

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文

暫態液晶顯像技術應用於肋條與溝槽表面
之熱傳與壓降分析

Heat Transfer and Friction Characteristics in a
Square Channel with Ribs and Grooves

研究生：李信憲

指導教授：劉耀先 教授

中華民國一百年七月

暫態液晶顯像技術應用於肋條與溝槽表面
之熱傳與壓降分析

Heat Transfer and Friction Characteristics in a Square Channel with
Ribs and Grooves

研究生：李信憲

Student：Sin-Sian Li

指導教授：劉耀先

Advisor：Yao-Hsien Liu



A Thesis

Submitted to Department of Mechanical Engineering

Collage of Engineering

National Chiao Tung University

In Partial Fulfillment of the Requirements

For the Degree of

Master of Science

In Mechanical Engineering

July 2011

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國一百年七月

Heat Transfer and Friction Characteristics in a Square Channel with Ribs and Grooves

暫態液晶顯像技術應用於肋條與溝槽表面之熱傳與壓降分析

學生：李信憲

指導教授：劉耀先

國立交通大學機械工程學系

摘要

本文以暫態液晶法量測正方形冷卻通道內部之局部熱傳係數，通道內部表面利用複合式冷卻技術來增進熱傳效果，藉由結合兩種以上之熱傳強化方法來達成。實驗測試主要分成兩類：(一)單純肋條(二)結合肋條與溝槽之複合式表面。所測試之肋條排列方式為垂直(90°)、傾斜(45°)、交錯、V型、及倒V型。實驗測試之雷諾數在15000到37000之間。肋條之距離高度比(p/e)為8，而肋條高度與通道水力直徑比(e/D_h)為0.1。實驗結果顯示 45° 傾斜肋條及V型肋條與溝槽熱傳效果最佳，而V型及倒V型肋條有最大的壓降。在散熱特性上 45° 傾斜肋條及V型肋條與溝槽為最佳。

關鍵字：暫態液晶量測技術、肋條、溝槽、熱傳、壓降

Heat Transfer and Friction Characteristics in a Square Channel with Ribs and Grooves

Student: Sin-Sian Li

Advisor: Yao-Hsien Liu

Department of Mechanical Engineering

National Chiao Tung University

ABSTRACT

This research presents the transient liquid crystal technique for local heat transfer coefficient measurements in a square channel. Compound cooling technique, by combining more than two heat transfer enhancement techniques, is applied on the surfaces of the square channel. The rib with and without groove configurations are tested: transverse (90°), angled (45°), discrete, V-shaped, and Inverted-V shaped. Reynolds numbers in the current study are from 15000 to 37000. The rib height-to-hydraulic diameter ratio is 0.1, and the rib pitch-to-height ratio is 8. Results show that the 45° ribs and V-shaped rib with groove have the maximum heat transfer enhancement and thermal performance. V-shaped and inverted-V ribs have the maximum friction loss.

Keywords: Transient Liquid Crystal Technique, Rib, Groove,
Heat Transfer, pressure drop

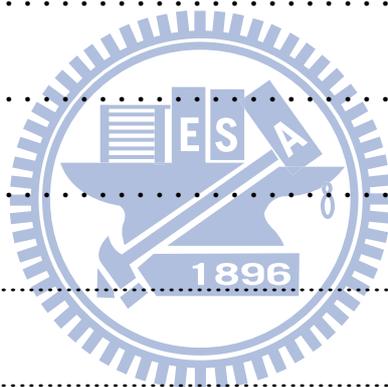
誌謝

經過這兩年的努力研究之下，終於順利的將此論文完成，在這段時間中，有許許多多的人需要感謝，首先是感謝老師的教導，想當初剛進來實驗時，很多事情都還不了解也不懂，因此常常需要老師在一旁細心且慢慢地教導，雖然偶爾還是會犯錯，但老師還是一樣很有耐心並一步一步地協助我完成此研究。接下來是在實驗室裡一起努力的同學們，並在這段時間裡互相幫忙與協助之下，也讓我學習到了很多，另外也謝謝其他協助過我的同學們，最後則是感謝家人的支持與幫助，讓我能完成學業。



目錄

目錄	
中文摘要.....	III
英文摘要.....	IV
誌謝.....	V
目錄.....	VI
表目錄.....	IX
圖目錄.....	X
符號說明.....	XII
一、緒論.....	1
1-1 研究背景.....	1
1-2 研究目的.....	2
1-3 文獻回顧.....	3
二、實驗方法.....	8
2-1 液晶概論.....	8
2-2 實驗方法.....	10
2-3 不準度分析.....	12
三、實驗設備與步驟.....	14
3-1 實驗設備.....	14



3-1-1 感溫液晶.....	14
3-1-2 實驗通道與模型.....	14
3-1-3 加熱系統與空氣供給.....	16
3-1-4 溫度與壓降量測系統.....	16
3-1-5 照明系統.....	17
3-1-6 影像擷取系統.....	17
3-2 實驗步驟.....	18
3-3 實驗校正.....	18
四、結果與討論.....	20
4-1 校正結果.....	20
4-2 不同時間對熱傳的影響.....	20
4-3 不同時間步階對熱傳的影響.....	21
4-4 肋條和肋條與溝槽之熱傳分析.....	22
4-4-1 90°連續肋條和 90°連續肋條與溝槽.....	22
4-4-2 45°傾斜肋條和 45°傾斜肋條與溝槽.....	23
4-4-3 45°交錯肋條和 45°交錯肋條與溝槽.....	24
4-4-4 V型肋條和V型肋條與溝槽.....	25
4-4-5 倒V型連續肋條和倒V型連續肋條與溝槽.....	25
4-5 不同形狀之肋條和溝槽下平均翼展方向之紐賽數比.....	26



4-6 不同形狀之肋條和溝槽下壓降之影響	27
4-7 不同形狀之肋條和溝槽下平均熱傳分析	28
4-7-1 平均紐賽數比.....	28
4-7-2 平均散熱特性.....	29
五、結論與建議.....	31
5-1 結論.....	31
5-2 建議.....	32
參考文獻.....	33



表目錄

表 1-1 測試通道之條件	37
表 2-1 實驗之不準確度	38
表 3-1 實驗之測試通道	39



圖目錄

圖 1-1 渦輪葉片示意圖	40
圖 1-2 連續肋條之流場示意圖	40
圖 1-3 肋條與溝槽之流場示意圖	41
圖 1-4 45° 傾斜肋條之流場示意圖	41
圖 1-5 V型肋條之流場示意圖	42
圖 1-6 液晶分子的構造及排列(a)層列型(b)向列型(c)膽固醇型[22]	42
圖 2-1 溫度增量和時間的步階變化	43
圖 3-1 液晶溫帶範圍圖	43
圖 3-2 實驗測試通道	44
圖 3-3 實驗設備示意圖	45
圖 3-4 肋條測試模型示意圖	46
圖 3-5 肋條與溝槽測試模型示意圖	47
圖 3-6 肋條與溝槽位置示意圖	48
圖 4-1 溫度與色調曲線.....	48
圖 4-2 (a) 溫度分布圖(b) 紐賽數分布圖	49
圖 4-3 (a) 一秒時間步階之紐賽數分布圖 (b) 零點二秒時間步階之 紐賽數分布圖 (c) 零點一秒時間步階之紐賽數分布圖.....	49

