將鎳鉻絲穿入，即可固定之，如圖 11 所示，鎳鉻絲兩端藉由電線絕緣層固定在距離壁面數公釐處，鎳鉻絲穿過壓克力管壁後與電源供應器連接，接頭處需利用電器絕緣膠帶將之固定，避免實驗進行中渠道振動時，接頭地方鬆脫或滑落。放煙油採用競輪企業有限公司之白脂油，並加入少許中性清潔劑，在實驗中，以人工方式使用藥用長綿籤來塗抹煙油。

拍攝放煙過程使用 JVC 公司出品的 DV 數位攝影機，動態攝影每秒鐘可以擷取約 30 格畫面 (frame)，拍攝過程中設定為黑白攝影，並且取消自動對焦模式，改用手動對焦，拍攝完畢以後經由 1394 傳輸埠將影片傳至電腦進行處理。拍攝流場實需局部打光凸顯煙粒子，為了避免背景色或壓克力反光影響拍攝，將非觀測面以黑色不反光紙貼覆，以利於觀察，光源擺置的位置如圖 11 所示，由 U 型渠道的頂部外面打光，照亮渠道內部欲拍攝的範圍，攝影機由上往下拍攝，拍攝範圍為圖中虛線部份。

2.2 實驗步驟

本研究主要目的在以實驗的方法，進行 U 型渠道往復運動之頂部熱傳效應分析，實驗共分為三部分：進口流體雷諾數量測、啟動往復運動機構與壁面溫度量測。

2.2.1 進口流體雷諾數量測

為了探討 U 型渠道頂部熱傳效率與進口流體雷諾數之關係，故工作流體進口平均速度需確定，由 $u_0 = \frac{Q}{A}$ 此式得知，當渠道截面積 A 已知，平均速度 u_0 則可以由流量計讀數 Q 代入前式計算求得，藉由調整風機控速器來調整進口流量，即可得到實驗所設定之雷諾數。

2.2.2 啟動往復運動機構

本實驗以解析度 36000 步/轉之步進馬達帶動往復運動機構，其運動狀態可由馬達轉動求得，相關的馬達運動參數如表 1 所示，渠道振動頻率可以經由控制器調整步進馬

達轉速得到，因為步進馬達轉動一圈則門型渠道前後來回振盪一次。為確認其精準度，利用碼表量測門型渠道振盪 120 次所歷經時間，並換算成頻率與控制器所輸入之頻率作比較，發現誤差極小，控制極為精準，但因步進馬達扭力無法負載滑軌快速移動所需要的力矩，故轉速不能過高。

2.2.3 流場可視化

1. 手動調整攝影機焦距，設定為黑白攝影模式，並確認畫面範圍。
2. 開啟風機並調整流量至所需之雷諾數。
3. 設定往復運動機構至所需的振動頻率。
4. 設定電源供應器電流值約為 0.8A，在放煙裝置的鎳鉻絲上適當的位置塗抹適量的煙油。
5. 經由 DV 螢幕確認打光效果。
6. 開始錄影，啟動電源供應器加熱鎳鉻絲並且配合渠道往復運動。
7. 拍攝完畢，將 DV 磁帶檔案轉至電腦處理。

2.2.4 門型渠道頂部壁面溫度量測

本實驗藉由量測門型渠道壁面溫度，進而計算壁面平均紐塞數，由於 Yokogawa 公司型號 DA-2500E 的資料擷取器掃描速度較慢，無法配合門型渠道的往復運動速度來進行暫態溫度的量測，因此以個人電腦每 30 秒求得各點的溫度，連續量測一小時，加以平均觀察其溫度的變化。實驗步驟如下：

1. 將管道流量調整以符合實驗所需的雷諾數。
2. 啟動電源供應器使加熱片溫度上升。
3. 啟動往復運動機構並調整至所需振動頻率。(靜態量測可忽略此步驟)
4. 等待流場與實驗設備運轉穩定。
5. 個別調整加熱片的輸入功率，使各加熱片表面溫度皆相同(即溫差 $\leq 0.1^{\circ}\text{C}$)。

每半小時量測溫度變化一次，並調整電源供應器，使加熱片間保持等溫(即溫差 \leq

0.1°C)，並且高於流體進口平均溫度 5°C，若連兩次量測各加熱片表面溫度與流體進口平均溫差均為定值（即 5°C±0.1°C），則判定溫度場趨於穩定，即開始紀錄實驗數據，反之繼續調整表面溫度。在此將溫差設定為 5°C 是為了降低自然對流效應之影響。

利用電源供應器的電能轉換來模擬熱源時，最理想的狀況為所有熱量皆傳遞到銅箔上，但實驗中熱量損失無可避免，在忽略熱輻射的前提下，當熱量輸入加熱片後，有三種傳遞的途徑，一為經由表面的銅箔傳入流場，此為計算紐塞數的主要部分，另一為經由巴沙木向後方散逸，第三部分則為加熱片彼此間的熱傳，圖 12 所示，加熱片上下兩邊的面積較小，並且有貼附絕熱泡綿，故將其熱傳省略，加熱片兩邊則由於溫度一致，彼此之間視為沒有熱傳，詳細熱損計算原理如下：

加熱片元件的熱量計算原理與其紐塞數之定義如下述(a)至(e)所示：

a.輸入加熱片的能量：

電源供應器提供加熱片能量，輸入能量為輸入電流平方和鎳鉻絲電阻值乘積

$$Q_{in} = V \times I = I^2 \times R \quad (4)$$

b.散逸的能量：

雖然巴沙木背面加有絕熱泡棉，但仍有熱量由此散逸

$$Q_{lose} = k_b \times A_b \times dT/dy \quad (5)$$

式中 k_b 為巴沙木熱傳導係數=0.055 (W/m°C)

A_b 為巴沙木面積=0.031×0.012=3.72×10⁻⁴ (m²)

dT 為巴沙木兩端溫度差 (°C)

dy 為巴沙木厚度=0.0015 (m)

c.加熱片間熱傳：

因加熱片有熱保護措施防護其中，故加熱片間彼此的熱傳效應幾乎微乎其微，故可以忽略不計。

d. 冂型渠道頂部壁面平均紐塞數估算：

由加熱片傳入流場的總能量為

$$Q_{air} = Q_{in} - Q_{lose} \quad (6)$$

根據紐塞數定義計算高溫加熱片的平均值

$$\overline{Nu} = \frac{Q_{air}}{A_h \Delta T_w} \cdot \frac{W}{k_a} \quad (7)$$

式中 A_h 為加熱片表面積 $= 0.031 \times 0.012 = 3.72 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)}$

ΔT_w 為加熱片銅箔表面與進口流體平均溫差

W 為管道寬度 $= 0.03 \text{ (m)}$

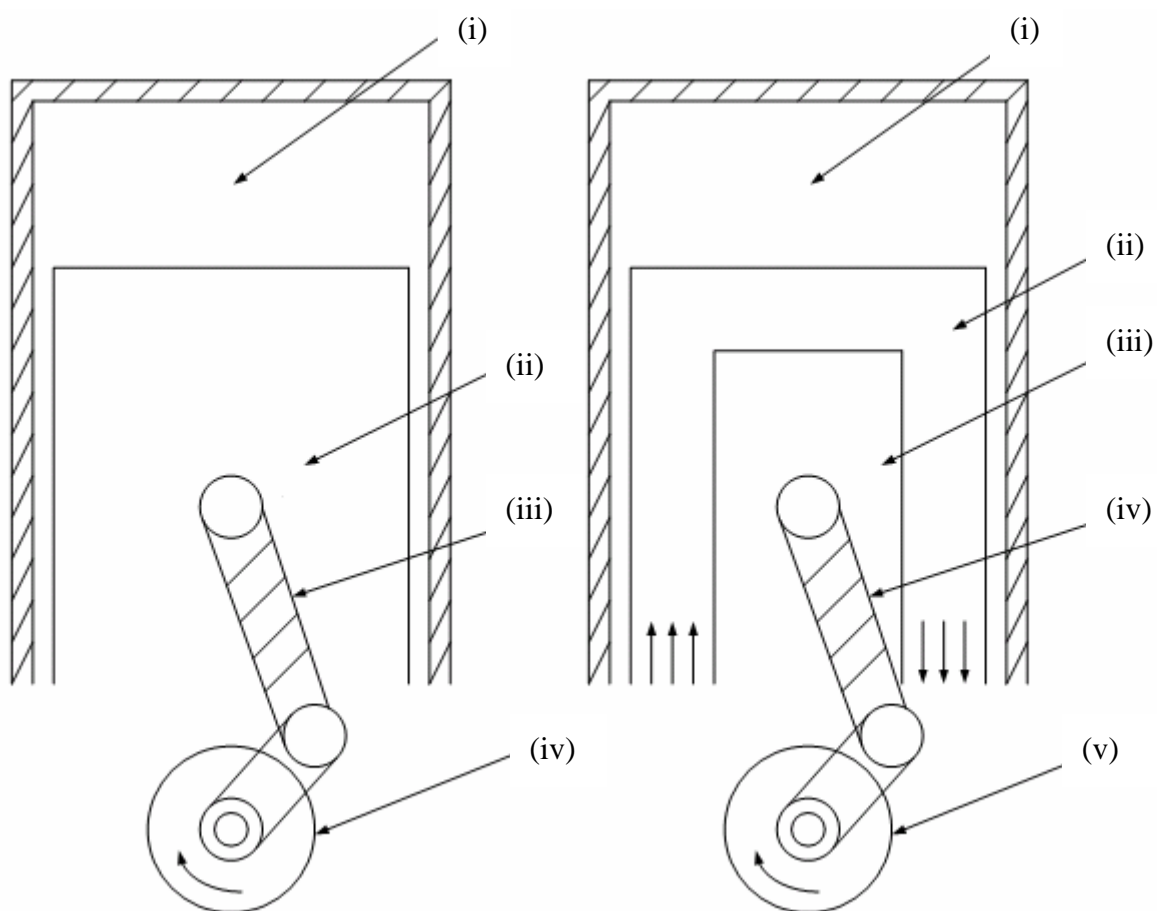
k_a 為空氣熱傳導係數 $(\text{W/m}^\circ\text{C})$



表 1 步進馬達運動參數表

解析度 (step)	36000
轉速 (rev/s)	0~3
角加速度 (rad/s^2)	0~10
轉動步數	36000





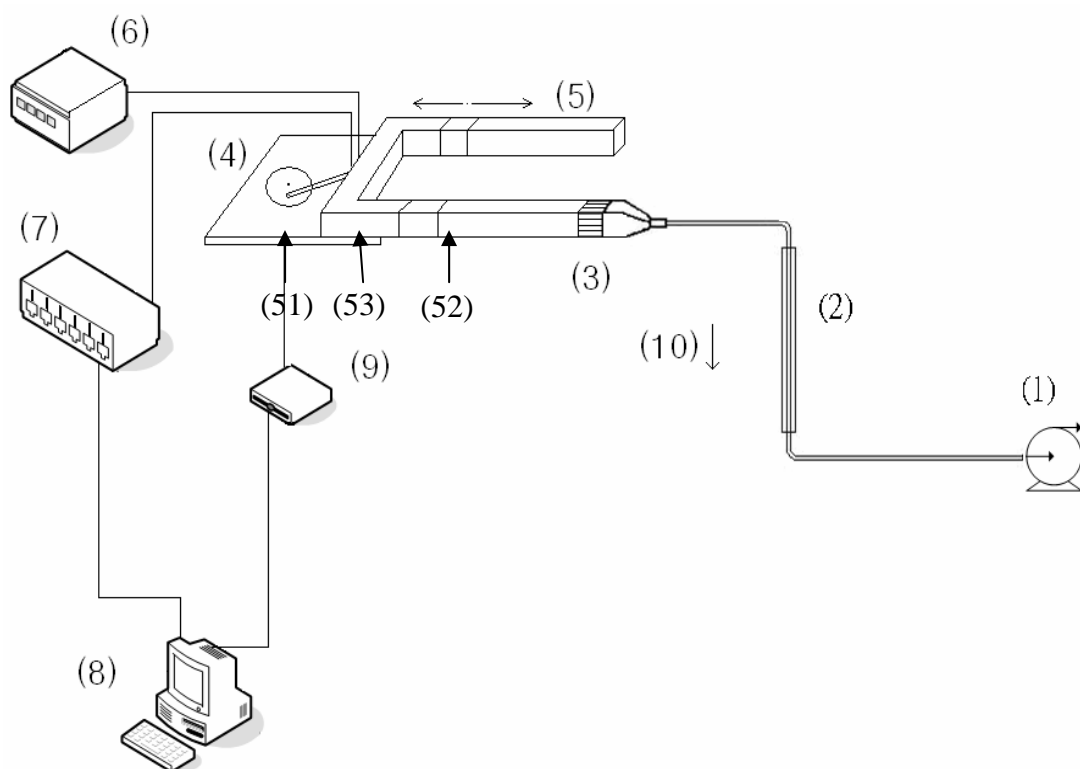
- (i) 汽缸燃燒室
- (ii) 活塞
- (iii) 曲柄軸
- (iv) 飛輪

(a) 一般引擎示意圖

- (i) 汽缸燃燒室
- (ii) 冷卻渠道
- (iii) 活塞
- (iv) 曲柄軸
- (v) 飛輪

(b) 加裝冷卻渠道示意圖

圖 3 引擎活塞機構示意圖



- | | |
|-----------|-------------|
| (1) 風機 | (6) 電源供應器 |
| (2) 流量計 | (7) 溫度記錄器 |
| (3) 蜂巢 | (8) 個人電腦 |
| (4) 往復機構 | (9) 步進馬達控制器 |
| (5) 冷卻渠道 | (10) 重力方向 |
| (51) ㄇ型渠道 | |
| (52) 延長渠道 | |
| (53) 方形套管 | |