圖 4-4	90°連續肋條和 90°連續肋條與溝槽之紐賽數分布圖.....	50
圖 4-5	45°傾斜肋條和 45°傾斜肋條與溝槽之紐賽數分布圖.....	51
圖 4-6	45°交錯肋條和 45°交錯肋條與溝槽之紐賽數示意圖.....	52
圖 4-7	V型肋條和V型肋條與溝槽之紐賽數分布圖	53
圖 4-8	倒V型肋條和倒V型肋條與溝槽之紐賽數分布圖	54
圖 4-9(a)	90°連續肋條之平均翼展方向之紐賽數比	55
圖 4-9(b)	90°連續肋條與溝槽之平均翼展方向之紐賽數比	55
圖 4-9(c)	45°傾斜肋條之平均翼展方向之紐賽數比	56
圖 4-9(d)	45°傾斜肋條與溝槽之平均翼展方向之紐賽數比	56
圖 4-9(e)	45°交錯肋條之平均翼展方向之紐賽數比	57
圖 4-9(f)	45°交錯肋條與溝槽之平均翼展方向之紐賽數比	57
圖 4-9(g)	V型肋條之平均翼展方向之紐賽數比	58
圖 4-9(h)	V型肋條與溝槽之平均翼展方向之紐賽數比	58
圖 4-9(i)	倒V型肋條之平均翼展方向之紐賽數比	59
圖 4-9(j)	倒V型肋條與溝槽之平均翼展方向之紐賽數比	59
圖 4-10	壓降分布圖	60
圖 4-11	紐賽數比分布圖	60
圖 4-12	平均散熱特性分布圖.....	61

符號說明

Bi	拜爾特數 $\frac{hL}{k}$	
C_p	等壓比熱	(KJ/Kg°C)
D_h	水力直徑, $4WH/2(W+H)$	(m)
e	肋條高度	(mm)
f	摩擦因子(Friction Factor)	
g	溝槽深度	(mm)
h	局部熱對流係數	(W/m ² °C)
H	測試通道高度	(mm)
k	固體熱傳導係數	(W/m°C)
k_f	流體熱傳導係數	(W/m°C)
L	黑色壓克力長度	(m)
Nu	紐賽數, $\frac{hL}{k_f}$	
q''_{conv}	局部熱通量	(W/m ²)
p	肋條與肋條之間距	(mm)
P	壓力	(kpa)
Re	雷諾數, $\frac{V * D_h}{\nu}$	
T_w	壁面溫度	(°C)



$T_{w,i}$	表面初始溫度	(°C)
T_m	流體參考溫度	(°C)
t	時間	(sec)
V	主流平均風速	(m/s)
W	測試通道寬度	(mm)

希臘符號

Δ	差值	
α	模型之熱擴散係數， $k/\rho C_p$	(m ² /s)
ρ	模型之密度	(kg/m ³)
μ	黏滯係數	
(Ns/m ²)		
ν	運動黏滯係數， μ/ρ	(m ² /s)
τ	時間步階	



一、緒論

1-1 研究背景

早在 1888 年奧地利植物學家萊尼澤(F.Reinitzer)發現了液晶這種特殊物質，從發現到現在已經有一百多的歷史，一直到了 1960 年代，液晶才在實驗室裡開始被應用在科學及工程上。利用感溫液晶粒子(Thermochromic Liquid Crystal, TLCs)塗佈在模型表面上，感溫液晶會因溫度的不同而產生變化，而且感溫液晶對溫度變化非常敏感，因此可把肉眼看不見的溫度場瞬間可視化，利用此一特性，用相機將這溫度變化過程給記錄下來，經過 Matlab 程式的轉換，可得到溫度與顏色的關係，這樣就可以得到流場的溫度分佈。感溫液晶對溫度的顯像具有可逆性，因此可以重複使用，也比較不會造成浪費，但因感溫液晶有固定的測溫範圍且範圍不會超過 20°C ，所以流場的溫度必須受到限制，這也是感溫液晶的缺點之一。

燃氣渦輪機(Gas Turbine)的工作原理是空氣經由壓縮機壓縮形成高壓氣體，再經過燃燒室變成高溫高壓的氣體，來帶動輪機葉片，進而驅動整個燃氣輪機，正因如此，渦輪葉片(圖 1-1)處於高溫高壓的環境，若再提高其熱效率的情形下，想必溫度也會隨之增高，便會破壞渦輪葉片，減少渦輪葉片的壽命，所以如何讓渦輪葉片溫度下降，同時也能提升燃氣輪機的效率，將是重要的課題。

一般來說，燃氣輪機的冷卻技術可分為內冷卻及外冷卻兩種，本研究主要著重在加裝肋條的強制對流之內冷卻通道技術上。在圖 1-2 表示流體流過連續肋條表面上的流場示意圖，由圖中可知流體在再接觸點(Reattachment)的位置與肋條之間距有關，在肋條左右兩旁會產生渦流(Vortex)。圖 1-3 則表示流體流過連續肋條與連續溝槽表面上的流場示意圖，可知在溝槽上方會有渦流的產生。另外圖 1-4、圖 1-5 分別表示流體流過 45° 傾斜肋條與 V 型肋條下的流場示意圖。本實驗將利用「液晶熱像法」(Liquid Crystal Thermography)量測燃氣渦輪葉片的熱傳研究，因為這項技術在國外早已發展多年，而國內此方面的研究較稀少，因此利用液晶熱像法量測渦輪葉片內通道的熱傳變化。



1-2 研究目的

此次實驗的模型，在通道內部表面加上肋條(Rib)和溝槽(Groove)，對不同幾何形狀和雷諾數大小，能對熱傳效果產生怎樣的影響，這就是本次實驗所要探討的問題。

因為流道內部表面加裝肋條有助於增強熱傳效率，故實驗將探討以下十種不同排列的模型，如下所示：

- (一) 連續(Continuous)肋條(Rib)：45° 傾斜、90°、45° 交錯
(Discrete)、V 型、倒 V 型。

(二) 連續肋條和連續溝槽(Groove)：45°傾斜、90°、45°交錯

(Discrete)、45°V型、45°倒V型。

如表 1-1 所示，入口通道之寬高比(W/H)為 1，測試通道長度比(L/D_h)為 15，肋條高度與通道水力直徑比(e/D_h)為 0.1 與肋條距離高度比(p/e)為 8 的條件之下，雷諾數為 15000、26000 與 37000，並利用十種不同肋條與溝槽陣列配置方法，觀察其熱傳效率與壓降變化之情形。

1-3 文獻回顧

Taslim 等人 [1]使用上下交錯排列(Staggered)的肋條在固定距離高度比 10 之下，研究流體分別在靜止通道與旋轉通道的影響，並利用液晶顯像技術計算熱傳係數。結果顯示，相對於靜止通道來說，旋轉通道前端面(Leading Side)在肋條高度與通道水力直徑比 0.1333 時，有最大的熱傳係數，約增加 45%。

Zhang 等人 [2]利用(1)距離高度比 8、10、15、20、25、30 之連續肋條與溝槽；(2)距離高度比 8.5、11.5 之連續肋條，共八種測試模型。通道的寬高比(W/H)10，雷諾數 10000 至 50000 之間。研究結果顯示肋條和溝槽混合通道比僅有肋條通道的熱傳效能還要高，約高出 3.4 倍，紊流強度(Turbulence Intensity)也較肋條高，是因為在溝槽能增加渦流。當距離高度比 8，能有最大的熱傳增加率。

Baughn [3]利用五種不同的液晶顯像法，分別在不同的模型上測試，並量測流場溫度和計算局部熱傳係數，使用液晶型態為狹溫帶液晶，最後說明了這五種液晶顯像法的各個優點與缺點。

Leung 等人 [4]使用三角鋁合金通道，通道的三個內表面皆有三角形之溝槽，溝槽深度為 1mm，研究結果發現，當雷諾數等於 6150 時，三角溝槽角度 16.5° ，可得到最大的熱傳，這也說明了溝槽也具有增加熱傳的效果。

Jaurker 等人 [5]研究肋條在距離高度比 4.5 至 10 之間，雷諾數在 3000 至 21000，發現當距離高度比 6，可以得到最高的熱傳效率，隨後在利用此間距的肋條之間挖溝槽，研究溝槽在肋條之間不同的位置對熱傳效率的影響，得到當深度距離比 $(g/p)0.4$ ，紐賽數(Nu)達到最高，因此有最大的熱傳率。

Layek 等人 [6]使用肋條與 V 型溝槽交錯的通道，研究肋條頂部的角度變化對紐賽數和摩擦因子(Friction Factor)的影響。結果發現當其角度為 18° 時，可得到最大的紐賽數，而隨者角度的增加，摩擦因子也漸漸增加。

Eiamsa-ard 等人 [7]使用三種不同幾何形狀的肋條和溝槽混合通道，分別在不同的間距中，發現當矩形肋條和三角溝槽混合在距離高度比 6.6，有最大的熱傳率，主要是此幾何形狀的紊流擾動可以產

生較大的流體混合，和在肋條與溝槽之間發生迴流，導致較高的溫度梯度有關。

Bilen 等人 [8] 利用不同內部溝槽的管路，分別為圓形 (Circular)、梯形 (Trapezoidal)、矩形 (Rectangular) 之溝槽，比較雷諾數 (Re) 在 10000 至 38000 之間的熱傳影響。結果發現圓形溝槽熱傳增加率最大，約增加 63%，而矩形溝槽熱傳增加率最小，約增加 47%，原因是圓形溝槽造成的流體混合和擾動 (Disturbance) 效果較矩形溝槽佳。

Lee 等人 [9] 將通道上方擺置多個 45° 之 V 型肋條與下方擺置 60° 之連續 V 型肋條，依據通道不同的寬高比，作一比較，結果發現不同寬高比對於 60° 之 V 型肋條有較明顯之影響，而對於 45° 之交錯 V 型肋條的影響則較微弱。

SriHarsha 等人 [10] 使用 90° 之連續肋條與 60° 之交錯 V 型肋條，在雷諾數 10000 至 30000 之間，探討肋條高度對於熱傳的影響，發現 90° 之連續肋條在肋條高度與通道水力直徑比 0.15 有最大的熱傳率。在平均熱傳率來說， 60° 之交錯 V 型肋條相對高於 90° 之連續肋條。

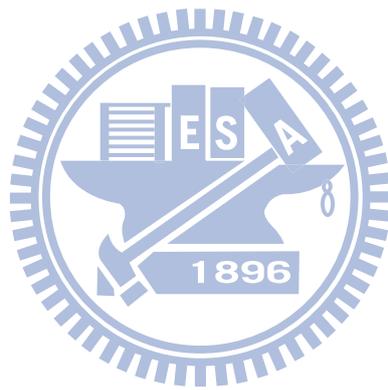
Ahn 等人 [11] 在肋條高度與通道水力直徑比 0.0667 之通道四周壁面上加熱，並將距離高度比 8 之 45° 傾斜肋條分別放置在通道之底

面、底面和頂面以及四周壁面上，雷諾數 7600 至 24900，測量其熱傳與壓降。其結果發現當 45° 傾斜肋條放置在通道之底面時，其紐賽數分別高出 50%與 65%在左右量測之平滑壁面與頂部。然而在四周壁面放置 45° 傾斜肋條時，其熱傳約比平滑壁面高出 1.49~1.52 倍。壓降則是肋條放置四周壁面時，有最大之壓降，當肋條放置在底面，壓降最低。

Karwa [12]在肋條高度與通道水力直徑比 0.0467 至 0.05 之通道上方加熱，分別放置 90° 、 60° 、 60° V 型、 60° 倒 V 型、 60° 交錯 V 型、 60° 交錯倒 V 型之連續肋條。肋條之距離高度比為 10，通道之寬高比 7.19 至 7.75，雷諾數 2800 至 15000，並測量其熱傳與壓降。其結果顯示， 60° 交錯倒 V 型之連續肋條相較於平滑表面之熱傳效果約提昇 110%至 147%，是所有測試模型中最高的；而壓降有 3.35 至 3.65 倍高，最後在散熱性能之比較上， 60° 交錯倒 V 型之連續肋條有最佳之散熱性能。

Aharwal 等人 [13]主要是探討 60° 連續肋條上之間斷位置對熱傳的影響，分別測試肋條間斷位置與寬度比(d/W)為 0.16 至 0.5，肋條間斷寬度 0.5 至 2，肋條之距離高度比 4 至 10，肋條高度與通道水力直徑比 0.018 至 0.037，通道之寬高比 5.83。其結果顯示，在肋條間斷位置與寬度比為 0.25、肋條間斷寬度為 1、肋條高度與通道水力直

徑比為 0.037 與肋條之距離高度比為 8 時，有最大的熱傳效果與壓降，相較於平滑表面下，分別高出 2.83 倍與 3.6 倍。



二、實驗方法

2-1 液晶概論

液晶(Liquid Crystal)是一種介於液體和固態晶體之中間狀態的特殊物質。當液晶裝入瓶中，從外觀看來一般為乳白色，而在薄膜狀態則為透明的。液晶具有流動性，但分子只發生少許移動或轉動，其分子成某種有序排列，也具有相當高的黏性，以上是液晶的特徵。

在法國晶體學家弗里德爾(Friedel)的分類下，液晶依照其分子的排列方式，分成層列型(Smectic)，向列型(Nematic)，膽固醇型(Cholesteric)三大類。以下將依此三類一一敘述：

(1) 層列型：圖 1-6(a)為層列型液晶的分子型態，構造及排列方式。其分子形狀為棒狀，呈縱向平行排列，分子在垂直方向的排列也具規則性，與向列型相比，層列型的排列較有序，黏滯性也較大。

(2) 向列型：圖 1-6(b)為向列型液晶的分子型態，構造及排列方式。向列型在液晶中取最簡單的排列規則。棒狀分子為縱向平行排列，每個棒狀分子的上下位置各不相同，在相同平面上無明顯地規則性。一般說來，向列液晶的黏滯性較小，易流動。優點方面，黏滯性小，液晶分子的方向易轉動，且容易向某一方向集中排列；缺點方面，易流動不利其用於顯示介質。

(3) 膽固醇型：是由棒狀或板狀分子在任一層均沿某一方向平行排

列，而下一層排列方向的角度略發生一些變化，逐層以螺旋方式堆疊，如圖 1-6(c)。膽固醇液晶的各種光學性質，例如旋光性、選擇性光散射、圓偏振光二色性等都是基於這種螺旋結構。

由以上的敘述可以了解，液晶的分子排列結構，並不像晶體結構那樣地堅固。因此在電場、溫度、磁場、應力等外力影響之下，分子容易發生重新排列的情況，由此液晶的各種光學性質發生變化。

溫度上升，液晶分子螺旋排列的螺距收縮，恰好發生反射的圓偏振光的波長因此而變短，溫度升高的部份液晶顏色向更短波長光的顏色變化，此時就會反射出我們在液晶上見到的顏色。

利用膽固醇型螺旋排列液晶隨溫度變化而改變的特性，來作為量測流場熱傳變化的重要工具。

在液晶量測的實驗上，通常會選取所需要的溫度域，在此溫度域內，液晶的顏色會隨者溫度的上升而改變，顏色變化大致是由紅色至紫色，而每個顏色都有其相對應的溫度。溫帶的範圍最窄為 1°C ，最寬可到 20°C ，若液晶的溫帶小於 2°C 時，稱為狹溫帶(narrow-band)液晶；大於 5°C 時，稱為寬溫帶(wide-band)液晶。液晶的起始溫度最低為 -30°C ，最高可到 120°C ，精確度為 0.1°C 。

2-2 實驗方法

液晶量測技術可分成穩態方法(Steady State Technique)和暫態方法(Transient Technique)兩種。Critoph et al. [14]利用液晶熱像法量測局部熱傳係數(Local Heat Transfer Coefficient)，發現此兩種方法所得到的數值並不相同，而穩態方法所得到的數值較接近實際的局部溫度(Local Temperature)，並且誤差範圍在±10%以內。Ekkad 和 Han [15]指出暫態方法適用於不同測試表面的幾何形狀上。