圖 4 實驗設備總圖

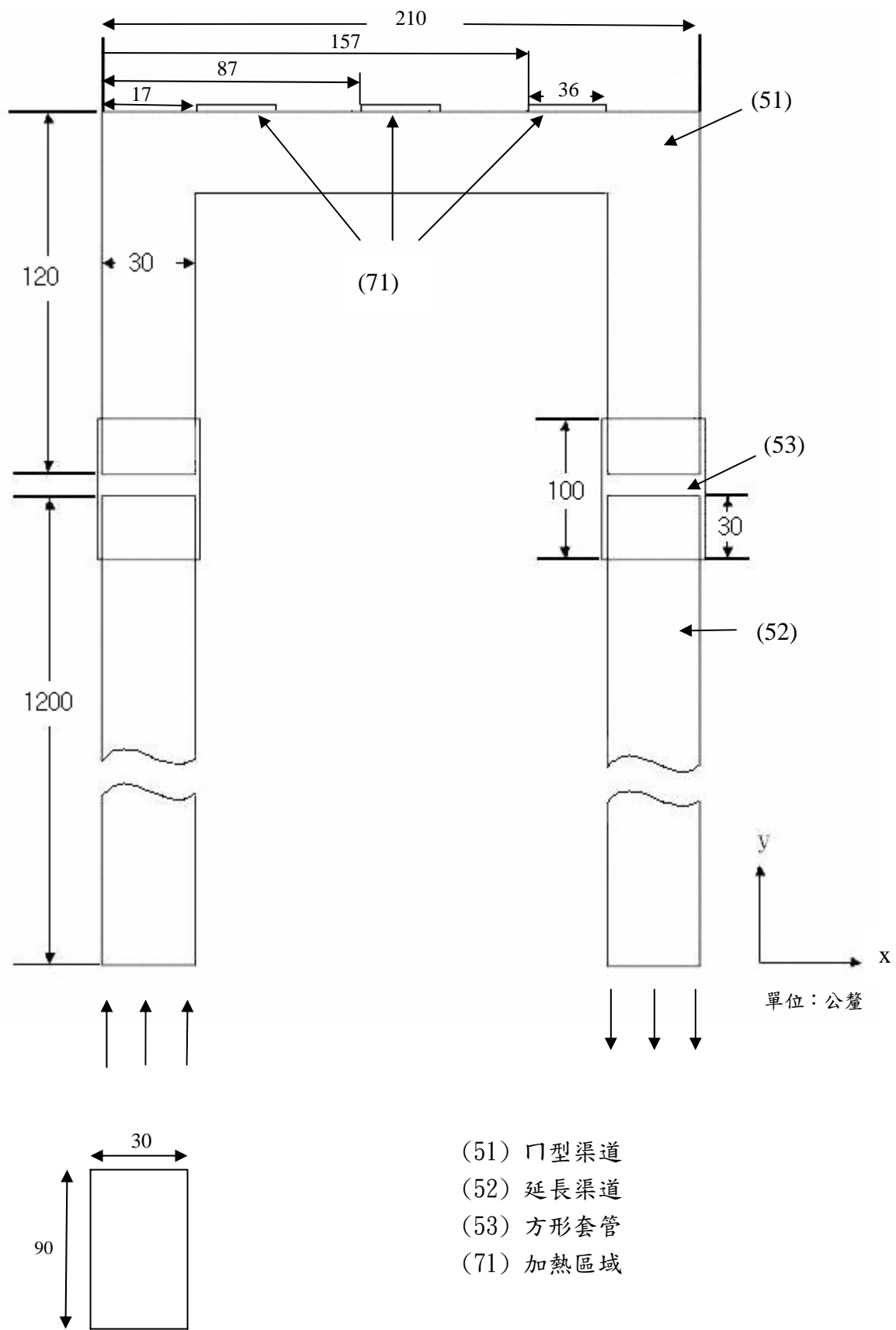
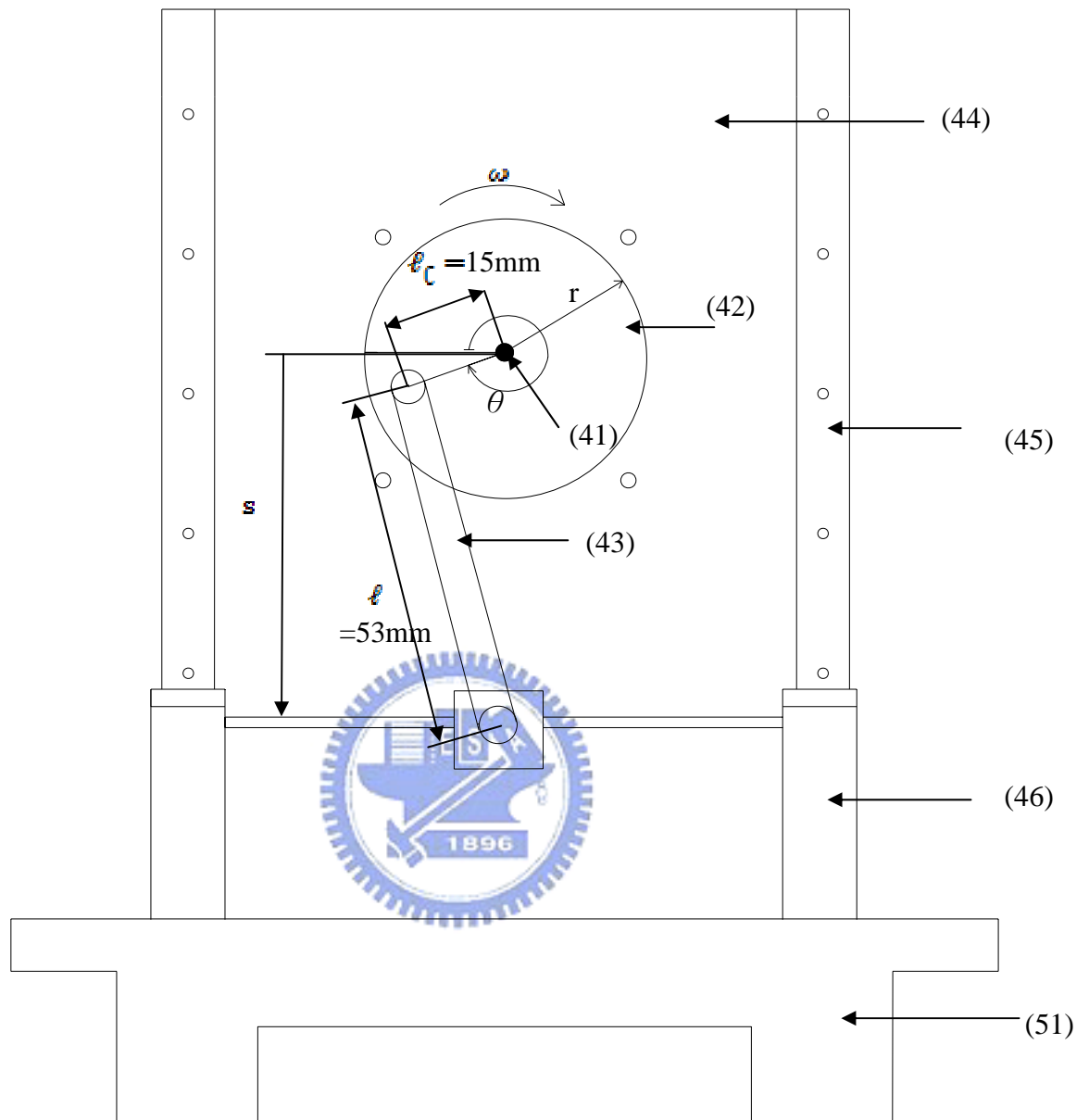
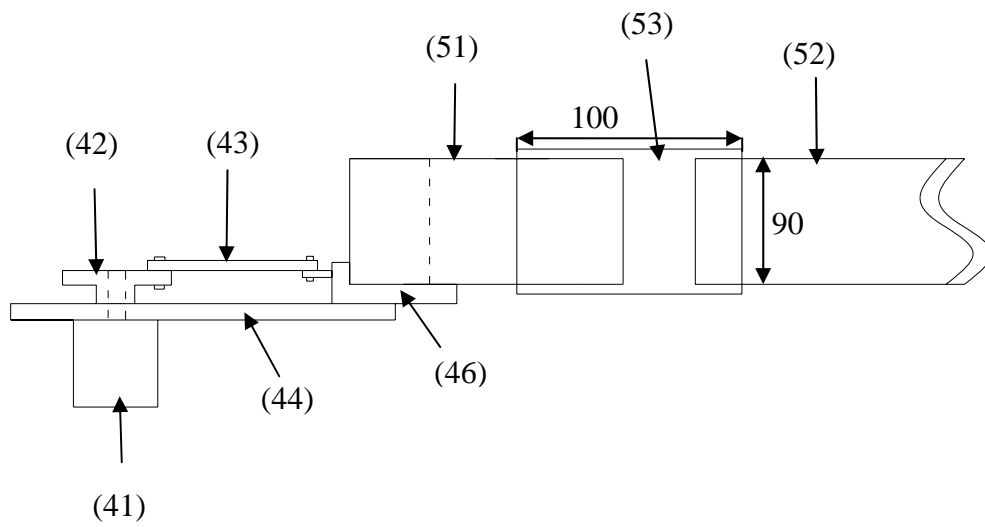


圖 5 冷卻渠道實際尺寸



- | | |
|------------|-----------|
| (41) 馬達傳動軸 | (46) 滑塊 |
| (42) 圓形套筒 | (51) 口型渠道 |
| (43) 連桿 | |
| (44) 基座 | |
| (45) 滑軌 | |

圖 6 (a) 往復運動機構



(41) 步進馬達

(42) 圓形套筒

(43) 連桿

(44) 基座

(46) 滑塊

(51) ㄇ型渠道

(52) 方形套管

(53) 延長渠道

圖 6(b) 往復運動機構和冷卻渠道側視圖

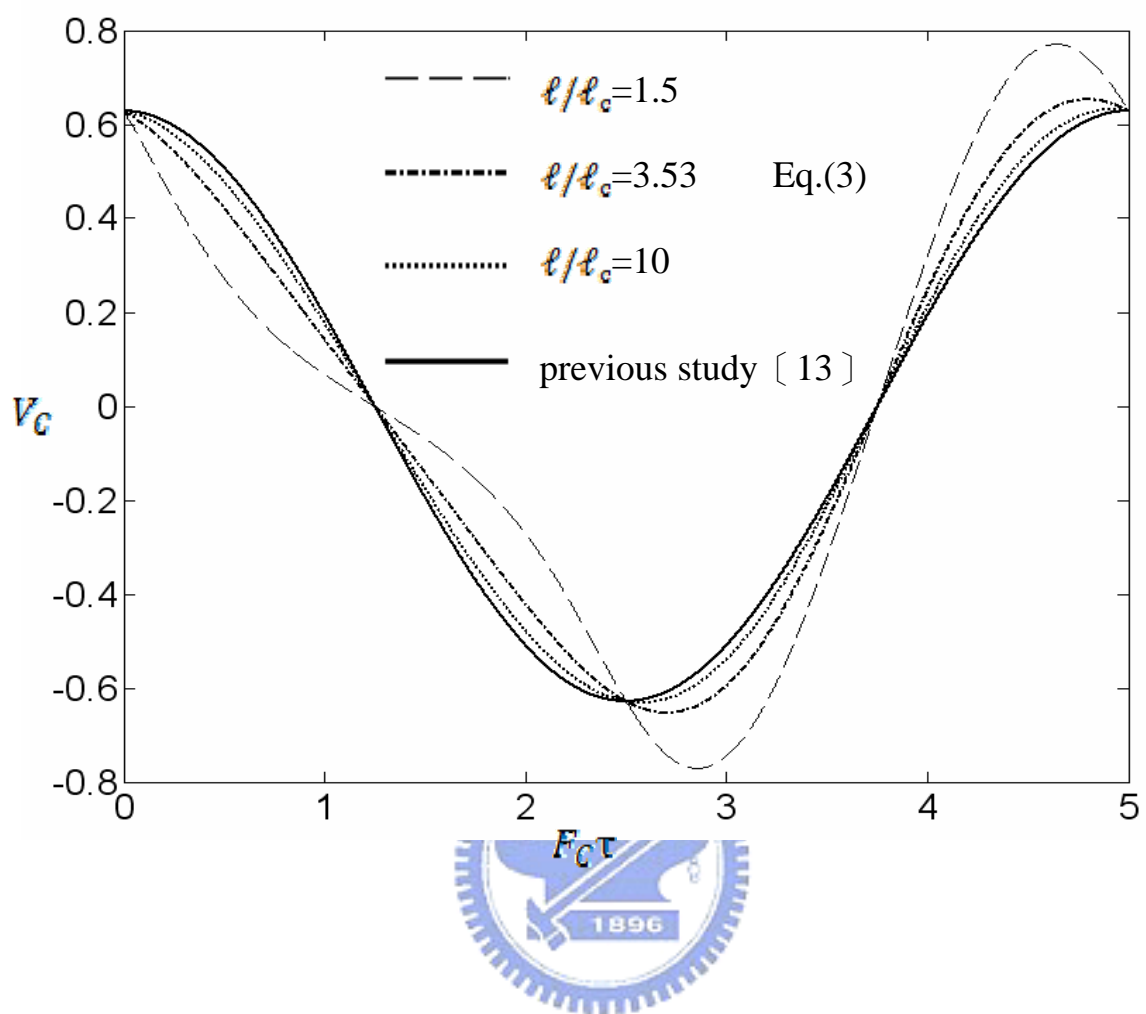
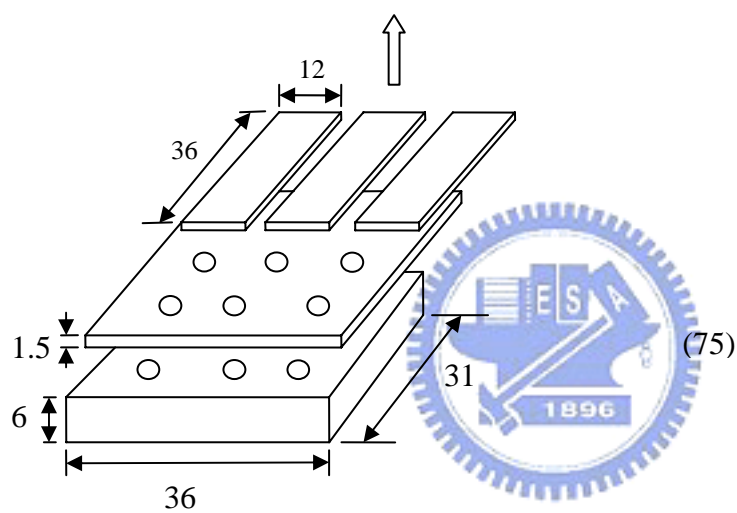
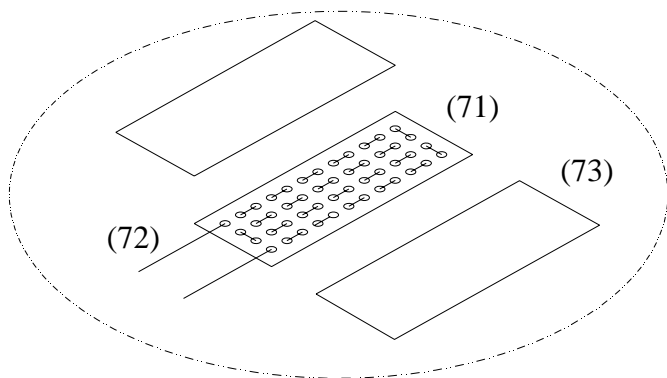


圖 7 渠道振盪速度圖



單位：公釐

- (71) 發熱區
- (72) 鎳鉻絲
- (73) 鐵氟龍膠帶
- (74) 銅箔
- (75) 1.5mm 巴沙木
- (76) 6mm 巴沙木
- (77) 熱偶線

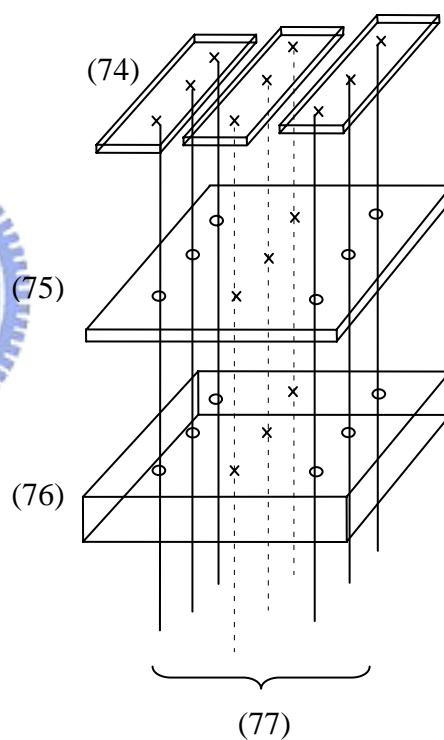


圖 8 (a) 加熱片結構圖

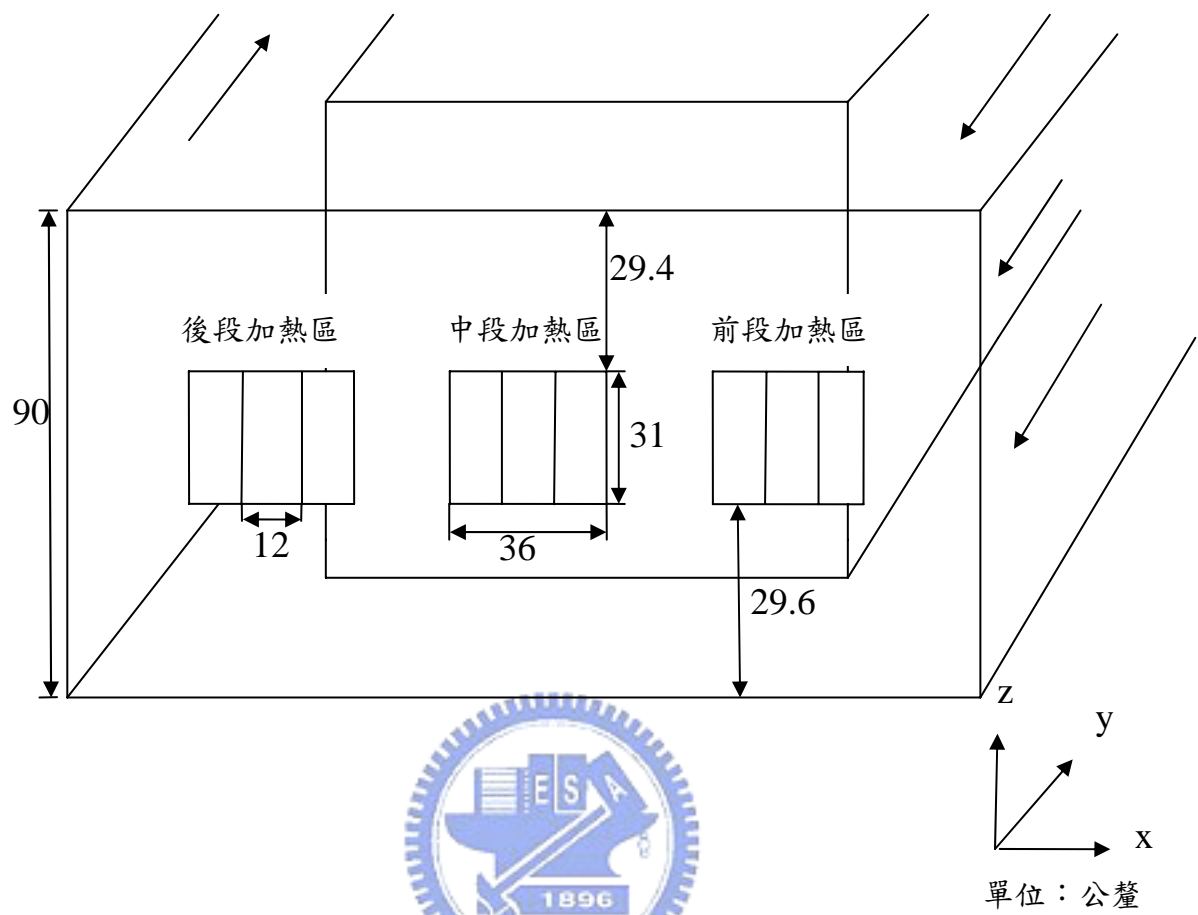


圖 8 (b) 加熱區段位置圖

(a) 前段加熱區			(b) 中段加熱區			(c) 後段加熱區		
30.5℃	30.6℃	30.5℃	30.6℃	30.6℃	30.6℃	30.5℃	30.5℃	30.5℃
30.6℃	30.6℃	30.6℃	30.6℃	30.6℃	30.6℃	30.5℃	30.5℃	30.5℃
30.6℃	30.6℃	30.6℃	30.6℃	30.6℃	30.6℃	30.5℃	30.5℃	30.5℃