Valencia et al. [16]的研究中提到，暫態方法可分成厚壁方法(Thick Wall Method)和薄壁方法 (Thin Wall Method)，薄壁方法則是壁面厚度要夠薄，才可假設其表面的正向方向皆為等溫。本實驗所採取的是前者，假設實驗的模型足以模擬成半無窮區間之一維暫態熱傳導，故選取的實驗材料為壓克力，因為壓克力材質的導熱能力較低，較能符合本實驗的假設，其熱傳導係數 $0.25\text{W/m}^\circ\text{C}$ 、等壓比熱 $1.46\text{KJ/Kg}^\circ\text{C}$ 、密度 1190Kg/m^3 。

半無窮固體之厚度計算方法，則利用 Wagner et al. [17]的研究表示，厚度可由以下公式計算之，在此範圍的固體厚度內，可以有效地符合半無窮區間之一維暫態熱傳導的假設，也可以將計算得到之局部熱對流係數的誤差降低。

$$\tau_d = \frac{\alpha t}{d^2} < \frac{1}{4} \quad (2.1)$$

以下是一維暫態熱傳導之統御方程式：

$$k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.2)$$

初始條件： $t = 0$ at $T = T_{w,i}$

邊界條件： $x = 0$ at $-k \frac{\partial T}{\partial x} = h(T_w - T_m)$

$x \rightarrow \infty$ at $T = T_{w,i}$

$$\frac{T_w - T_{w,i}}{T_m - T_{w,i}} = 1 - \exp(\beta^2) \operatorname{erfc}(\beta) \quad ; \text{其中 } \beta = h \left(\frac{t}{\rho c_p k} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.3)$$

其中溫度 T_w 、 $T_{w,i}$ 、 T_m 和時間 t 皆為已知， α 、 k 為材料性質，局部熱對流係數 h 為此方程式之未知數。

由於在實際上，上游部分是暫態加熱區域，壁面溫度已不再是一般的步階變化(Step Change)，所以(3.3)式必須利用杜罕莫疊加原理(Duhamel's superposition theorem)，如以下數學式表示：

$$T_w - T_{w,i} = \sum_{j=1}^N U(t - \tau_j) \Delta T_m \quad (2.4)$$

$$U(t - \tau_j) = 1 - \exp\left[\frac{h^2}{k^2} \alpha(t - \tau_j)\right] \operatorname{erfc}\left[\frac{h}{k} \sqrt{\alpha(t - \tau_j)}\right] \quad (2.5)$$

ΔT_m 和 τ_j 分別代表溫度增量和時間的步階變化(圖 2-1)。

在實驗中利用測試通道上前、後兩個孔洞與微壓計銜接所量測出來的數值，來判斷流場的壓降變化，並由(3.6)計算出摩擦因子(Friction Factor)

$$f = \frac{2}{(L/D_h)} \frac{\Delta P}{\rho V^2} \quad (2.6)$$

利用上述(3.5)和(3.6)兩式可計算出紐賽數與摩擦因子，進而利用兩者關係計算出散熱特性(Thermal performance)，即(3.7)式，由此式可以觀察出實驗模型的散熱特性。

$$\text{散熱特性} = \frac{Nu/Nu_o}{\left(f/f_o\right)^{\frac{1}{3}}} \quad (2.7)$$

其中 Nu_o 利用Dittus – Boelter方程式：

$$Nu_o = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (2.8)$$

而 f_o 利用Blasius關係式：

$$f_o = 0.0791Re^{-0.25} \quad (2.9)$$

2-3 不準度分析

實驗不準度(Uncertainty)之計算是根據 1988 年的 Moffat [18]所提出的分析方法，文中提到實驗結果R是由實驗量測 ($X_1, X_2, X_3, \dots, X_N$)所組成的函數，即：

$$R = R(X_1, X_2, X_3, \dots, X_N) \quad (2.10)$$

假設 w_R 是實驗結果之不準確度，而各個實驗量測參數之不準確度分別是 $w_1, w_2, w_3, \dots, w_R$ ，實驗結果之不準確度與各個實驗測量參數

之不準確度的關係式為：

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial X_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial X_n} w_n \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.11)$$

利用上式必須先計算出各個實驗量測參數之不準確度，因此下式為實驗計算局部熱對流係數 h 之關係式：

$$\frac{T_w - T_{w,i}}{T_m - T_{w,i}} = 1 - \exp\left(-\frac{h^2 \alpha t}{k^2}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h}{k} \sqrt{\alpha t}\right) \quad (2.12)$$

由(2.12)式可知，局部熱對流係數 h 是由溫度記錄器所測得的流體參考溫度 T_m 、表面初始溫度 $T_{w,i}$ 、測試模型上塗佈之液晶經程式轉換所

得之 T_w 、影像擷取之間隔時間 t 和 Thermal Product ($\bar{k} = \sqrt{\rho c_p k} = \frac{k}{\sqrt{\alpha}}$)

所組成，即：

$$h = h(T_m, T_w, T_{w,i}, t, \bar{k}) \quad (2.13)$$

再將(2.13)式帶入(2.11)式，可得：

$$\delta h = \left[\left(\frac{\partial h}{\partial T_m} \delta T_m \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_w} \delta T_w \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial T_{w,i}} \delta T_{w,i} \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial t} \delta t \right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial \bar{k}} \delta \bar{k} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.14)$$

經計算後之各個實驗量測參數之誤差量如表2-1，因此利用表2-1之結果可算出局部熱對流係數 h 之總誤差量，即：

$$\delta h = \left[(-10.35)^2 + (8.78)^2 + (-9.75)^2 + (0.44)^2 + (3.7)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 17.1 (\text{W/m}^2\text{°C})$$

故本實驗之不準確度 $\frac{\delta h}{h}$ 為 23.5%。

三、實驗設備與步驟

3-1 實驗設備

3-1-1 感溫液晶

本實驗訂製的液晶型號 SPN100/R30C5W，由 Hallcrest 公司生產，顏色變色範圍 $30^{\circ}\text{C}\sim 35^{\circ}\text{C}$ (圖 3-1)，根據其出廠溫度測試報告，紅色起始溫度 30.5°C ，綠色起始溫度 31.2°C ，藍色起始溫度 35.4°C 。另外黑漆(Black Paint)也一併購得，型號 SPB100，由 Hallcrest 公司生產。在實驗過程中，藉由噴筆(Air Brush)先將黑漆均勻地塗佈在黑色壓克力上，共有五層黑漆，等黑漆乾了之後，接著再以相同方法將液晶均勻地噴在黑漆上方，放置在陰暗處等待液晶自然風乾即可。



3-1-2 實驗通道與模型

我們可將整個實驗通道分成三部份，前段通道為流體發展區，通道厚度為 15mm，通道內部大小為 $185\text{mm}\times 20\text{mm}\times 20\text{mm}$ (長*寬*高)，為鋁合金材質。在這通道之前銜接的是一條 3/4” 的白鐵管，由於白鐵管的截面積與測試區的截面積大小並不吻合，故設計此通道讓流體得以發展。中段通道(圖 3-2)為實驗的測試區，此段為量測熱傳變化的重要區域，為了方便觀測，故選取了透明壓克力材質，其厚度

15mm，通道內部大小為 300mm*20mm*30mm(長*寬*高)，在通道下方放置一塊黑色壓克力，此塊黑色壓克力為整個實驗的量測模型，黑色目的是為了讓塗佈在上方的液晶能夠更清楚的辨別其顏色變化，黑色壓克力厚度是 10mm，因此整個測試通道截面是 20mm*20mm(寬*高)。後段通道目的是將氣體排出，材質與前段通道相同，均是鋁合金材質，厚度亦是 15mm，內部大小為 200mm*20mm*20mm(長*寬*高)，如圖 3-3 為整個實驗設備示意圖。而在通道與通道之間利用法蘭(Flange)相連接，在法蘭與法蘭之間則增加一塊法蘭墊片(Gasket)，目的是為了防止氣體外漏。在透明壓克力上前後距離法蘭 50mm 處，分別在通道上、左、右面挖了約 1/16” 大小的孔洞，這些孔洞是用來量測溫度與壓力。在通道上方的前、後兩個孔洞放置熱電偶量測流體溫度，本實驗所使用的是 T 型熱電偶線，型號 TT-T-36-SLE，由 Omega 公司生產。在通道前、後的兩側，分別接上差壓計，量測通道內流場的壓力差，以便實驗數據之取得。