圖 9 加熱片測試各點溫度



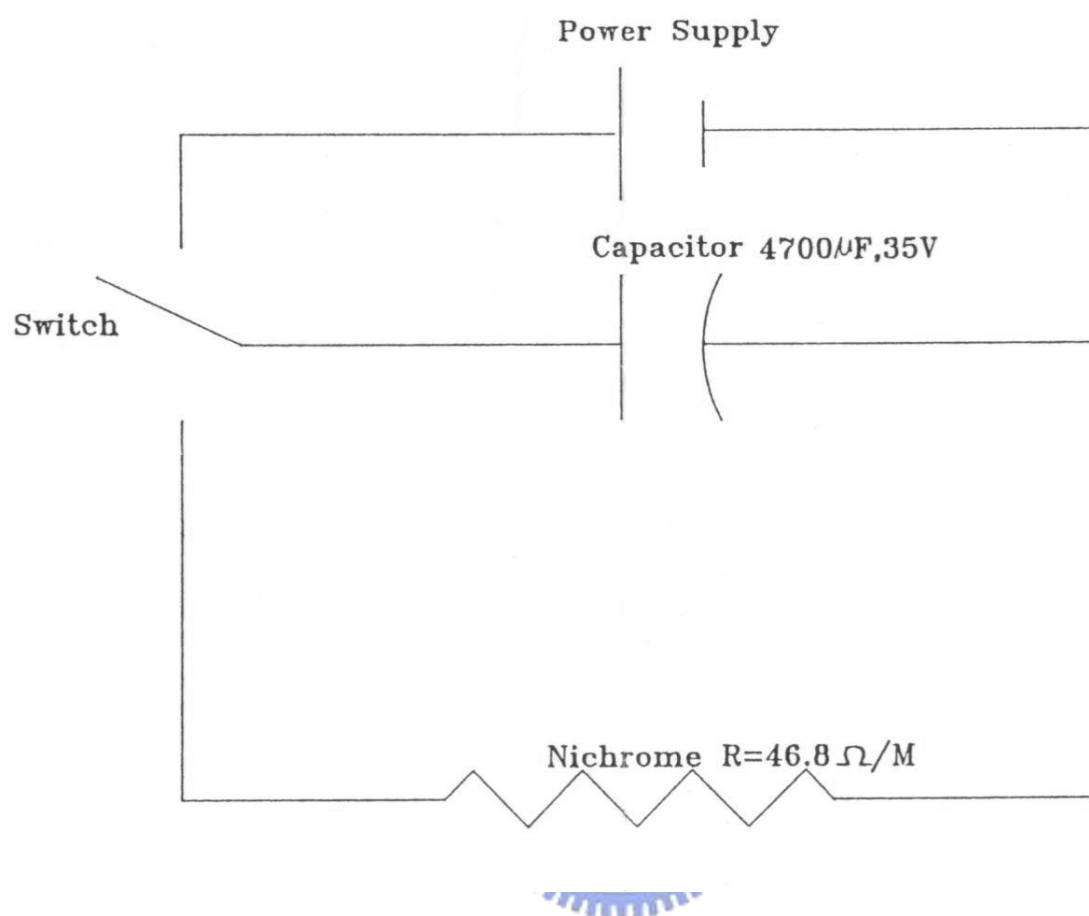


圖 10 發煙器裝置圖

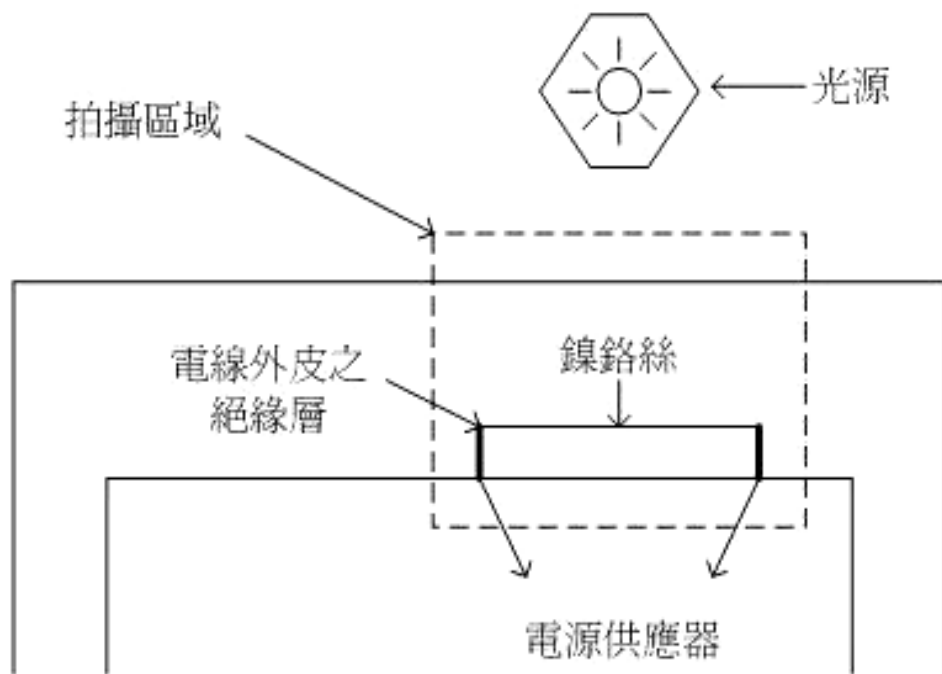


圖 11 流場可視化設備示意圖

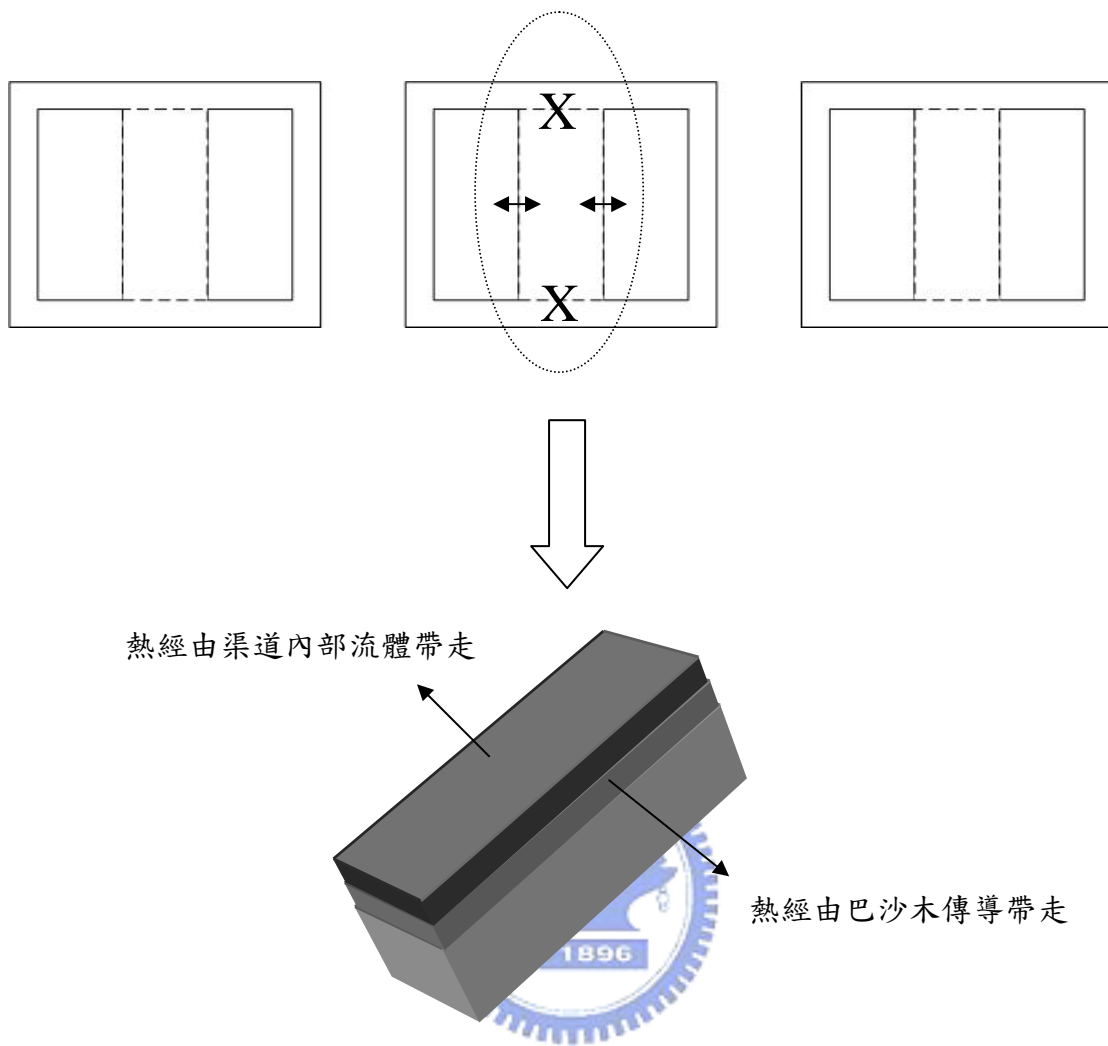


圖 12 熱損失估計原理

三、 結果與討論

本研究討論的實驗參數，其定義如下：

$$(a) \text{ 進口流體雷諾數: } Re_h = u_0 \cdot W / \nu \quad (8)$$

W 為口型渠道寬度

$u_0 = Q/A$ 為流體平均速度

Q 為空氣流量

A 為渠道截面積

ν 為空氣動黏滯係數

$$(b) \text{ 無因次振動幅度: } L_c = \ell_c / W \quad (9)$$

ℓ_c 為口型渠道進行往復運動的振幅

$$(c) \text{ 無因次振動頻率: } F_c = f_c \cdot W / u_0 \quad (10)$$

f_c 為口型渠道進行往復運動的頻率

$$(d) \text{ 參數 } V_c = \frac{v_c}{u_0} = \frac{2\pi F_c L_c \cos(2\pi F_c \tau) - 2\pi F_c L_c^2 \frac{\cos(2\pi F_c \tau) \sin(2\pi F_c \tau)}{\sqrt{L^2 - (L_c \cos(2\pi F_c \tau))^2}}}{\sqrt{L^2 - (L_c \cos(2\pi F_c \tau))^2}} \quad (11)$$

v_c 為口型渠道進行往復運動的速度

$$(e) \text{ 參數 } Gr/Re_h^2 = g \times \beta \times \Delta T_w \times W / u_o^2 \quad (12)$$

β 為空氣熱膨脹係數

g 為重力係數

ΔT_w 為加熱片銅箔表面 T_w 與流體進口溫度 T_∞ 的平均溫差

往復運動機構在設計時已將振動幅度 ℓ_c 固定為 15mm，故 $L_c = \ell_c / W = 0.5$ 為一常數，在此不加以討論。參數 Gr/Re_h^2 用來判斷流場是為強制對流或是自然對流主導。當 $Gr/Re_h^2 \ll 1$ 時，表示浮力效應不顯著，因此流場為強制對流主導的狀態；如果 $Gr/Re_h^2 \gg 1$ ，表示浮力效應不可忽略，流體慣性力較無影響力；如果此值接近 1，表示浮力及慣性力都不可忽略，則視為混合對流。

3.1 流場可視化結果

為增進數值模擬的可信度，使用放煙線法來進行流場可視化，觀看實際流場是否與數值模擬有相同的現象，由於放煙線法不能在流速太快的流場中使用，會造成煙線稀疏難以觀察，同時由於 DV 攝影機進行動態拍攝時一秒鐘只能擷取 30 張圖，故振動頻率太快時擷取出來的圖片會模糊不清，基於以上考量，選定 $Re_h = 200, F_c = 0.1, v_c / u_0 = 0.31$ ，即流體平均速度大於 U 型渠道往復運動速度之條件下，來進行流場觀測，並配合 Fu et al. [13] 之數值模擬在相同狀況下所得到之流線圖來討論當渠道進行往復運動時流場瞬間變化情形。

圖 13 (a) 為 Fu et al. [13] 利用數值模擬得到之渠道進行往復運動過程中瞬間向上之流場圖，鎳鉻絲擺放相對應位置為圖中黑線所示，照片中白色箭頭所指的即為鎳鉻絲發煙處。當渠道開始向上移動，靠近渠道頂部附近流體會因為渠道的移動，形成流體受壁面牽引而去填補因偏離所造成的空洞區域，如圖 13 (b) 所示，渠道頂部之白色煙線瞬間走向為向上；而靠近渠道底部附近的流體會受到壁面推擠而往上流動，由圖 13 (c) 看出煙線瞬間走向為向上。

圖 14 (a) 為 Fu et al. [13] 利用數值模擬得到之渠道往復運動中瞬間向下之流場圖，當渠道開始向下運動，靠近渠道頂部壁面的流體受到壁面的推擠向下流動，由圖 14 (b) 瞬間煙線走向為向下可以得知，圖 14 (c) 則為渠道底部之現象，原本在此區域的迴流遭到破壞，由煙線瞬間走向為向下可以得知，此時的流體向下流動去填補因為壁面移動所造成的空洞，但是由於流體平均速度較大，故大部分煙線的走向都有斜向出口方向的趨勢。

圖 15 (a) 為 Fu et al. [13] 利用數值模擬得到之渠道瞬間向上之出口流場圖，當渠道向上移動時，以整個渠道來說相對體積增加，因而產生出口流體回吸來填補膨脹的空間，由圖 15 (b) 靠近管壁的兩側煙線皆為向內可以觀察得知，但是管道中間區段因為流體仍然具有向前的慣性力，故仍有小部份流體向外流出，使得瞬間流場圖呈現一個 Σ 形狀，當渠道上升之最高點時或是開始向下之後，則出口氣體為全部排出。基於以上之結果可以說明數值模擬與實驗現象互相符合。

3.2 冂型渠道頂部熱傳分析

本章節為探討渠道進行往復運動，對於冂型渠道頂部壁面的熱傳效率影響，共分為渠道處於靜態與動態來進行研究，實驗參數的組合情形如表 2 所示，靜態實驗的流體進口雷諾數範圍從 300 到 800，每增加 100 進行一次實驗；動態實驗的進口流體雷諾數則分別為 300、500、700，搭配無因次振動頻率為 0.05、0.1、0.2，這個部份進行了九次實驗。由於此機構當初設計時的缺失故不能進行太高馬達轉速之實驗，除了雷諾數 300 時再多進行了一組無因次振動頻率為 0.4 之組數，其他雷諾數因為相對的無因次振動頻率其實際上的渠道振盪速度較快，機構強度不足無法負荷長時間的運轉，如表 3 中虛線框框的部份所示，當 $F_c = 0.4$ 時， $Re_h = 500, v_c = 0.314$ ， $Re_h = 700, v_c = 0.44$ ，在此速度下渠道進行往復運動有可能發生損壞。

另外表 2 中的參數 Gr/Re_h^2 最大值出現在當雷諾數 300 時為 0.23，此數值小於 1，因此符合數值模擬時將自然對流引發的浮力效應忽略，而實驗各項參數之不準度分析則說明於附錄，壁面紐塞數之不準度介於 4.5% 至 18.13%，進口流體雷諾數和無因次振動頻率之不準度均介於 0.95% 至 2.47% 之間，無因次振動幅度之不準度則為 0.19%。

為說明實驗的可信度，在進入實驗之前首先進行重複性測試，選擇參數相同為 $Re_h = 500, F_c = 0.1, L_c = 0.5$ 在不同天進行三次實驗，實驗量測結果附於表 4，表格中渠道頂部加熱面依流體的入口方向依序分為前段、中段和後段加熱區，銅片表面和流體進口溫度差 (ΔT_w) 用來計算壁面紐塞數，巴沙木上表面和下表面溫度差則用以計算藉由熱傳導方式損失之熱量，輸入總功率是根據電源供應器電流值和加熱片鎳鉻絲電阻值所計算得到，由上述結果計算得到高溫壁面紐塞數，觀察此參數增益情形可以用來判斷熱傳效率是否改善，表格最後為實驗和數值模擬得到的紐塞數。由於 Fu et al. [13] 數值模擬忽略掉自然對流效應之影響，在自然對流所引發的浮力效應受到熱源與外界溫差的影響不可忽視，基於此考量將所有實驗之加熱片銅箔表面溫度 T_w 與進口流體溫度 T_o 之平均溫差 ΔT_w 設定為 $5^\circ\text{C} \pm 0.1^\circ\text{C}$ 。三次重複性測試之實驗結果整理於圖 16，各段加熱區的平均紐塞數差異度約在 7% 以內，此結果說明本實驗的重複性測試相當良好。

3.2.1 門型渠道靜止之頂部壁面熱傳分析

實驗首先進行渠道處於靜止狀態下之頂部壁面熱傳分析，此結果用以與渠道進行振動下相互比較以了解振動對於渠道內部熱傳增益情形，多組實驗結果整理於表 5，進口流體雷諾數從 300 增加到 800，每隔 100 進行一次實驗，在表格中分別記錄數值模擬和實驗所得到之平均紐塞數，最後則比較模擬與實驗的差異度。差異度的定義為

$$(\text{實驗所得之紐塞數}-\text{模擬所得之紐塞數}) / \text{實驗所得之紐塞數} \times 100\%$$

，表中層流的數值模擬是由 Fu et al. [13] 所計算得到，紊流的數值模擬則是由 StarCD 以 $k-\varepsilon$ model，紊流強度 (turbulent intensity) 1% 計算得到。

由表 5 中可以看出，當 $Re_h = 300$ 時，除了後段加熱區差異度較大之外（此區段不準度相對較高），其他區段之數值和實驗結果差異度約為 10%。當雷諾數增加到 400 時，流場開始較為紊亂，故實驗數據與紊流模擬的差異度較小，約為 5%；與層流模擬相比較，差異度高達 20%，由此可知，當雷諾數再升高時（ ≥ 400 ），數值計算將使用 StarCD 進行紊流模擬來作為與實驗數據的比較值，較符合真實的物理模式，而確實之後的實驗結果與以紊流模式模擬之數值差異度都在 10% 以內，實驗與模擬之可信度良好。

相同的雷諾數下，因為渠道的幾何形狀可以發現門型渠道頂部之熱傳效率以前段加熱區最好，中段加熱區次之，後段加熱區為最差。由實驗數據觀察可以明顯看出當熱傳效率降低時，也就是平均紐塞數較低時，其巴沙木熱傳導帶走的比率增大， $Re_h = 300$ 的後段加熱區其巴沙木熱傳導帶走比率高達 70%，故了解渠道內部的冷卻流體並無法發揮效能。從 Fu et al. [13] 之 $Re_h = 300$ 模擬結果流場的流線圖 17(a) 觀察得知其原因，前段加熱區位於流場入口的位置，受到流體進口直接衝擊的影響，有效的破壞此區域的溫度邊界層，熱傳效果相當良好，平均紐塞數最大；中段加熱區為流體轉彎後較為平順的流過，無法破壞熱邊界層，熱傳效果較差，平均紐塞數降低；後段加熱區則處於流體將要轉向流向出口，在途中將會發生與壁面分離的現象，在渠道角落的地方則發生迴流現象，當此回流一旦發生，此區域的流體速度較低，自然對流效應增強，特別計算

$Re_h = 300$ 此區域的 Gr/Re_h^2 ，其值為 147 遠大於 1，此時的流場的強制對流效應無法發揮功用，熱量只能藉由空氣和巴沙木熱傳導散逸。圖 17 (b) 則為 $Re_h=300$ 等溫線分佈圖，前段加熱區的等溫線分佈較密集，表示此區域的溫度變化較劇烈，後段加熱區之等溫線分佈相較之下為稀疏，故熱量容易累積在此，熱傳效率較差，中段加熱區則介於兩者之間。

在不同的流體進口雷諾數下，圖 18 表示出渠道處於靜止狀態下之各加熱區段平均紐塞數，當 $Re_h=300$ 其平均紐塞數在各加熱區段皆為最低，位於圖表 y 軸的最下方，隨著雷諾數的提昇，平均紐塞數也正向提昇，當 $Re_h=800$ 時，平均紐塞數皆為最高，位於圖表 y 軸的上方，由此可知當雷諾數提升時，渠道的頂部熱傳效益增加，此主要原因為流場會具有較大的慣性力，導致流體衝擊高溫壁面的現象會更加明顯，並且渠道內部的擾動流場會隨著雷諾數增加而增大，故熱傳效果有良好的改善。

3.2.2 門型渠道往復振動之頂部壁面熱傳分析

為了解渠道進行往復運動下對壁面熱傳增益情形，針對不同進口流體雷諾數和渠道往復運動之無因次振動頻率來探討，其實驗組數已於表 2 詳細列出。

由 Fu et al. [13] 之數值模擬結果得知，在渠道進行往復運動時，當渠道上升時因為流體受到壁面牽引向上來填補因為壁面移動所產生的空洞，此時頂部壁面熱傳效率提升；當渠道上升到最高點時，因為渠道的體積一直在擴大，造成頂部壁面區域附近滯留的流體無法排出，流體一直被高溫壁面加熱，熱邊界層開始累積，熱傳效率逐漸下降。當渠道開始下降時，壁面向下移動使得附近流體持續堆積在高溫壁面，熱量無法散逸，熱傳效率下降；當渠道下降最低點時，壁面不再移動，頂部壁面高溫流體被牽引向下離開高溫面將表面熱量一起帶走，熱傳效率提升，此為大致上每個循環渠道壁面的散熱機制。

以不同加熱區位置來看，前段加熱區位於流體入口衝擊區，當渠道振動時可以視為壁面與流體的相對速度改變，故隨著振動頻率增加，其瞬間相對速度越大，此區域的熱

傳效率會越來越好；後段加熱區於渠道靜止時，會有迴流發生在此區域，造成熱量累積無法被流體帶走，熱邊界層無法被破壞；當渠道向上時，因為管內體積膨脹，產生出口流體回補的現象，此時迴流已不復存在，熱邊界層遭到破壞，熱傳效果將獲得改善，中段加熱區則須視情況而定，較無明顯的增益情形。

以上為 Fu et al. [13] 數值模擬中渠道進行往復運動時其每個循環週期內熱傳效率增益情形，但是此實驗則是一個穩態下的量測結果，故無法將上述的現象一一對照說明。以下則針對不同的進口流體雷諾數和渠道振動頻率來討論對渠道壁面熱傳之影響。

表 6 (a) 為進口流體雷諾數 300 時不同無因次振動頻率之數值模擬和實驗結果之平均紐塞數，並且比較其差異度將其列出，圖 19 則依加熱區位置分為三部份將各個頻率相對應之平均紐塞數標示於圖上，表 6 (a) 以數值模擬與實驗數據比較後得到各加熱區差異度約在 10% 以內。以加熱區位置來說，渠道振動之後仍然是前段散熱最好，中段次之，後段最差，跟渠道靜止時比較壁面整體平均紐塞數增加 20% 左右，如表 7 (a) 所示，熱傳效率大幅的增加，由此可見在此情形下振動對於渠道壁面散熱有良好的增益。

以各個區段來看，前段、中段、後段加熱區紐塞數均有增加，前段受到進口流體衝擊效應，隨著振動頻率增加，以相對速度觀點來看，流體衝擊壁面的力量增加，故熱傳效益最大可以增加至 30% 以內；中段在渠道向下時由於衝擊面積擴大受到影響，散熱較為靜止時流體平滑流過來的好，熱傳效益約增加 10%；以後段來說，振動的效果最為有益，在渠道靜止時此區域有因為流體偏離而有回流存在，此時熱量容易累積，受強制對流效應影響較不顯著，藉由渠道振動可以促進此區域流場的不穩定，熱傳效率可以大幅提昇。當振動頻率逐漸增加時，前段加熱區衝擊次數增多，熱傳效率最好，在中段加熱區的部份，Fu et al. [13] 的模擬中發現流體會有再衝擊壁面的現象，造成另一波較高的紐塞數，但是由實驗數據無法看出其影響，因此實驗無法觀測暫態之現象。

圖 20 為進口流體雷諾數 500 之狀態下，無因次振動頻率 $F_c = 0.05, 0.1, 0.2$ 之各段加熱區平均紐塞數，以數值模擬與實驗數據比較後得到整體的差異度約為 7% 左右，此結果可見於表 6 (b)，振動使整體平均紐塞數約增加 11%，如表 7 (b) 所示。在此雷諾數下流場較雷諾數為 300 時紊亂，流體也具有較大的慣性力，所以渠道靜止時熱傳效率

比前者好，各加熱區段受到渠道振動影響熱傳效率也有提昇，前段和中段加熱區熱傳效率可以增加 10%，後段加熱區則為 20%。在與相同無因次振動頻率和相同位置下進口流體雷諾數為 300 時相比較，此實驗結果之平均紐塞數較大，表示在相同無因次振動頻率下高雷諾數熱傳效率仍比低雷諾數下來的好。

圖 21 為進口流體雷諾數 700 之狀態下，無因次振動頻率 $F_c = 0.05, 0.1, 0.2$ 之各段加熱區平均紐塞數，以數值模擬與實驗數據比較後得到前、中段差異度約為 7%，後段約為 10%，見於表 6 (c)，振動使整體平均紐塞數約增加 8%，如表 7 (c) 所示。由於此雷諾數是振動下的組數中最高，渠道靜止時熱傳效率是相較於前二者是為最好，因為流場形式最為紊亂，大幅提昇熱傳效率，故當渠道進行振動時熱傳增益的幅度相對較低。以前段加熱區來說，熱傳效益大約只增加 3%，中段加熱區約為 10%，後段加熱區則約為 20%。

由此以上結果可知，在低振動頻率下，低雷諾數 (300) 的熱傳增益最好，高雷諾數 (700) 則熱傳增益較不明顯，雷諾數 (500) 則介於其中，表 7 為不同雷諾數下各無因次振動頻率之紐塞數增加率，其計算方式為

(振動下之平均紐塞數-靜態下之平均紐塞數)/靜態下之平均紐塞數 $\times 100\%$

，當雷諾數 300 時， $F_c = 0.05$ 約增加了 20%，隨著振動頻率升高， $F_c = 0.4$ 約增加至 27%；當雷諾數為 500 時，渠道振動下約增加了 10%，較前者增加幅度較小；當雷諾數為 700 時，增加幅度為 10% 以內。

圖 22 為當無因次振動頻率相同時，不同進口流體雷諾數對平均紐塞數造成的影響，可以看出在各個無因次振動頻率下，隨著雷諾數增加其壁面平均紐塞數也增大，以 $F_c = 0.1$ 之前段加熱區為例，雷諾數 300 之平均紐塞數約為 14，雷諾數 500 之平均紐塞數約為 20，雷諾數 700 之平均紐塞數約為 26，所以提高雷諾數在渠道振動下也可以促進壁面熱傳效率增益，原因為雷諾數增加，流體的慣性力較大，衝擊壁面更為有力，加上流場的不穩定性也增加，壁面溫度邊界層更容易受到破壞。

由圖 19 至圖 21 觀察得知在低無因次振動頻率 (0.05、0.1、0.2、0.4) 的範圍內，其壁面平均紐塞數隨著振動頻率的增加並不會有顯著的增加，大致上前段加熱區會隨著

振動頻率增加熱傳效率也增加，中段和後段加熱區則視情況而定，因此推測流場應該存在一個自然頻率，使之產生頻率共振來大幅增進此流場的熱傳效率。



表 2 實驗參數組合表

組數	Re_h	F_c	L_c	v_c/u_o	Gr/Re_h^2
Case1	300	0.0	0.0	0.0	0.23
Case2	400	0.0	0.0	0.0	0.12
Case3	500	0.0	0.0	0.0	0.08
Case4	600	0.0	0.0	0.0	0.06
Case5	700	0.0	0.0	0.0	0.04
Case6	800	0.0	0.0	0.0	0.03
Case7	300	0.05	0.5	0.16	0.23
Case8	300	0.1	0.5	0.31	0.23
Case9	300	0.2	0.5	0.63	0.23
Case10	300	0.4	0.5	1.26	0.23
Case11	500	0.05	0.5	0.16	0.08
Case12	500	0.1	0.5	0.31	0.08
Case13	500	0.2	0.5	0.63	0.08
Case14	700	0.05	0.5	0.16	0.04
Case15	700	0.1	0.5	0.31	0.04
Case16	700	0.2	0.5	0.63	0.04

表 3 渠道振盪速度表

$v_c(m/s)$ $u_0(m/s)$	$F_c = 0.05$	$F_c = 0.1$	$F_c = 0.2$	$F_c = 0.4$
$Re_h = 300$	0.024 0.15	0.047 0.15	0.094 0.15	0.189 0.15
$Re_h = 500$	0.039 0.25	0.079 0.25	0.157 0.25	0.314 0.25
$Re_h = 700$	0.055 0.35	0.11 0.35	0.22 0.35	0.44 0.35



表 4 $Re_h = 500, F_c = 0.1, L_c = 0.5$ 之重複性測試

第一次	前段加熱區	中段加熱區	後段加熱區
銅片表面溫度 (°C)	33.8	33.8	33.6
巴沙木上表面溫度 (°C)	33.8	33.8	33.6
巴沙木下表面溫度 (°C)	33.3	33.3	33.0
進口流體平均溫度 (°C)	28.7	28.7	28.7
輸入總功率 (w)	4.02×10^{-2}	2.39×10^{-2}	1.89×10^{-2}
巴沙木熱傳導散逸 (w)	6.82×10^{-3}	6.82×10^{-3}	8.18×10^{-3}
實驗平均紐賽數	19.8	10.1	6.6
模擬平均紐賽數	19.5	9.9	6.4

第二次	前段加熱區	中段加熱區	後段加熱區
銅片表面溫度 (°C)	32.3	32.3	32.3
巴沙木上表面溫度 (°C)	32.3	32.3	32.3
巴沙木下表面溫度 (°C)	31.7	31.8	31.7
進口流體平均溫度 (°C)	27.2	27.2	27.2
輸入總功率 (w)	4.37×10^{-2}	2.39×10^{-2}	1.89×10^{-2}
巴沙木熱傳導散逸 (w)	8.18×10^{-3}	6.82×10^{-3}	8.18×10^{-3}
實驗平均紐賽數	21.2	10.2	6.4
模擬平均紐賽數	19.5	9.9	6.4

第三次	前段加熱區	中段加熱區	後段加熱區
銅片表面溫度 (°C)	33.0	32.9	33.0
巴沙木上表面溫度 (°C)	33.0	32.9	33.0
巴沙木下表面溫度 (°C)	32.3	32.4	32.4
進口流體平均溫度 (°C)	27.9	27.9	27.9
輸入總功率 (w)	4.37×10^{-2}	2.39×10^{-2}	1.97×10^{-2}
巴沙木熱傳導散逸 (w)	9.55×10^{-3}	6.82×10^{-3}	8.18×10^{-3}
實驗平均紐賽數	20.3	10.4	6.8
模擬平均紐賽數	19.5	9.9	6.4

表 5 渠道靜止狀態下不同雷諾數之模擬和實驗結果

Re_h	流場形式	數值結果(\overline{Nu})			實驗結果(\overline{Nu})			差異度		
		前段	中段	後段	前段	中段	後段	前段	中段	後段
300	層流	10.6	5.1	1.4	12.0	5.8	2.7	11.2%	12.0%	49.1%
300	紊流	12.8	6.4	3.9				-6.9%	-11.4%	-43.8%
400	層流	12.3	6.1	1.5	15.5	7.5	4.8	20.9%	17.9%	69.8%
400	紊流	15.7	7.8	4.9				-1.2%	-3.6%	-1.7%
500	層流	13.6	7.1	1.8	19.1	9.4	5.5	28.7%	23.7%	68.2%
500	紊流	18.1	8.9	5.4				5.4%	4.9%	2.3%
600	紊流	21.1	10.6	7.0	23.2	11.9	7.1	8.8%	11.0%	0.9%
700	紊流	23.7	12.0	8.0	25.6	12.2	7.6	7.2%	1.9%	-4.6%
800	紊流	26.1	13.3	8.9	28.1	13.5	9.3	7.1%	1.9%	4.3%

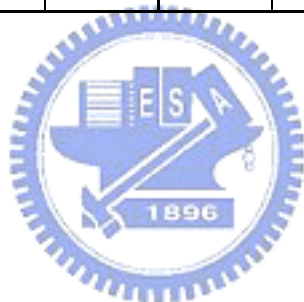


表 6 渠道振動下各組數之數值模擬與實驗結果

(a)