實驗模型上，有十種不同形狀的模型，如表 3-1 所示，而圖 3-4、圖 3-5 則分別為十種測試模型之設計圖。模型的肋條由側面觀之，寬與高皆是 2mm、溝槽深度 2mm、溝槽形狀為三角形，其夾角 60°。圖 3-6 所示之肋條與溝槽位置示意圖，在距離高度比 8，模型上的肋條個數有 14 條；距離高度比 12，則模型上的肋條個數有 10 條，上

述的幾何條件即為本實驗所使用的測試模型。

3-1-3 加熱系統與空氣供給

加熱系統為本實驗所購置的空氣加熱器，由彰化電熱有限公司生產，型號 D008，此加熱器可分成兩部份，一部分是空氣加熱管，出口與入口管徑皆為 1 1/2” ，另一部份是溫度控制箱，以便供給穩定的加熱溫度。實驗的空氣來源來自鼓風機，由三敏電機股份有限公司生產，型號 MRT-65，頻率 60HZ，馬達最高轉 500RPM，在鼓風機之後與流量計相連接，由欣川工業有限公司生產，型號 FA32P-9-9，流量範圍 150~1500 L/min，精準度 $\pm 3\%$ ，是實驗過程中控制和計算流量的重要工具。



3-1-4 溫度與壓降量測系統

實驗通道內流場溫度變化的量測是利用開昌貿易股份有限公司代理的溫度記錄器，廠牌 Yokogawa，型號 MV100，搭配 T 型熱電偶線之精確度 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ，紀錄溫度變化並每秒更新一次。

通道內流場壓降量測是使用大華紀錄器材股份有限公司代理的攜帶式差壓計，廠牌 KIMO，型號 MP120E，量測範圍 $0\sim\pm 1000\text{Pa}$ ，精確度 $\pm 0.5\%$ 。並在差壓計上方接上 PU 管，與待測位置相連接，量

測流場壓降變化情形。

3-1-5 照明系統

由於本實驗過程中光源的控制非常重要，為了不影響相機對液晶顏色判別的穩定性，故散佈在模型上的光源要盡量均勻分布，所以在實驗室周圍有外在光線照射的區域使用不透光的黑布遮蔽，以避免有其它光線干擾，因此基本上整個實驗系統僅存在實驗用的照明燈光。在光線部分，由於本實驗必須使用白色光源，因而實驗所使用的照明設備為一般白色太陽燈管。



3-1-6 影像擷取系統

實驗的影像擷取設備為 AVT(Allied Vision Technologies)公司的產品，包含型號 GuppyF080C 的 CCD(Charged Coupled Device)相機、C-Mount 鏡頭和 1394 介面卡，每秒拍照的次數 30fps(Frame Per Second)，最高有效畫素 (Effective Pixel)80 萬畫素 (1034(H)*778(V))。將 CCD 相機放置在拍攝面的正上方約 30cm 處，因為拍色角度會影響我們對液晶顏色變化之擷取數據，為了避免這情形，相機便固定在拍攝面正上方處，隨後將 1394Cable 線分別將相機與電腦相連接，以利觀測模型上液晶的顏色變化，再利用此產品

所附的影像擷取軟體將整個顏色變化過程記錄下來。

3-2 實驗步驟

1. 將實驗的照明設備打開，並將所有外在光源遮蔽，以確保實驗過程有穩定的光源。
2. 開啟鼓風機，並調整入口風量，然後看著流量計上的讀數，一直調整到實驗所需的流量為止。
3. 將 CCD 相機開啟，並將位置、焦距調整後並固定妥當。
4. 開啟空氣加熱器，並調整溫度控制箱，依流量大小控制溫度高低，一直等到旁通出口空氣溫度達到所設定之溫度，再將控制閥轉動，讓空氣流進通道內。
5. 利用影像擷取卡拍攝液晶顏色變化過程，一直到液晶顏色變成無色為止，並將所拍攝的影像儲存下來。
6. 將液晶校正溫度與熱電偶擷取之溫度，配合程式計算，可得局部熱傳係數 h 。
7. 更換實驗模型或改變流量，重複以上步驟即可。

3-3 實驗校正

將上述的實驗設備都架設完畢後，為了實驗的一致性，爾後的實

驗環境都要盡量相同，如：光源、相機拍攝位置、液晶塗佈的厚度…等。本實驗利用銅片做為實驗之校正，因銅片為一高熱傳導係數之材料，在加上我們使用較小體積之銅片，故拜爾特數(Bi)遠小於 0.1，因此銅片表面之對流效果遠小於銅片內部之傳導效果，因此內部溫差小，而銅片可視為均勻溫度，對於計算之後的溫度與色調之間關係的誤差較小，所以實驗校正利用一個約 2.5cm*1.5cm 大小的銅片，將銅片下方鑿一小凹槽，並放進熱電偶線與銅片接觸，之後將此凹槽封住，銅片上方來回塗佈液晶約 10 次，再將塗佈完成的銅片放置在測試通道上，而熱電偶線的另一端則與溫度記錄器相接，用來記錄溫度，最後靜待加熱器溫度設定達到所需的溫度時，即可將加熱完的熱風全部導向測試通道內，並紀錄溫度變化之情形。最後將 CCD 拍攝出的照片與溫度紀錄作一整理，匯入 Matlab 程式內計算，可得溫度與色調之間的關係曲線。

四、結果與討論

4-1 校正結果

利用溫度記錄器所記錄的溫度與 CCD 相機拍攝的照片，將校正銅片上液晶顏色變化透過程式將照片上的 RGB 值轉換成 HSV 系統中的色調值，再經由轉換後便可得到溫度與色調的關係圖(圖 4-1)，由圖中可看出色調與溫度為一條曲線。色調值約在 139.52 至 225.84，其所對應的溫度則在 30.35°C 至 38.86°C 間的落點最為密集，此時液晶顏色變化過程約為綠色至紫色，而溫度在 29.55 至 30.35 間落點較稀疏，液晶呈現的顏色為紅色。為了求出色調與溫度的關係曲線，利用 Matlab 中的曲線擬合(Curve Fitting)計算出一個極為相近的十階曲線方程式，此曲線方程式為計算壁面溫度之通式。

4-2 不同時間對熱傳的影響

本實驗所使用的量測方法為暫態液晶法，又因假設其為一維暫態熱傳導，因此熱傳結果不受加熱時間之影響，圖 4-2(a)分別是加熱時間為五十秒和六十秒之溫度分布圖，由圖中可看出兩溫度圖略有不同，加熱時間六十秒的溫度分布較高，是因為溫度會隨著加熱時間而受影響，加熱時間越長，溫度也就越高；反之，加熱時間越短，溫度也就越低，不過為了了解加熱時間對於熱傳結果的影響，分別列出不

同秒數之紐賽數分布圖，圖 4-2(b)是 90° 連續肋條在加熱時間為五十秒之紐賽數分布圖與為加熱時間為六十秒之紐賽數分布圖，由此兩張分佈圖可看出其分佈的結果非常相似。除此之外，再由這兩張圖之平均紐賽數來說明，加熱時間為五十秒的平均紐賽數是 108.2，而加熱時間為六十秒紐賽數是 104.2，兩者加熱時間差了十秒，但平均紐賽數約減少了 3.7%，由此可說明在不同加熱時間下，其熱傳結果所受的影響並不大。