$Re_h = 300$	F_c	0.05			0.1			0.2			0.4		
	加熱區	F	M	B	F	M	B	F	M	B	F	M	B
	數值模擬 (\overline{Nu})	13.7	6.8	4.3	13.7	6.8	4.3	13.9	7.0	4.0	15.0	6.8	3.9
	實驗結果 (\overline{Nu})	13.5	6.6	4.2	13.7	7.4	4.7	14.0	7.3	4.2	15.7	6.7	3.7
	差異度	-1.3%	-2.9%	-1.4%	-0.4%	8.1%	8.9%	0.9%	4.0%	4.3%	4.5%	-1.2%	-6.8%

(b)

$Re_h = 500$	F_c	0.05			0.1			0.2		
	加熱區	F	M	B	F	M	B	F	M	B
	數值模擬(\overline{Nu})	19.5	10.0	6.5	19.5	9.9	6.4	19.8	10.2	5.9
	實驗結果(\overline{Nu})	20.3	10.7	6.9	21.2	10.2	6.4	21.4	10.5	6.8
	差異度	3.9%	6.8%	5.2%	8.0%	2.9%	-0.2%	7.1%	3.0%	13.2%

(c)

$Re_h = 700$	F_c	0.05			0.1			0.2		
	加熱區	F	M	B	F	M	B	F	M	B
	數值模擬(\overline{Nu})	24.4	12.7	8.3	24.4	12.6	8.3	24.8	13.0	7.7
	實驗結果(\overline{Nu})	26.4	13.2	9.5	26.0	13.7	8.9	26.6	14.2	9.0
	差異度	7.7%	3.7%	12.7%	6.2%	8.0%	6.7%	6.7%	8.1%	14.9%

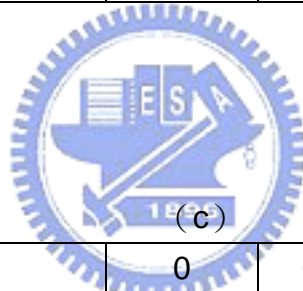
表 7 渠道在振動下平均紐塞數增益情形

(a)

$Re_h = 300$	F_c	0	0.05	0.1	0.2	0.4
	整體平均紐塞數	6.83	8.13	8.59	8.50	8.69
	增加率	0%	19.0%	25.8%	24.4%	27.3%

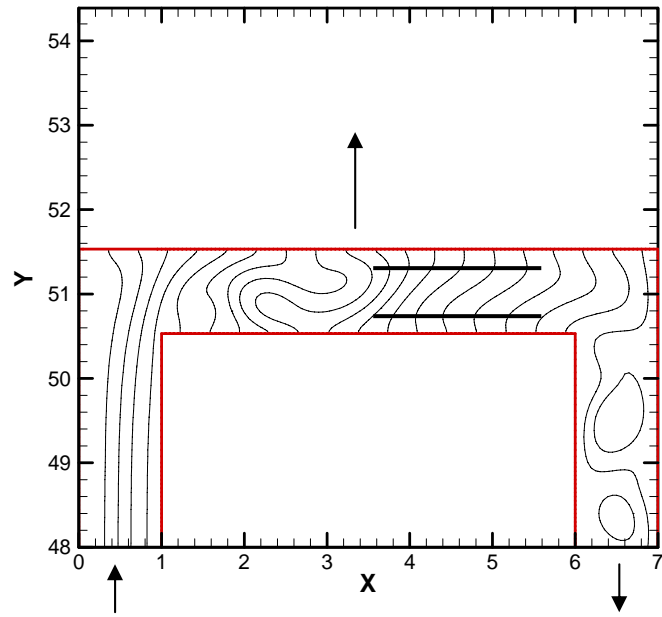
(b)

$Re_h = 500$	F_c	0	0.05	0.1	0.2
	整體平均紐塞數	11.34	12.63	12.59	12.87
	增加率	0%	11.4%	11.1%	13.5%

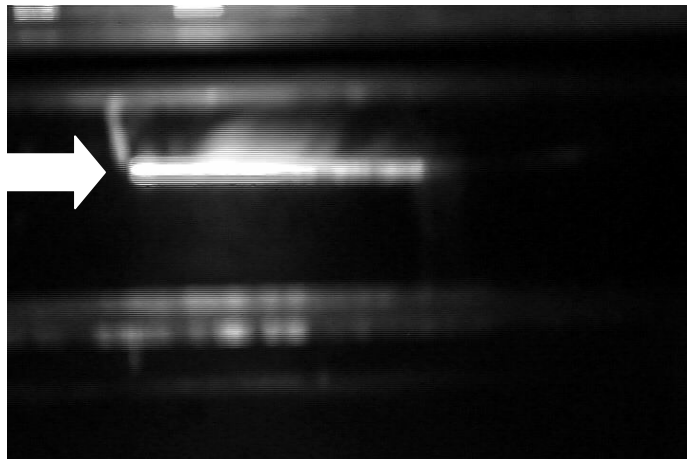


(c)

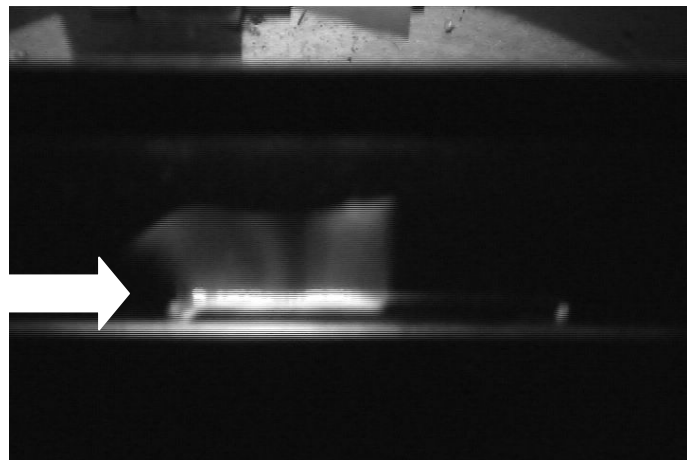
$Re_h = 700$	F_c	0	0.05	0.1	0.2
	整體平均紐塞數	15.15	16.37	16.20	16.58
	增加率	0%	8.0%	6.9%	9.5%



(a) Fu et al. [13] 數值計算口型渠道上移之流線圖

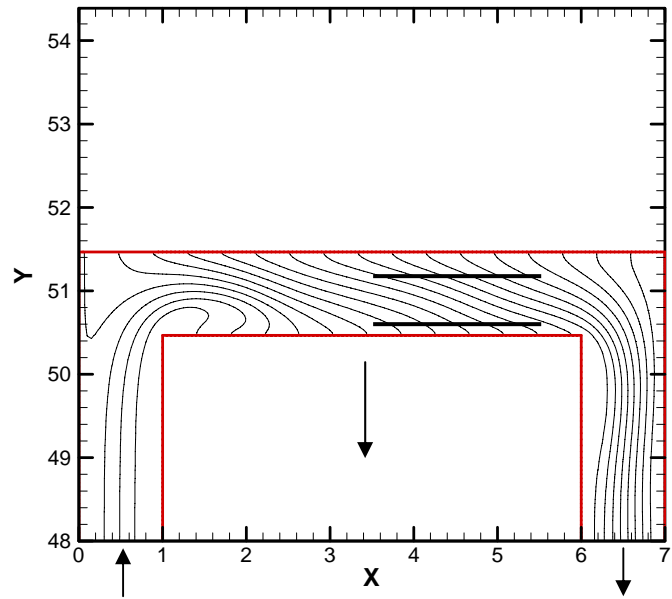


(b) 口型渠道頂部

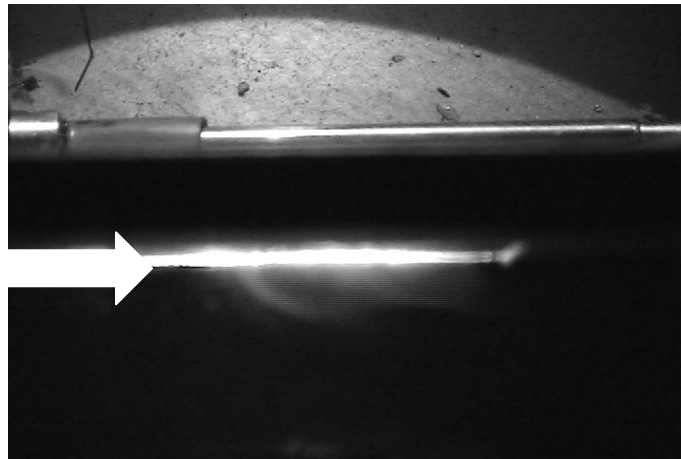


(c) 口型渠道底部

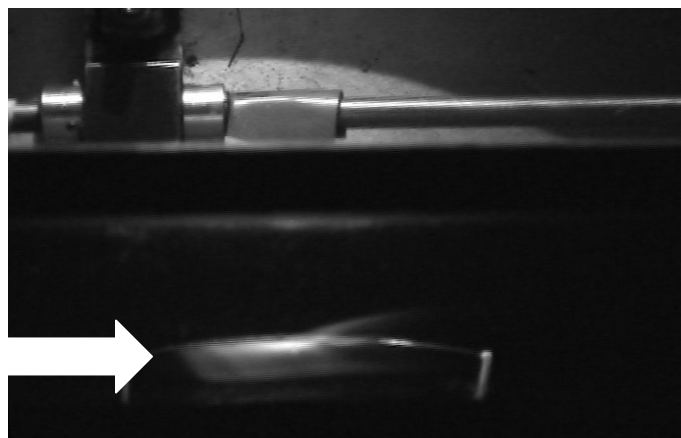
圖 13 $Re_h = 200, F_c = 0.1$ 口型渠道瞬間上移之流場可視化