4-3 不同時間步階對熱傳的影響

在分析模型表面上的熱傳變化時，發現當使用不同的時間步階去計算熱傳係數，最後得到的結果並不相同，圖 4-3 即是說明此一情形。圖 4-3(a)表示時間步階為一秒之紐賽數分布圖，圖 4-3(b)表示時間步階為零點二秒之紐賽數分布圖，圖 4-3(c)表示時間步階為零點一秒之紐賽數分布圖。由這三張分布圖之比較可看出，當時間步階間隔為一秒時，它的紐賽數分佈普遍較時間步階間隔為零點一秒與零點二秒還低，這是因為當時間步階間隔是一秒時並不如時間間隔為零點一秒與零點二秒之收斂曲線來的更接近溫度增量之曲線，而時間步階間隔為零點一秒與零點二秒之分布圖，則幾乎看不出任何差異，是因為時間步階間隔為零點一秒與零點二秒之收斂曲線都很接近溫度增量

之曲線。因此當時時間步階間隔為一秒之紐賽數較低，而時間步階間隔為一秒時紐賽數是 91.2，時間步階為零點二秒時紐賽數是 104.1，時間步階為零點一秒時紐賽數是 104.2，最後因為時間步階間隔為零點一秒之收斂曲線是最為接近溫度增量之曲線，因此本實驗皆採用時間步階為零點一秒之計算結果。

4-4 肋條和肋條與溝槽之熱傳分析

4-4-1 90°連續肋條和 90°連續肋條與溝槽

圖 4-4 是 90°連續肋條和 90°連續肋條與溝槽之紐賽數分佈圖，流體由左至右方向流過，當流體接觸到肋條時，流體會在肋條上方產生分離 (Separation)，並在肋條後方的壁面上形成再接觸 (Reattachment)，因此此處的熱傳效果較差。而在 90°連續肋條與溝槽的部分，流體一樣地會在肋條上方產生分離，並在肋條後方的壁面上形成再接觸，之後流體會在溝槽的區域產生渦流，有助於增加流體動能傳遞的效果，因此對於溝槽的熱傳部份會有所提升。肋條上方的部份，是整個測試模型上熱傳最高的區域。再由垂直主流方向之紐賽數分佈來觀察，靠近左右壁面的紐賽數分佈會較低，而在中間的部份紐賽數則較高，溝槽最深處之紐賽數則普遍較其左右兩旁還要來的低。所以就紐賽數分佈圖來看，90°連續肋條與溝槽的熱傳效果會比

90°連續肋條的熱傳效果還要來的好。

4-4-2 45°傾斜肋條和 45°傾斜肋條與溝槽

圖 4-5 是 45°傾斜肋條和 45°傾斜肋條與溝槽之紐賽數分佈圖，當流體流過肋條時，在肋條前方會產生二次流(Secondary Flow)，並由主流方向之右側壁面，順著肋條排列的方向到達主流方向之左側壁面，因此紐賽數分佈由主流方向之右側壁面開始增長，而整個分佈漸漸地往主流方向之左側逐漸變弱，又因熱傳效果會受到二次流的影響，所以在二次流流過的區域，熱傳會有提升的效果，因此在垂直主流方向上的紐賽數分佈，靠近右側壁面的紐賽數較高，並逐漸往減弱，一直到右側壁面之紐賽數分佈最低。整個測試模型表面上的紐賽數分佈可看出在上游與下游的熱傳較低，在中間的部份熱傳較高，這是因為流體流經肋條所產生的二次流動會繼續往下一個肋條堆積，故熱傳呈現漸漸增強之趨勢，由於二次流堆積的效應，一直到 5~7 根肋條後端的熱傳效果最強，隨後由於流體已達完全發展，因此此區域之熱傳效果並雖不如中間部份之熱傳那樣強烈，但也無明顯地衰退，但肋條上的熱傳效果依然是整個測試模型上最好的區域。但在肋條中間加上溝槽之後，溝槽兩旁的邊線熱傳較高，但整體紐賽數分佈並沒有只加裝肋條的效果來的好，所以在 45°傾斜肋條和 45°傾斜肋條與溝

槽的結果中，加了溝槽的熱傳效果並沒有比只有連續肋條的熱傳效果還要來的好。由圖可看出 45° 傾斜肋條和 45° 傾斜肋條與溝槽的熱傳表現比 90° 連續肋條和 90° 連續肋條與溝槽都還要好，原因在於 45° 傾斜肋條會產生較強的二次流，因此熱傳較佳。

4-4-3 45° 交錯肋條和 45° 交錯肋條與溝槽

圖 4-6 是 45° 交錯肋條和 45° 交錯肋條與溝槽之紐賽數分佈圖，流體流過交錯肋條時，流體會在靠近主流方向的右邊壁面之肋條前面產生二次流，並順著肋條排列的方向移動，當二次流到達肋條不連續處，變開始轉向並流向主流方向左邊之肋條，在流動過程中，二次流之強度亦會逐漸衰弱，因此在紐賽數分佈上，主流方向的右邊壁面紐賽數較高，而主流方向左邊壁面的紐賽數則較低，最後在肋條上方的熱傳表現是整個熱傳分佈最好的區域。整體紐賽數分佈的趨勢仍呈現上游和下游較低，中間部分較高，另外在交錯肋條中間加上溝槽，由於溝槽有增加熱傳的效果，所以在溝槽兩旁的熱傳較高，但整體紐賽數分佈並沒有只加裝肋條的效果來的好，因此 45° 交錯肋條的熱傳比 45° 交錯肋條與溝槽的熱傳還要好，除了當雷諾數為 37000 時， 45° 交錯肋條與溝槽的熱傳會大於 45° 交錯肋條的熱傳效果。

4-4-4 V 型肋條和 V 型肋條與溝槽

圖 4-7 是 V 型肋條和 V 型肋條與溝槽之紐賽數分佈圖，當流體流過 V 型肋條時，會在 V 型肋條前端產生二次流，接著分成兩個方向，並且順著 V 型肋條前端的兩旁分別流至主流方向的左右兩壁面，因此在肋條與肋條之間的區域紐賽數分佈較高，靠近左右壁面的紐賽數分佈則較低。整體的紐賽數分佈，一樣呈現在上游和下游的區域熱傳較低，在中間部分熱傳效果較高，由於其排列呈左右對稱，因此紐賽數分佈為對稱分佈，V 型肋條上方的熱傳表現是整體熱傳最好的區域。在肋條間加上溝槽，因溝槽加強熱傳的效果，溝槽周圍及其下游區域之紐賽數有增加的效果，亦比 V 型連續肋條的熱傳表現還佳，因此 V 型肋條與溝槽的熱傳比 V 型肋條的熱傳還要好。

4-4-5 倒 V 型連續肋條和倒 V 型連續肋條與溝槽

圖 4-8 是倒 V 型肋條和倒 V 型肋條與溝槽之紐賽數分佈圖，流體流過倒 V 型肋條時，倒 V 型肋條前端靠近壁面的兩側會產生二次流，二次流會順著肋條方向向中間流去，因此在紐賽數分佈上來看，靠近左右壁面的紐賽數分佈較高，中間的區域紐賽數分佈則較低。在整體的紐賽數分佈，呈現在上游和下游的區域熱傳較低，在中間部分熱傳效果較高，由於其排列呈左右對稱，故紐賽數分佈為對稱分佈，

倒 V 型肋條上方的熱傳表現是整體熱傳最好的區域。在肋條間加上溝槽，由於溝槽有加強熱傳的效果，因此在紐賽數分佈上就比倒 V 型肋條更佳，故倒 V 型肋條與溝槽的熱傳比倒 V 型肋條的熱傳還要好。

在這十個測試模型上的紐賽數分布，可發現 45° 傾斜肋條、V 型肋條與溝槽和倒 V 型肋條與溝槽三種模型的熱傳較好， 90° 連續肋條和 90° 連續肋條與溝槽的熱傳表現較差。最後再依照雷諾數大小來觀察，當雷諾數越高時，其熱傳效果越佳，雷諾數越低時，其熱傳效果越差，即熱傳最好的發生在雷諾數是 37000，其次是雷諾數為 26000，最差則是雷諾數為 15000 時。