(a) Fu et al. [13] 數值計算口型渠道下移之流線圖

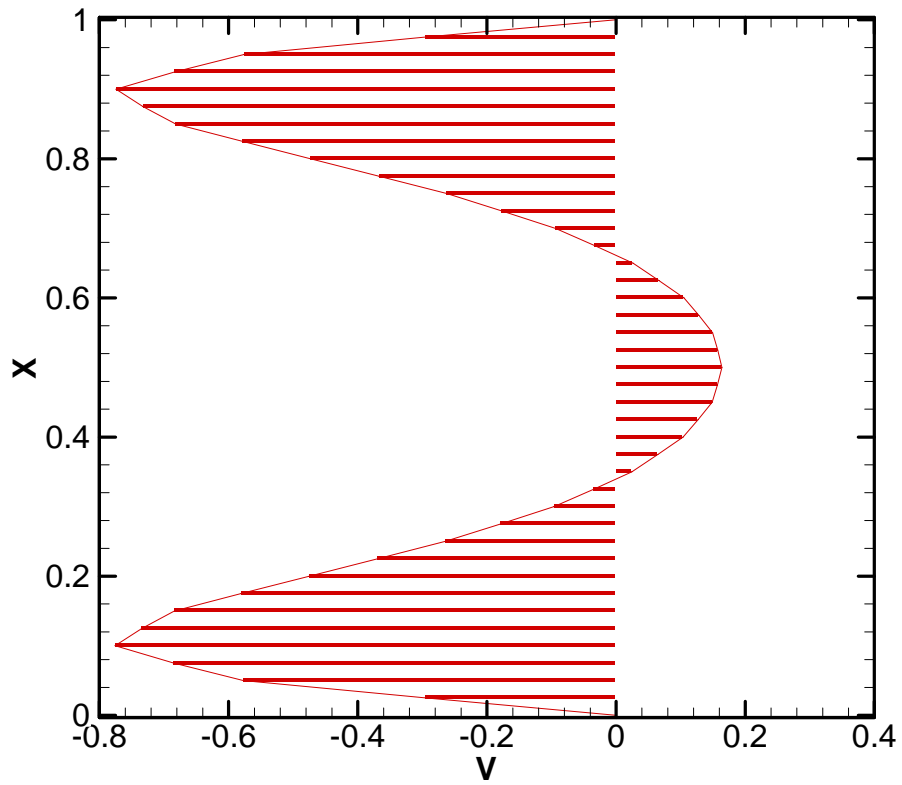


(b) 口型渠道頂部

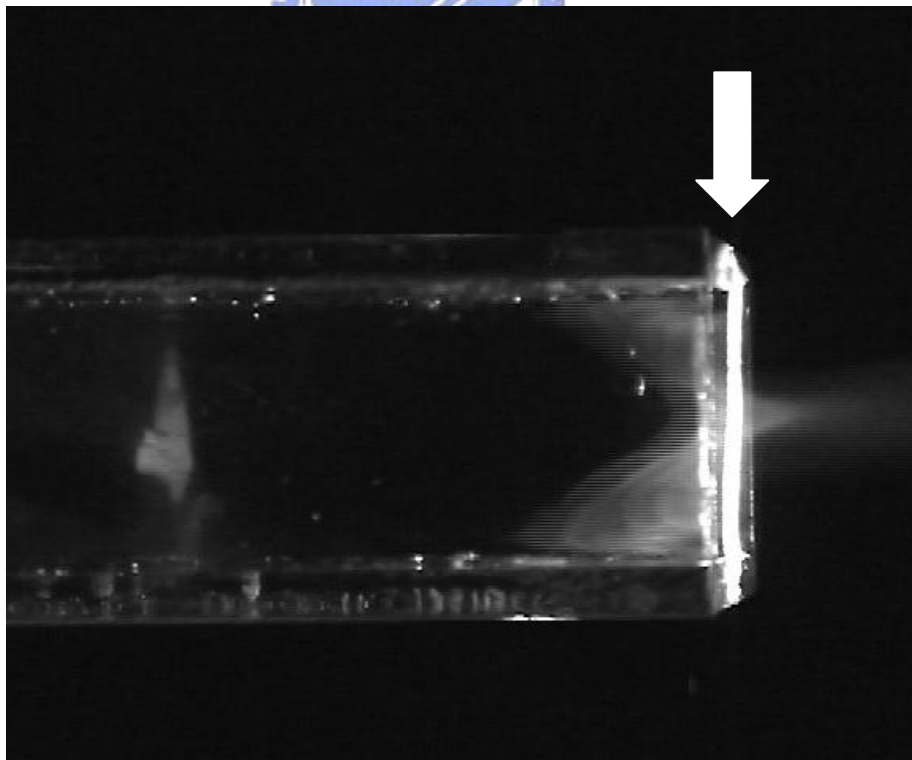


(c) 口型渠道底部

圖 14 $Re_h = 200, F_c = 0.1$ 口型渠道瞬間下移之流場可視化



(a) Fu et al. [13] 數值計算口型渠道上移之出口位置流線圖



(b) 當渠道向上時，流體被回吸之現象

圖 15 $Re_h = 200, F_c = 0.1$ 口型渠道瞬間上移之出口流場可視化

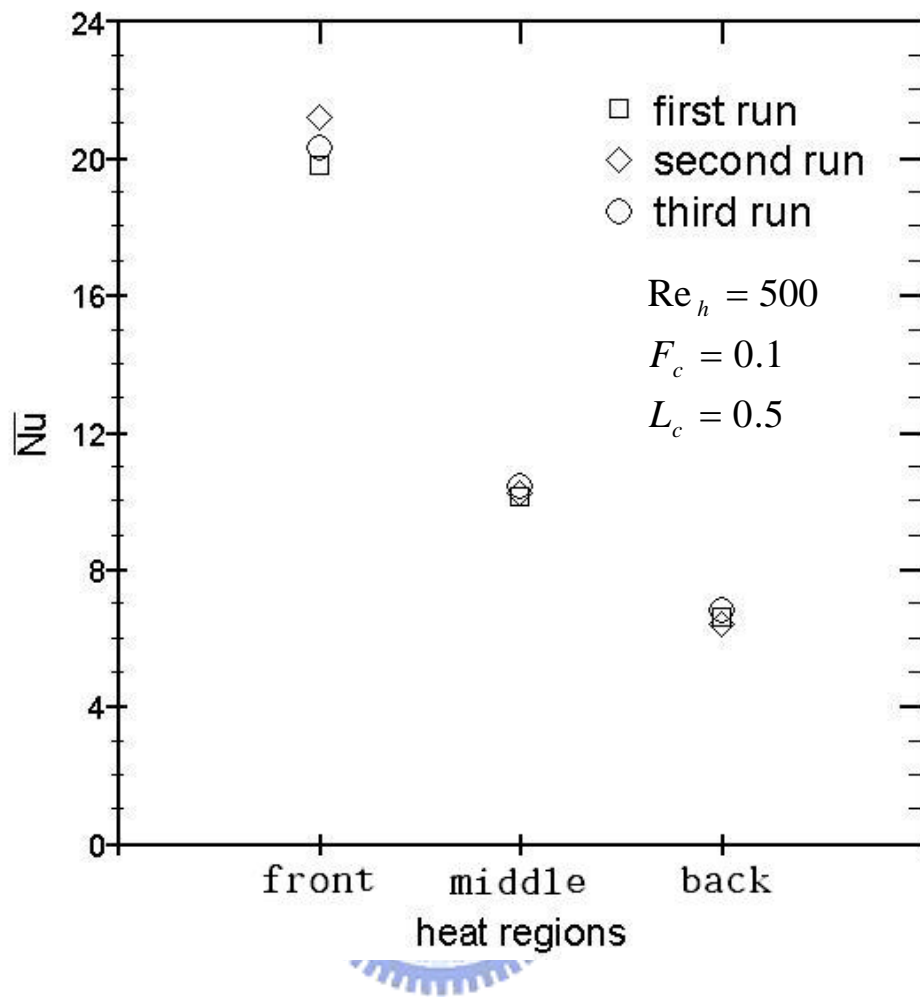
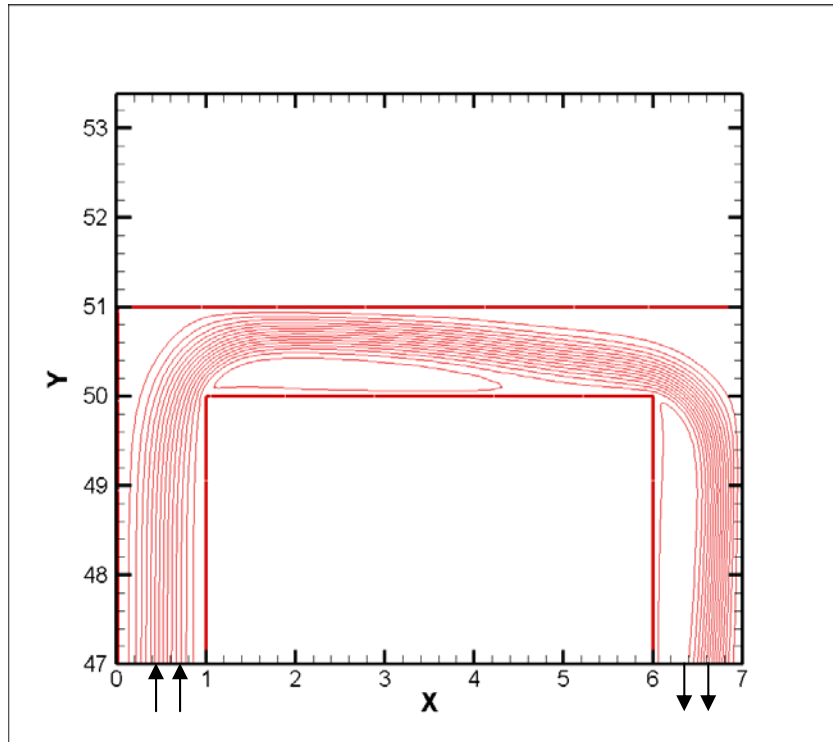
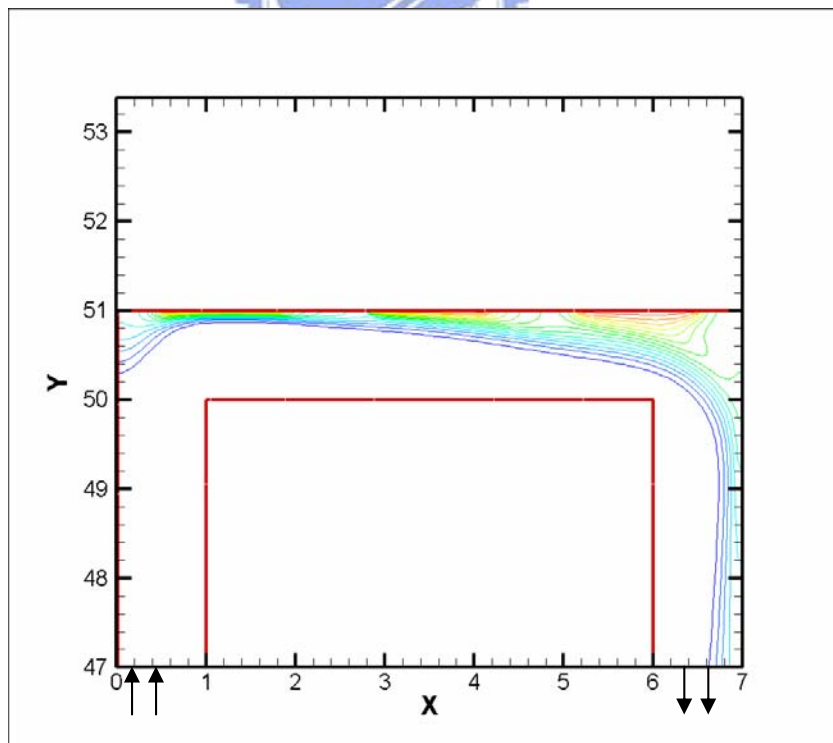


圖 16 $Re_h = 500, F_c = 0.1, L_c = 0.5$ 之重複性測試



(a) $Re_h=300$ 之流線圖



(b) $Re_h=300$ 之溫度場

圖 17 $Re_h=300$ 數值模擬結果圖

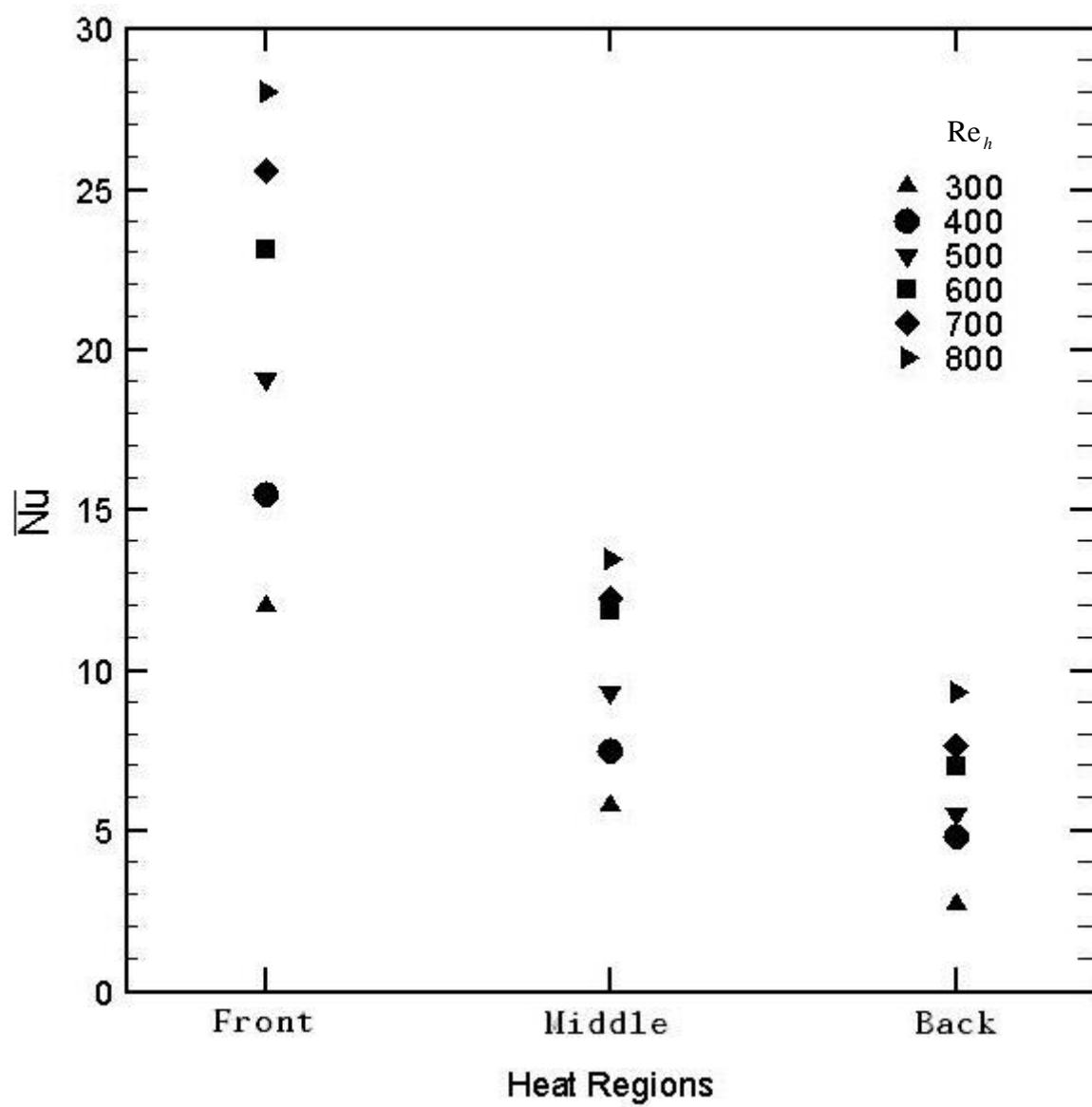
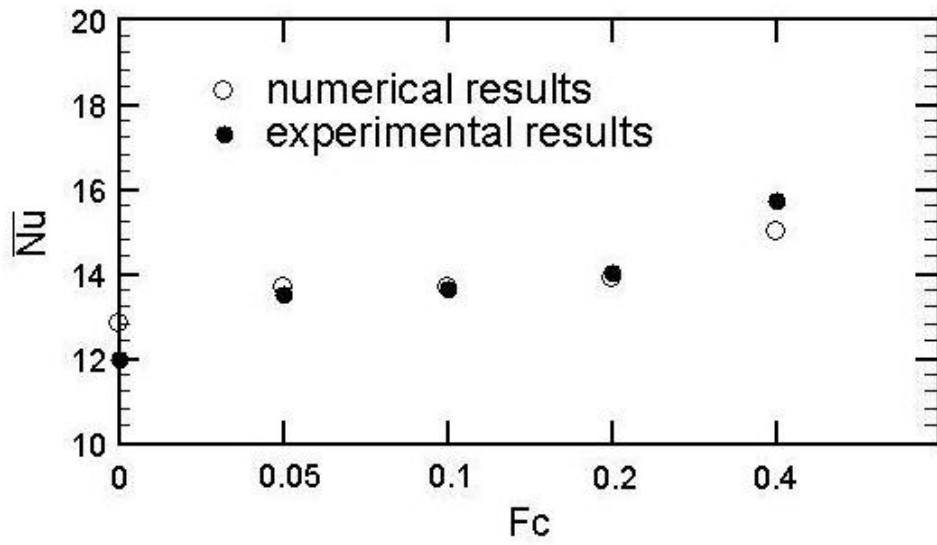
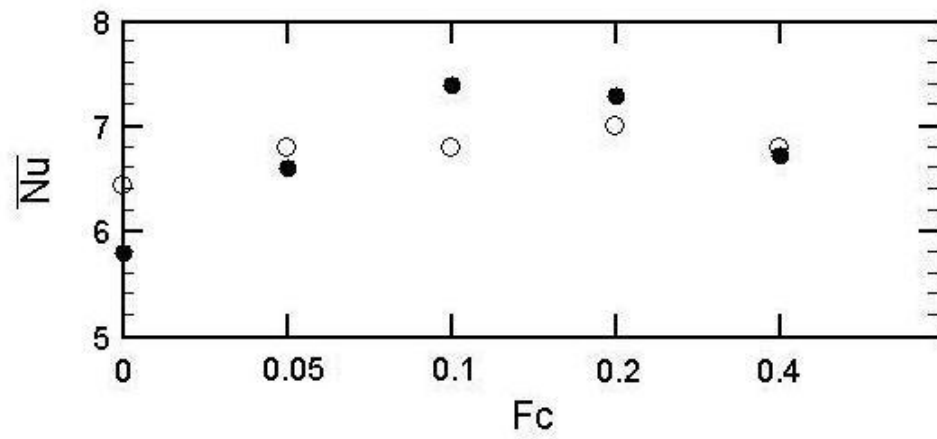


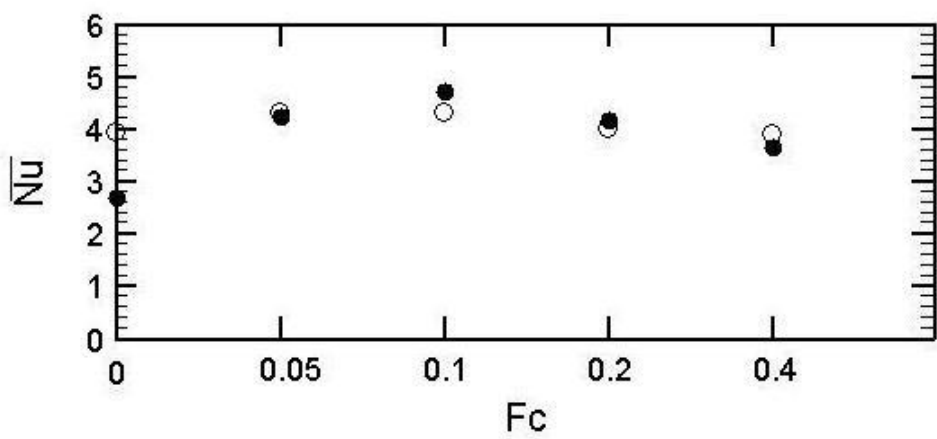
圖 18 冂型渠道於靜止狀態下不同雷諾數之壁面平均紐塞數



(a) 前段加熱區

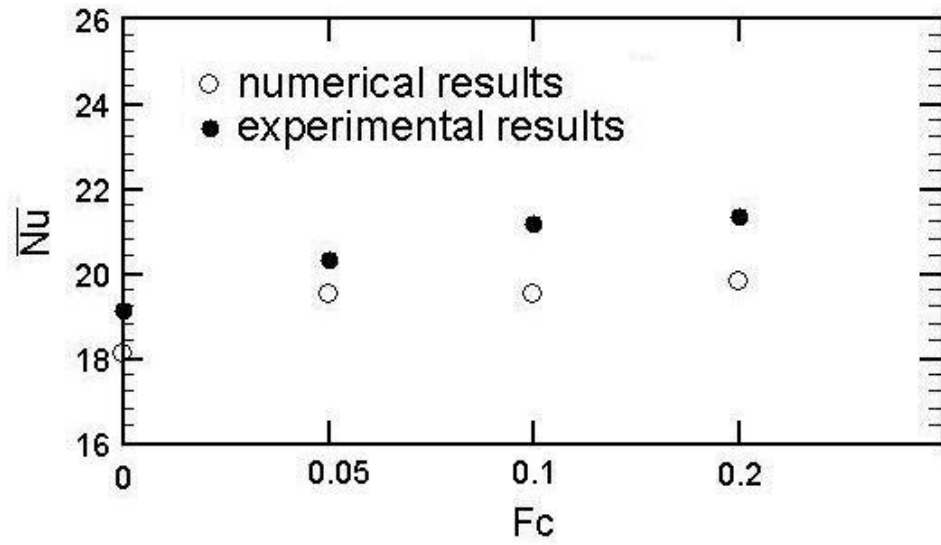


(b) 中段加熱區

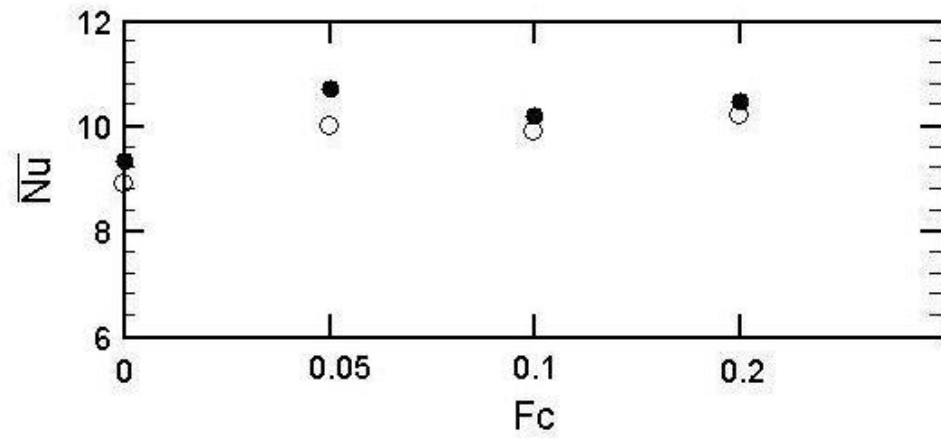


(c) 後段加熱區

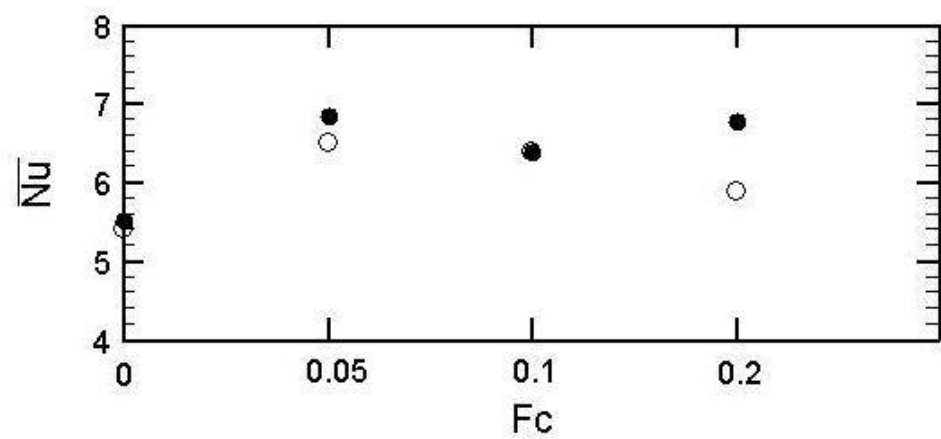
圖 19 $Re=300$ 不同振動頻率之壁面平均紐塞數



(a) 前段加熱區

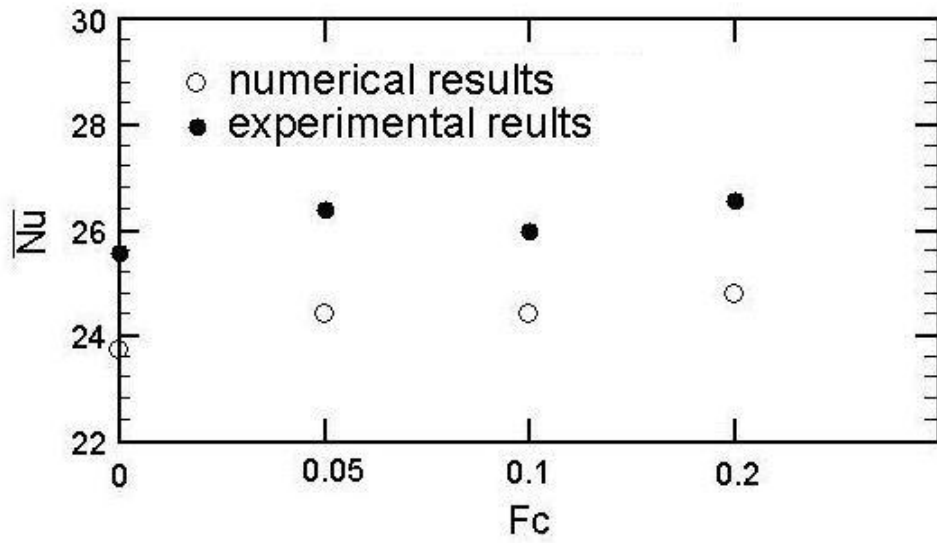


(b) 中段加熱區

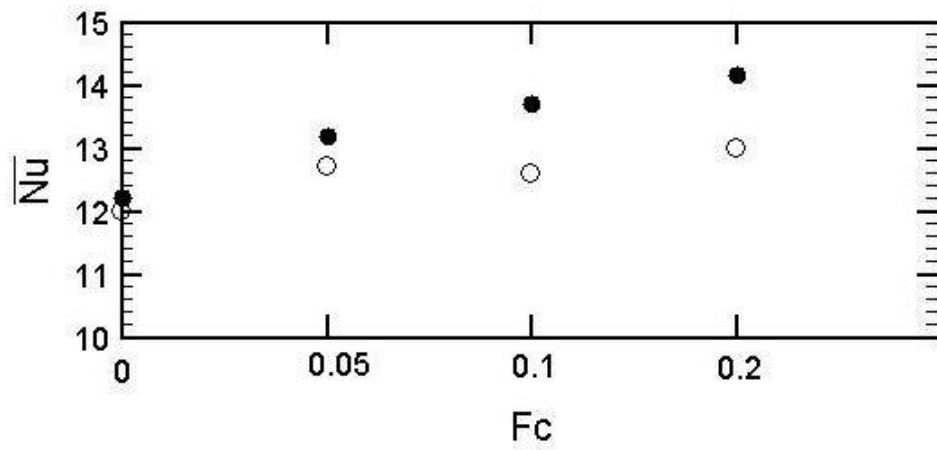


(c) 後段加熱區

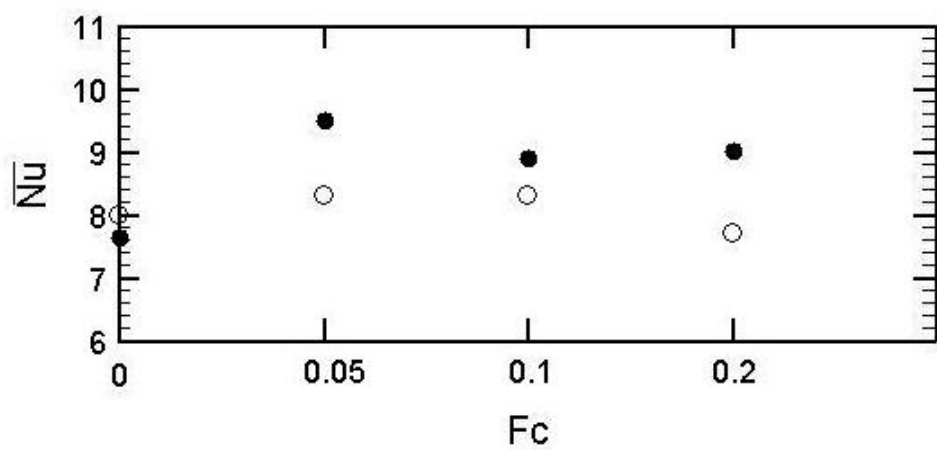
圖 20 Re=500 不同振動頻率之壁面平均紐塞數



(a) 前段加熱區

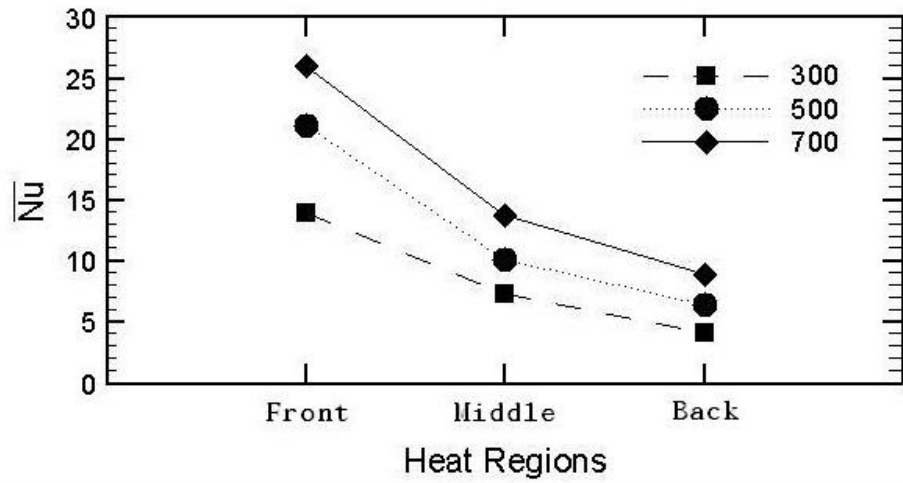


(b) 中段加熱區

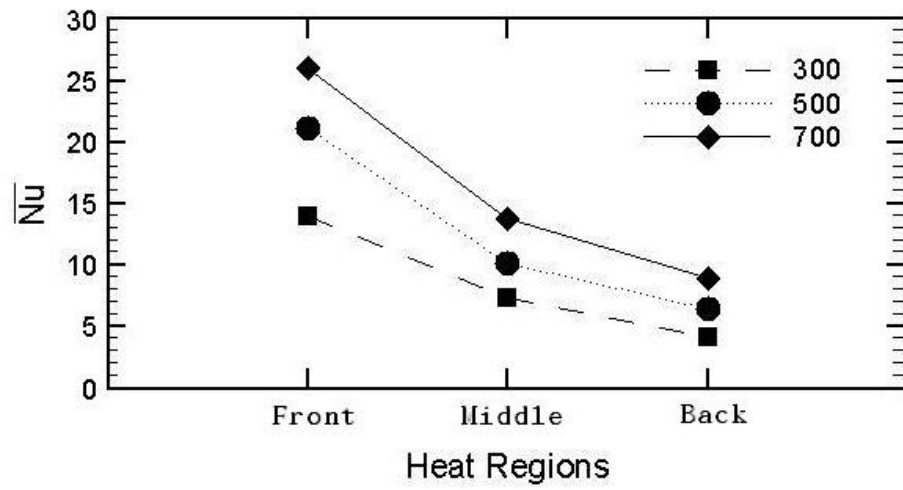


(c) 後段加熱區

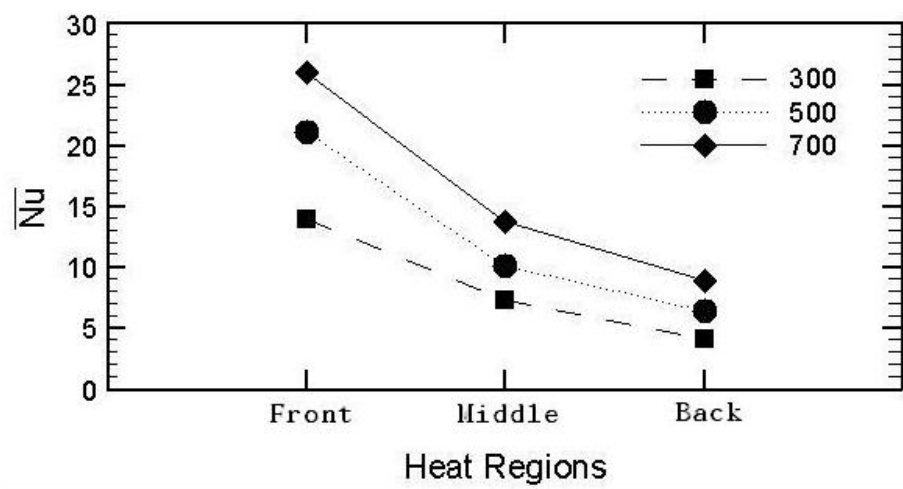
圖 21 $Re=700$ 不同振動頻率之壁面平均紐塞數



(a) $F_c = 0.05$



(b) $F_c = 0.1$



(c) $F_c = 0.2$

圖 22 相同無因次振動頻率下不同進口雷諾數之壁面平均紐塞數

四、 結論

為了解一冷卻渠道進行往復運動下，其渠道內部冷卻流體隨之作動，造成對渠道頂部壁面之熱傳效率影響情形，實際架設一組機構來進行實驗，並且探討多組進口流體雷諾數、無因次振動頻率的組合，將最後結果歸納成以下結論：

1. 當渠道進行振動時，壁面熱傳效率較渠道處於靜止狀態時改善許多，在本實驗中最大熱傳增益約為 20%。
2. 門型渠道在往復運動下熱傳增益最主要是隨著雷諾數增加而增加，相較之下無因次振動頻率的改變則影響較小。



參考文獻

1. P. P. Grassmann, and M. Tuma, "Applications of the Electrolytic Method- II . Mass Transfer within a Tube for Steady, Oscillating and Pulsating Flows," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.22, pp.799-804, 1979.
2. A. T. Patera, and B. B. Mikic, "Exploiting Hydrodynamic Instabilities Resonant Heat Transfer Enhancement," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.29, No.8, pp.1127-1138, 1986.
3. S. Y. Kim, B. H. Kang, and A. E. Hyun, "Heat Transfer in the Thermally Developing Region of a Pulsating Channel Flow," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.36, No.17, pp.1257-1266, 1993.
4. A. E. Bergles, "Heat Transfer Enhancement – The Encouragement and Accommodation of High Heat Fluxes," ASME Journal of Heat Transfer, Vol.119, pp.8-19, 1997.
5. R. L. Webb, E. R. G. Eckert, and R. J. Goldstein, "Heat Transfer and Friction in Tubes with Repeated-Rib Roughness," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.14, No.4, pp.601-617, 1971.
6. J. C. Han, "Heat Transfer and Friction in Channels with Two Opposite Rib-Roughed Walls," ASME Journal of Heat Transfer, Vol.106, pp.774-781, 1984.
7. M. R. Mackley, G. M. Tweddle, and I. D. Wyatt, "Experimental Heat Transfer Measurements for Pulsatile Flow in Baffled Tubes," Chemical Engineering Science, Vol.45, No.5, pp.1237-1242, 1990.
8. M. R. Mackley, and X. Ni, "Mixing and Dispersion in a Baffled Tube for Steady Laminar and Pulsatile Flow," Chemical Engineering Science, Vol.46, No.12, pp.3139-3151, 1991.

9. S. W. Chang, and L. M. Su, "Influence of Reciprocating Motion on Heat Transfer Inside a Ribbed Duct with Application to Piston Cooling in Marine Diesel Engines," Journal of Ship Research, Vol.41, No.4, pp.332-339, 1997.
10. 廖英皓, "活塞頂部之熱傳分析", 國立交通大學機械工程學系碩士論文, 2003。
11. 連信宏, "利用多孔性介質增強活塞頂面之熱傳效率", 國立交通大學機械工程學系碩士論文, 2005。
12. 余政倫, "往復式冷卻渠道之熱流實驗", 國立交通大學機械工程學系碩士論文, 2006。
13. W. S. Fu, S. H. Lian, and Y. H. Liao, "An investigation of heat transfer of a reciprocating piston," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.49, pp.4360-4371, 2006.
14. T. Nishimura, A. Tsurumoto, and Y. Kawamura, "Flow and Mass Transfer Characteristics in Wavy Channels for Oscillatory Flow," International Journal of Heat Mass Transfer, Vol.30, pp.1007-1015, 1987.
15. W. J. Yang, Handbook of Flow Visualization, Hemisphere Publishing Corporation, 1989.
16. T. J. Mueller, Fluid Mechanics Measurements, R. J. Goldstein, Hemisphere Publishing Corporation, 1983.
17. S. J. Kline, "The Purpose of Uncertainty Analysis," ASME Journal of Heat Transfer, Vol.117, pp.153-160, 1985.
18. R. J. Moffat, "Using Uncertainty Analysis in the Planning of an Experiment," ASME Journal of Heat Transfer, Vol.117, pp.173-178, 1985.

附錄、實驗不準度分析

為提供有效的測試結果，並說明當次測試結果的信賴度，實驗不準度之計算和分析是必要的，一般不準度的表示方式有絕對不準度與相對不準度兩種，本文採用 Kline[17] 之相對不準度來分析第三章實驗結果，根據 Kline 之研究

$$R = R(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n)$$

$$\begin{aligned} \delta R &= \left\{ \left[\left(\frac{\partial R}{\partial X_1} \right) \delta X_1 \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial R}{\partial X_2} \right) \delta X_2 \right]^2 + \dots + \left[\left(\frac{\partial R}{\partial X_n} \right) \delta X_n \right]^2 \right\}^{1/2} \\ \frac{\delta R}{R} &= \left\{ \left[\left(\frac{\partial \ln R}{\partial \ln X_1} \right) \left(\frac{\delta X_1}{X_1} \right) \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial \ln R}{\partial \ln X_2} \right) \left(\frac{\delta X_2}{X_2} \right) \right]^2 + \dots + \left[\left(\frac{\partial \ln R}{\partial \ln X_n} \right) \left(\frac{\delta X_n}{X_n} \right) \right]^2 \right\}^{1/2} \end{aligned} \quad (13)$$

$$\text{若 } R = X_1^a \cdot X_2^b \cdot X_3^c \cdot \dots$$

則其相對不準度可由式(13)求得

$$\frac{\delta R}{R} = \left\{ \left[a \times \left(\frac{\delta X_1}{X_1} \right) \right]^2 + \left[b \times \left(\frac{\delta X_2}{X_2} \right) \right]^2 + \left[c \times \left(\frac{\delta X_3}{X_3} \right) \right]^2 + \dots \right\}^{1/2} \quad (14)$$

為了說明本實驗不準度之範圍，故取雷諾數為 800 和 300 之靜態實驗數據作分析，以求得一不準度區間。

當雷諾數為 800 時，取前段加熱區

1. 壁面紐塞數之不準度分析

由式 (7)，壁面紐塞數 $\overline{Nu} = \frac{Q_{air}}{A_h \Delta T_w} \cdot \frac{W}{k_a}$ ，根據式(14)其不準度為

$$\frac{\delta \overline{Nu}}{\overline{Nu}} = \left[\left(\frac{\delta Q_{air}}{Q_{air}} \right)^2 + \left(\frac{\delta W}{W} \right)^2 + \left(-\frac{\delta A_h}{A_h} \right)^2 + \left(-\frac{\delta \Delta T_w}{\Delta T_w} \right)^2 + \left(-\frac{\delta k_a}{k_a} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (15)$$