4-5 不同形狀之肋條和溝槽下平均翼展方向之紐賽數比

圖 4-9(a)~圖 4-9(j)是各個不同測試模型下所量測的平均翼展方向(Spanwise)之紐賽數比，分別表示出雷諾數 15000 和雷諾數 37000 二種雷諾數下的平均翼展方向之紐賽數比。由圖中可以看出各個測試模型下的平均翼展方向之紐賽數比具有週期性，這樣的特徵尤其是在 90° 連續肋條和 90° 連續肋條與溝槽上可以更明顯地觀察出來，由於選取的範圍上有十二根肋條，而每根肋條上的區域都是整體熱傳表現最好的地方，因此平均翼展方向上可以清楚的看到十二個高

峰值，而其它測試模型則因為肋條排列不是呈 90° ，因此其平均翼展方向週期性變化較不明顯，由趨勢上也可看出前後的紐賽數比較低，中間部份的紐賽數則較高，這樣的趨勢在 45° 傾斜肋條上最為明顯，原因是 45° 傾斜肋條的熱傳較高，特別是在中間的區域熱傳明顯較高，趨勢上也較其他測試模型來的明顯許多。

在大部分的測試模型上，低雷諾數的平均翼展方向之紐賽數比會高於高雷諾數的平均翼展方向之紐賽數比，但 90° 連續肋條與溝槽、 45° 交錯肋條與溝槽、V 型肋條與溝槽、倒 V 型肋條則呈現相反的情形。整體上看來 45° 傾斜肋條和 V 型肋條與溝槽之平均翼展方向之紐賽數比較其他不同測試模型還要來的高。平均翼展方向之紐賽數比主要是表現出整個選取範圍內主流方向的熱傳變化情形。

4-6 不同形狀之肋條和溝槽下壓降之影響

圖 4-10 為各個測試模型與平滑模型之壓降比較圖，圖中表示在不同雷諾數的情形下各個測試模型的變化趨勢。由圖可觀察出在平滑模型的情況下，摩擦因子比 f/f_0 呈現一條直線，其值約維持在 0.7 左右，由於肋條會使流體邊界層產生規律性的分離與再接觸，因此加裝肋條或肋條與溝槽之通道會比平滑通道之壓降還大。在其它測試模型下，摩擦因子比會隨著雷諾數的上升而增加，而與平滑模型相比，相

距最小者其值約高於平滑 6 倍，相距最大者其值約高於平滑 10.5 倍左右，由此可知在通道上加裝肋條或肋條與溝槽，會提升通道內的壓降，不同形狀的肋條或肋條與溝槽，也會產生不同大小之壓降。在各個測試模型之壓降比較下， 90° 連續肋條的壓降最低，而 90° 連續肋條與溝槽所量測的壓降也與 90° 連續肋條相差甚少，僅僅略高一些；V 型肋條為各個測試模型下壓降最高者，其值最高可到達 7.4 左右，倒 V 型肋條為各個測試模型之次高者，其壓降略低於 V 型肋條。 45° 傾斜肋條之壓降約是 45° 交錯肋條的 1.2 倍。在 90° 連續肋條、 45° 傾斜肋條與 45° 交錯肋條之模型，其加了溝槽後，在壓降的表現皆比單純只加上肋條的壓降還要高，另外 V 型肋條與倒 V 型肋條的情況下，與加上溝槽相比，反而是只加裝肋條之壓降較大。

4-7 不同形狀之肋條和溝槽下平均熱傳分析

4-7-1 平均紐賽數比

圖 4-11 為測試模型上所選取之區域之整體平均紐賽數比，選取的部份亦包含肋條上面熱傳較高的區域。而圖中所示在不同雷諾數下之紐賽數比，由圖可觀察到在 90° 連續肋條之平均紐賽數比與其它測試模型比較之下，相對較低，而在雷諾數 15000 時平均紐賽數比最低，其值約 1.2； 45° 傾斜肋條之平均紐賽數比與其它測試模型比較

之下，相對較高，其值約在 2.8~2.9 之間，然而 V 型肋條與溝槽在雷諾數 37000 下，有最高的平均紐賽數比，其值約 3.47。圖中大部份平均紐賽數比皆隨著雷諾數的上升而呈現下滑的趨勢，而在 90°連續肋條、90°連續肋條與溝槽、45°交錯肋條與溝槽、V 型肋條與溝槽與倒 V 型肋條下，平均紐賽數比的趨勢較不規則。與只加裝肋條的測試模型的比較下，平均紐賽數比次高者是倒 V 型肋條，再來是 45°交錯肋條，次低者則是 V 型肋條，大部分的測試模型在加了溝槽之後，平均紐賽數比皆會升高，在 45°傾斜肋條和 45°交錯肋條的測試模型，加了溝槽之平均紐賽數比反而有降低的趨勢。



4-7-2 平均散熱特性

圖 4-12 為平均散熱特性與雷諾數之關係圖，平均散熱特性主要是了解所有測試模型的散熱能力，並與紐賽數比和摩擦因子有著密切的關係，由圖中的趨勢來看，大部分的平均散熱特性皆隨著雷諾數的上升而降低，而 90°連續肋條、90°連續肋條與溝槽、45°交錯肋條與溝槽和 V 型肋條與溝槽這四種測試模型呈現的趨勢較不規則。整體來說 45°傾斜肋條的散熱特性是所有測試模型中表現最好的，原因是 45°傾斜肋條的熱傳增加量最高，而壓降卻在所有測試模型中位居中間，因此導致 45°傾斜肋條的散熱能力最佳；然而 V 型肋條的平均散

熱特性卻是所有測試模型中最低的，原因是 V 型肋條的熱傳增加量與其它測試模型相比，熱傳增加的效果約在中間左右，壓降卻在所有測試模型中最高的，也因而導致 V 型肋條的散熱能力最差。平均散熱特性的最高值出現在 V 型肋條與溝槽，當雷諾數 37000 時，其值約 2.11。大部分測試模型上加裝溝槽的散熱特性會比未加溝槽的散熱特性還要好，除了 45° 傾斜肋條與 45° 交錯肋條之散熱特性反而會比其加裝溝槽之散熱特性更佳，原因是 45° 傾斜肋條的熱傳比 45° 傾斜肋條與溝槽高約 1.5 倍，在壓降方面，45° 傾斜肋條與溝槽則比 45° 傾斜肋條高出 1.15 倍左右；45° 交錯肋條的熱傳比 45° 交錯肋條與溝槽高約 1.2 倍，壓降方面，45° 交錯肋條與溝槽則比 45° 交錯肋條高出 1.3 倍左右，因此這兩種測試模型加上溝槽後，散熱能力反而下降。

五、結論與建議

5-1 結論

實驗利用暫態液晶法量測十種不同測試複合式熱傳強化結構分佈，並計算出熱傳係數，同時量測其壓降變化，最後將以此計算結果作出下列總結：

- (一) 整體來說 45° 傾斜肋條與 V 型肋條與溝槽有最高的熱傳增加量， 90° 連續肋條和 90° 連續肋條與溝槽則是在所有測試模型中熱傳增加量最低。大部分測試模型加上溝槽後，都有熱傳強化之效果，除了 45° 傾斜肋條與溝槽和 45° 交錯肋條與溝槽上觀察不出其增強之效應。
- (二) 所有的測試模型中肋條上方有著最高的紐賽數，在肋條前後附近的紐賽數最低。
- (三) 各個測試模型的平均翼展方向之紐賽數比具有週期性，此特徵尤其在 90° 連續肋條和 90° 連續肋條與溝槽上可以更明顯地觀察出來。
- (四) 所有測試模型上的壓降皆比平滑通道之壓降還來的高，V 型與倒 V 型連續肋條之壓降最大， 90° 連續肋條和 90° 連續肋條與溝槽的壓降最低。大部分測試模型加上溝槽後，通道內部之壓降皆會增強，除了 45° 傾斜肋條與溝槽和倒 V 型肋條與溝槽之壓降較