1.1. 熱傳量 Q_{air} 之不準度

$$Q_{air} = Q_{in} - Q_{lose} = 0.0578592 - 0.012276 = 0.045583 \text{ (W)}$$

$$\text{故 } Q_{air} \text{ 之不準度為 } \frac{\delta Q_{air}}{Q_{air}} = \left[\left(\frac{Q_{in}}{Q_{air}} \frac{\delta Q_{in}}{Q_{in}} \right)^2 + \left(\frac{Q_{lose}}{Q_{air}} \frac{\delta Q_{lose}}{Q_{lose}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

1.1.1. 輸入能量之不準度

由式 (4) $Q_{in} = I^2 \times R = 0.084^2 (A^2) \times 8.2 (\Omega) = 0.0578592 (W)$

且三用電表電阻與電流量測之最小刻度各為 0.1Ω 與 $0.001A$

$$\text{故 } \frac{\delta Q_{in}}{Q_{in}} = \left[\left(\frac{\delta R}{R} \right)^2 + 2 \left(\frac{\delta I}{I} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{0.05}{8.2} \right)^2 + 2 \left(\frac{0.0005}{0.084} \right)^2 \right]^{1/2} = 1.04\%$$

1.1.2. 熱量散逸之不準度

由式 (5) $Q_{lose} = k_b \times A_b \times dT/dy$

$$\text{因此其不準度為 } \frac{\delta Q_{lose}}{Q_{lose}} = \left[\left(\frac{\delta k_b}{k_b} \right)^2 + \left(\frac{\delta A_b}{A_b} \right)^2 + \left(\frac{\delta dT}{dT} \right)^2 + \left(-\frac{\delta dy}{dy} \right)^2 \right]^{1/2}$$

i. 巴沙木熱傳導係數由查表得知，其不準度趨近於零

ii. 巴沙木尺寸 $31.00mm \times 12.00mm$ ，游標尺最小刻度 $0.05mm$

$$\text{因此 } \frac{\delta A_b}{A_b} = \left[\left(\frac{0.025}{31.00} \right)^2 + \left(\frac{0.025}{12.00} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.22\%$$

iii. 溫差最大範圍 $28 - 27.1 = 0.9^\circ C$ ，DA2500E 之準確度為 $0.1^\circ C$

$$\text{因此 } \frac{\delta dT}{dT} = \left[\left(\frac{0.05}{0.9} \right)^2 \right]^{1/2} = 5.55\%$$

iv. 巴沙木厚度 $1.5mm$ ，游標尺最小刻度 $0.05mm$

$$\text{因此 } \frac{\delta dy}{dy} = \left[\left(\frac{0.025}{1.5} \right)^2 \right]^{1/2} = 1.66\%$$

$$\text{故 } \frac{\delta Q_{lose}}{Q_{lose}} = \left[(0)^2 + (0.22\%)^2 + (5.55\%)^2 + (-1.66\%)^2 \right]^{1/2} = 5.80\%$$

即熱傳量 Q_{air} 之不準度為

$$\frac{\delta Q_{air}}{Q_{air}} = \left[\left(\frac{0.0578592}{0.045583} \times 1.04\% \right)^2 + \left(\frac{0.012276}{0.045583} \times 5.80\% \right)^2 \right]^{1/2} = 2.05\%$$

1.2. 冂形渠道寬度 W 之不準度

冂形渠道寬度 29.75mm，游標尺最小刻度 0.05mm

$$\text{因此 } \frac{\delta W}{W} = \left[\left(\frac{0.025}{29.75} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.08\%$$

1.3. 加熱片面積 A_h 之不準度

加熱片面積 31.00mm×12.00mm，游標尺最小刻度 0.05mm

$$\text{因此 } \frac{\delta A_h}{A_h} = \left[\left(\frac{0.025}{31.00} \right)^2 + \left(\frac{0.025}{12.00} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.22\%$$

1.4. 溫度差 ΔT_w 之不準度

加熱片與室溫溫度差最大範圍 28－23=5℃，DA2500E 之準確度為 0.1℃，

平均溫差容許的誤差為 0.2℃

$$\text{因此 } \frac{\delta \Delta T_w}{\Delta T_w} = \left[\left(\frac{0.2}{5} \right)^2 \right]^{1/2} = 4\%$$

1.5. 空氣熱傳導係數 k_a 之不準度

空氣之熱傳導係數 k_a 由查表得知，其不準度趨近於零

根據上述計算，將相關數據代入式 (15)，得壁面紐塞數之不準度為

$$\frac{\delta \overline{Nu}}{\overline{Nu}} = \left[(2.05\%)^2 + (0.08\%)^2 + (-0.22\%)^2 + (-4\%)^2 + (0\%)^2 \right]^{1/2} = 4.5\%$$

2. 進口流體雷諾數之不準度分析

$$\text{由式 (8)，雷諾數 } Re_h = \frac{u_0 \cdot W}{v}$$

$$\text{根據式 (14) 其不準度為 } \frac{\delta Re_h}{Re_h} = \left[\left(\frac{\delta u_0}{u_0} \right)^2 + \left(\frac{\delta W}{W} \right)^2 + \left(-\frac{\delta v}{v} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (16)$$

2.1. 流體進口平均速度之不準度

$$u_0 = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{W \cdot z}, \quad A = W \times z$$

根據式 (14) 其不準度為 $\frac{\delta u_0}{u_0} = \left[\left(\frac{\delta Q}{Q} \right)^2 + \left(-\frac{\delta W}{W} \right)^2 + \left(-\frac{\delta z}{z} \right)^2 \right]^{1/2}$

Q 為流量計之流量，其最小刻度 20cc/s

A 為渠道截面積， W 為渠道寬度 29.75mm， z 為渠道高度 89.7mm，

游標尺最小刻度 0.05mm

$$\text{因此 } \frac{\delta u_0}{u_0} = \left[\left(\frac{10}{1060} \right)^2 + \left(-\frac{0.025}{29.75} \right)^2 + \left(-\frac{0.025}{89.7} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.95\%$$

2.2. 門形渠道寬度之不準度

入口高度 29.75mm，游標尺最小刻度 0.05mm

$$\text{因此 } \frac{\delta W}{W} = \left[\left(\frac{0.025}{29.75} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.08\%$$

2.3. 動黏滯係數之不準度

空氣之動黏滯係數由查表得知，其不準度趨近於零

根據上述計算，將相關數據代入式(16)，得雷諾數之不準度為

$$\frac{\delta Re_h}{Re_h} = \left[(0.95\%)^2 + (0.08\%)^2 + (0\%)^2 \right]^{1/2} = 0.95\%$$

3. 無因次振動幅度之不準度分析

由式 (9)，無因次振動振幅 $L_c = l_c/W$

$$\text{根據式 (14) 其不準度為 } \frac{\delta L_c}{L_c} = \left[\left(\frac{\delta l_c}{l_c} \right)^2 + \left(-\frac{\delta W}{W} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (17)$$

3.1. 振動振幅之不準度

振動振幅 14.85mm，游標尺最小刻度 0.05mm

$$\text{因此 } \frac{\delta l_c}{l_c} = \left[\left(\frac{0.025}{14.85} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.17\%$$

3.2. 冑形渠道寬度之不準度

入口高度 29.75mm，游標尺最小刻度 0.05mm

$$\text{因此 } \frac{\delta W}{W} = \left[\left(\frac{0.025}{29.75} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.08\%$$

將相關數據代入式(17)，得無因次振動振幅之不準度為

$$\frac{\delta L_c}{L_c} = \left[(0.17\%)^2 + (-0.08\%)^2 \right]^{1/2} = 0.19\%$$

4. 無因次振動頻率之不準度分析

由式 (10)，無因次振動頻率 $F_c = f_c \cdot W/u_0$

$$\text{根據式 (14) 其不準度為 } \frac{\delta F_c}{F_c} = \left[\left(\frac{\delta f_c}{f_c} \right)^2 + \left(\frac{\delta W}{W} \right)^2 + \left(-\frac{\delta u_0}{u_0} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (18)$$

4.1. 振動頻率之不準度

利用量測渠道連續往復振盪 120 次所需要的時間來估算，其所花費的時間為 120 秒而馬錶最小刻度 0.1 秒

$$\text{因此 } \frac{\delta f_c}{f_c} = \left[\left(\frac{0.05}{120} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.04\%$$

4.2. 冑形渠道寬度之不準度

入口高度 29.75mm，游標尺最小刻度 0.05mm

$$\text{因此 } \frac{\delta W}{W} = \left[\left(\frac{0.025}{29.75} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.08\%$$

4.3. 流體進口平均速度之不準度

$$u_0 = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{W \cdot z}, \quad A = W \times z$$

$$\text{根據式 (14) 其不準度為 } \frac{\delta u_0}{u_0} = \left[\left(\frac{\delta Q}{Q} \right)^2 + \left(-\frac{\delta W}{W} \right)^2 + \left(-\frac{\delta z}{z} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Q 為流量計之流量，其最小刻度 20cc/s

A 為渠道截面積， W 為渠道寬度 29.75mm， z 為渠道高度 89.7mm，
游標尺最小刻度 0.05mm

$$\text{因此 } \frac{\delta u_0}{u_0} = \left[\left(\frac{10}{1060} \right)^2 + \left(-\frac{0.025}{29.75} \right)^2 + \left(-\frac{0.025}{89.7} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.95\%$$

將相關數據代入式(18)，得無因次振動頻率之不準度為

$$\frac{\delta F_c}{F_c} = \left[(0.04\%)^2 + (0.08\%)^2 + (-1.52\%)^2 \right]^{1/2} = 0.95\%$$

當雷諾數為 300 時，取後段加熱區

5. 壁面紐塞數之不準度分析

5.1. 熱傳量 Q_{air} 之不準度

$$Q_{air} = Q_{in} - Q_{lose} = 0.016605 - 0.012276 = 0.004329 \text{ (W)}$$

$$\text{故 } Q_{air} \text{ 之不準度為 } \frac{\delta Q_{air}}{Q_{air}} = \left[\left(\frac{Q_{in}}{Q_{air}} \frac{\delta Q_{in}}{Q_{in}} \right)^2 + \left(\frac{Q_{lose}}{Q_{air}} \frac{\delta Q_{lose}}{Q_{lose}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

5.1.1. 輸入能量之不準度

$$\text{由式 (4) } Q_{in} = I^2 \times R = 0.045^2 \text{ (A}^2\text{)} \times 8.2 \text{ (}\Omega\text{)} = 0.016605 \text{ (W)}$$

且三用電表電阻與電流量測之最小刻度各為 0.1 Ω 與 0.001A

$$\text{故 } \frac{\delta Q_{in}}{Q_{in}} = \left[\left(\frac{\delta R}{R} \right)^2 + 2 \left(\frac{\delta I}{I} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\left(\frac{0.05}{8.2} \right)^2 + 2 \left(\frac{0.0005}{0.045} \right)^2 \right]^{1/2} = 1.69\%$$

5.1.2. 熱量散逸之不準度

$$\text{由式 (5) } Q_{lose} = k_b \times A_b \times dT/dy$$

$$\text{因此其不準度為 } \frac{\delta Q_{lose}}{Q_{lose}} = \left[\left(\frac{\delta k_b}{k_b} \right)^2 + \left(\frac{\delta A_b}{A_b} \right)^2 + \left(\frac{\delta dT}{dT} \right)^2 + \left(-\frac{\delta dy}{dy} \right)^2 \right]^{1/2}$$

i. 巴沙木熱傳導係數由查表得知，其不準度趨近於零

ii. 巴沙木尺寸 31.00mm*12.00mm，游標尺最小刻度 0.05mm

$$\text{因此 } \frac{\delta A_b}{A_b} = \left[\left(\frac{0.025}{31.00} \right)^2 + \left(\frac{0.025}{12.00} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.22\%$$

iii. 溫差最大範圍 $26.0 - 25.1 = 0.9^\circ\text{C}$ ，DA2500E 之準確度為 0.1°C

$$\text{因此 } \frac{\delta dT}{dT} = \left[\left(\frac{0.05}{0.9} \right)^2 \right]^{1/2} = 5.55\%$$

iv. 巴沙木厚度 1.5mm ，游標尺最小刻度 0.05mm

$$\text{因此 } \frac{\delta dy}{dy} = \left[\left(\frac{0.025}{1.5} \right)^2 \right]^{1/2} = 1.66\%$$

$$\text{故 } \frac{\delta Q_{lose}}{Q_{lose}} = \left[(0)^2 + (0.22\%)^2 + (5.55\%)^2 + (-1.66\%)^2 \right]^{1/2} = 5.80\%$$

即熱傳量 Q_{air} 之不準度為

$$\frac{\delta Q_{air}}{Q_{air}} = \left[\left(\frac{0.016605}{0.004329} \times 1.69\% \right)^2 + \left(\frac{0.012276}{0.004329} \times 5.80\% \right)^2 \right]^{1/2} = 17.68\%$$

5.2. 冑形渠道寬度 W 之不準度

冑形渠道寬度 29.75mm ，游標尺最小刻度 0.05mm

$$\text{因此 } \frac{\delta W}{W} = \left[\left(\frac{0.025}{29.75} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.08\%$$

5.3. 加熱片面積 A_h 之不準度

加熱片面積 $31.00\text{mm} \times 12.00\text{mm}$ ，游標尺最小刻度 0.05mm

$$\text{因此 } \frac{\delta A_h}{A_h} = \left[\left(\frac{0.025}{31.00} \right)^2 + \left(\frac{0.025}{12.00} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.22\%$$

5.4. 溫度差 ΔT_w 之不準度

加熱片與室溫溫度差最大範圍 $26.0 - 21.1 = 4.9^\circ\text{C}$ ，DA2500E 之準確度為 0.1°C ，平均溫差容許的誤差為 0.2°C

$$\text{因此 } \frac{\delta \Delta T_w}{\Delta T_w} = \left[\left(\frac{0.2}{4.9} \right)^2 \right]^{1/2} = 4\%$$

5.5. 空氣熱傳導係數 k_a 之不準度

空氣之熱傳導係數 k_a 由查表得知，其不準度趨近於零

根據上述計算，將相關數據代入式 (15)，得壁面紐塞數之不準度為

$$\frac{\delta \overline{Nu}}{\overline{Nu}} = \left[(17.68\%)^2 + (0.08\%)^2 + (-0.22\%)^2 + (-4\%)^2 + (0\%)^2 \right]^{1/2} = 18.13\%$$

6. 進口流體雷諾數之不準度分析

6.1. 流體進口平均速度之不準度

$$u_0 = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{W \cdot z}, \quad A = W \times z$$

根據式 (14) 其不準度為
$$\frac{\delta u_0}{u_0} = \left[\left(\frac{\delta Q}{Q} \right)^2 + \left(-\frac{\delta W}{W} \right)^2 + \left(-\frac{\delta z}{z} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Q 為流量計之流量，其最小刻度 20cc/s

A 為渠道截面積， W 為渠道寬度 29.75mm， z 為渠道高度 89.7mm，

游標尺最小刻度 0.05mm

$$\text{因此 } \frac{\delta u_0}{u_0} = \left[\left(\frac{10}{405} \right)^2 + \left(-\frac{0.025}{29.75} \right)^2 + \left(-\frac{0.025}{89.7} \right)^2 \right]^{1/2} = 2.47\%$$

6.2. 口形渠道寬度之不準度

入口高度 29.75mm，游標尺最小刻度 0.05mm

$$\text{因此 } \frac{\delta W}{W} = \left[\left(\frac{0.025}{29.75} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.08\%$$

6.3. 動黏滯係數之不準度

空氣之動黏滯係數由查表得知，其不準度趨近於零

根據上述計算，將相關數據代入式(16)，得雷諾數之不準度為

$$\frac{\delta Re_h}{Re_h} = \left[(2.47\%)^2 + (0.08\%)^2 + (0\%)^2 \right]^{1/2} = 2.47\%$$

7. 無因次振動頻率之不準度分析

7.1. 振動頻率之不準度

是利用量測渠道連續往復振盪 120 次所需要的時間來估算，其所花費的時間為 120 秒而馬錶最小刻度 0.1 秒

$$\text{因此 } \frac{\delta f_c}{f_c} = \left[\left(\frac{0.05}{120} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.04\%$$

7.2. 口形渠道寬度之不準度

入口高度 29.75mm，游標尺最小刻度 0.05mm

$$\text{因此 } \frac{\delta W}{W} = \left[\left(\frac{0.025}{29.75} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.08\%$$

7.3. 流體進口平均速度之不準度

$$\frac{\delta u_0}{u_0} = \left[\left(\frac{10}{405} \right)^2 + \left(-\frac{0.025}{29.75} \right)^2 + \left(-\frac{0.025}{89.7} \right)^2 \right]^{1/2} = 2.47\%$$

將相關數據代入式(18)，得無因次振動頻率之不準度為

$$\frac{\delta F_c}{F_c} = \left[(0.04\%)^2 + (0.08\%)^2 + (-2.47\%)^2 \right]^{1/2} = 2.47\%$$