未加上溝槽時之壓降還小。

(五)45°傾斜肋條之熱傳最好，因此散熱特性最高；45°V型連續肋條之壓降最大，因此散熱特性是所有測試模型中最低。大部分測試模型加上溝槽後，散熱特性會增強，除了45°傾斜肋條與溝槽和45°交錯肋條與溝槽之散熱特性相較於未加上溝槽之測試模型還低。

5-2 建議

本實驗主要是利用暫態液晶量測法探討通道內冷卻之效應，因此如何提升通道內部之熱傳便是最主要之課題。為了提升通道內部之熱傳效果，便提出下列各點可供參考之方向：

- (一) 測試通道之寬高比亦是影響熱傳及壓降之主要因素之一，因此可嘗試不同之通道寬高比，觀察是否能更有效地提升熱傳。
- (二) 由實驗結果可知，不同肋條與溝槽之排列會有不一樣地熱傳效果，因此可嘗試不同肋條與溝槽之排列，並觀察其影響。
- (三) 改變不同肋條之形狀，例如：三角形、梯形…等。

參考文獻

- [1] M. E. Taslim, A. Rahman, and S. D. Spring, “An experimental investigation of heat transfer coefficients in a spanwise rotating channel with two opposite rib-roughened walls”, ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 113, Issue 1, pp.75-82, January 1991
- [2] Y.M.Zhang, W.Z.Gu, and J.C.Han, “Heat transfer and friction in rectangular channels with ribbed or ribbed-grooved walls”, ASME, Journal of Heat Transfer, Vol.116,pp.58-65,1997
- [3] J.W. Baughn, “Liquid crystal methods for studying turbulent heat transfer”, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 16, Issue 5, pp. 365-375, October 1995
- [4] C.W. Leung, S. Chena, T. T. Wonga, and S.D. Probertb, “Forced convection and pressure drop in a horizontal triangular-sectional duct with V-grooved (i.e. orthogonal to the mean flow) inner surfaces”, Applied Energy, Vol. 66, Issue 3, pp.199-211, July 2000
- [5] A.R. Jaurkera, J.S. Sainib, and B.K. Gandhi, “Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness”, Solar Energy, Vol. 80, Issue 8, pp.895-907, August 2006
- [6] A. Layeka, J.S. Sainib, and S.C. Solankib, “Effect of chamfering on heat transfer and friction characteristics of solar air heater having absorber plate roughened with compound turbulators”, Renewable Energy, Vol. 34, Issue 5, pp. 1292-1298, May 2009

- [7] S Eiamsa-arda, and P. Promvonge, “Thermal characteristics of turbulent rib-grooved channel flows”, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 36, Issue 7, pp. 705-711, August 2009
- [8] K. Bilena, M. Cetinb, H. Gulc, and T. Balta, “The investigation of groove geometry effect on heat transfer for internally grooved tubes”, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, Issue 4, pp. 753-761, March 2009
- [9] D.H. Lee, D.H. Rhee, K.M. Kim, H.H. Cho, and H.K. Moon, “Detailed measurement of heat/mass transfer with continuous and multiple V-shaped ribs in rectangular channel”, Energy, Vol. 34, Issue 11, pp. 1770-1778, November 2009
- [10] V. SriHarsha, S.V. Prabhu, and R.P. Vedula, “Influence of rib height on the local heat transfer distribution and pressure drop in a square channel with 90° continuous and 60° V-broken rib”, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, Issues 11-12, pp. 2444-2459, August 2009
- [11] S.W. Ahn, H.K. Kang, S.T. Bae, and D.H. Lee, “Heat transfer and friction factor in a square channel with one, two, or four inclined ribbed walls”, Journal of Turbomach, Vol. 130, Issue 3 , July 2008
- [12] R. Karwa, “Experimental studies of augmented heat transfer and friction in asymmetrically heated rectangular ducts with ribs on the heated wall in transverse, inclined, v-continuous and v-discrete pattern”, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 30, Issue 2, pp. 241-250, March 2003

- [13] K.R. Aharwala, B.K. Gandhib, and J.S. Sainic, “Heat transfer and friction characteristics of solar air heater ducts having integral inclined discrete ribs on absorber plate”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 52, Issues 25-26, pp.5970-5977, December 2009
- [14] R. E. Critoph, M. K. Holland, and M. Fisher, “Comparison of steady state and transient methods for measurement of local heat transfer in plate fin-tube heat exchangers using liquid crystal thermography with radiant heating”, International Journal of Heat and Mass Transfer , Vol. 42, Issue 1, pp. 1-12, January 1999
- [15] S.V. Ekkad, and J.C. Han, “A transient liquid crystal thermography technique for gas turbine heat transfer measurements”, Measurement Science and Technology, Vol. 11, Issue 7, pp.957-968, 2000
- [16] A. Valencia, M. Fiebig, and N. K. Mitra, “Influence of heat conduction on determination of heat transfer coefficient by liquid crystal thermography”, Experimental Heat Transfer, Vol. 8, Issue 4, pp.271-279, October 1995
- [17] G. Wagner, M. Kotulla, P. Ott, B. Weigand, and J. von Wolfersdorf, “The transient liquid crystal technique: influence of surface curvature and finite wall thickness”, Journal of Turbomachinery, Vol. 127, Issue 1, pp.175-182, January 2005
- [18] R. J. Moffat, “Describing the uncertainties in experimental results”, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 1, Issue 1, pp.3-17, January 1988

- [19] P.R.N. Childs, “Practical temperature measurement”,
Butterworth-Heinemann, San Diego, 2001
- [20] LCR Hallcrest, “Handbook of thermochromic liquid crystal
technology”, Illinois, 1991
- [21] J.C. Han, S. Dutta, and S. Ekkad, “Gas turbine heat transfer and
cooling technology”, Taylor & Francis, New York, 2000
- [22] 田民波，TFT液晶顯示原理與技術，初版，五南出版社，臺北
市，民國 97 年

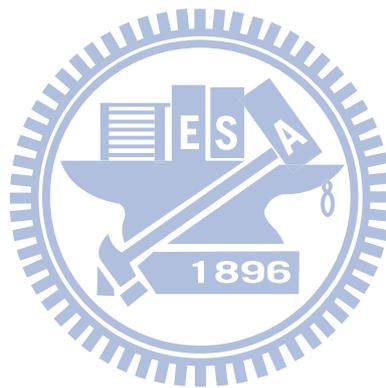


表 1-1 測試通道之條件

測試通道之條件	比值
通道之寬高比	1
通道長度比與通道水力直徑比	15
肋條高度與通道水力直徑比	0.1
肋條距離高度比	8

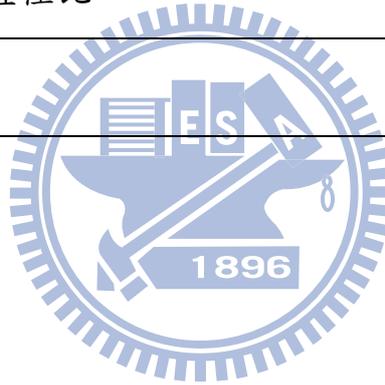


表 2-1 實驗之不準確度

$h = 72.85 \text{ (W/m}^2\text{°C)}$				
h_{Tm}	h_{Tw}	$h_{Tw,i}$	h_t	$h_{\bar{k}}$
62.5	81.63	63.1	72.41	76.55
δh_{Tm}	δh_{Tw}	$\delta h_{Tw,i}$	δh_t	$\delta h_{\bar{k}}$
-10.35	8.78	-9.75	0.44	3.7
$\delta h/h = 23.5\%$				

表 3-1 實驗之測試通道

模型編號	模型	角度	距離高度比
01	傾斜肋條	45°	8
02	連續肋條	90°	8
03	傾斜肋條與溝槽	45°	8
04	連續肋條與溝槽	90°	8
05	交錯肋條	45°	8
06	交錯肋條與溝槽	45°	8
07	V 型連續肋條	45°	8
08	V 型連續肋條與溝槽	45°	8
09	倒 V 型連續肋條	45°	8
10	倒 V 型連續肋條與溝槽	45°	8

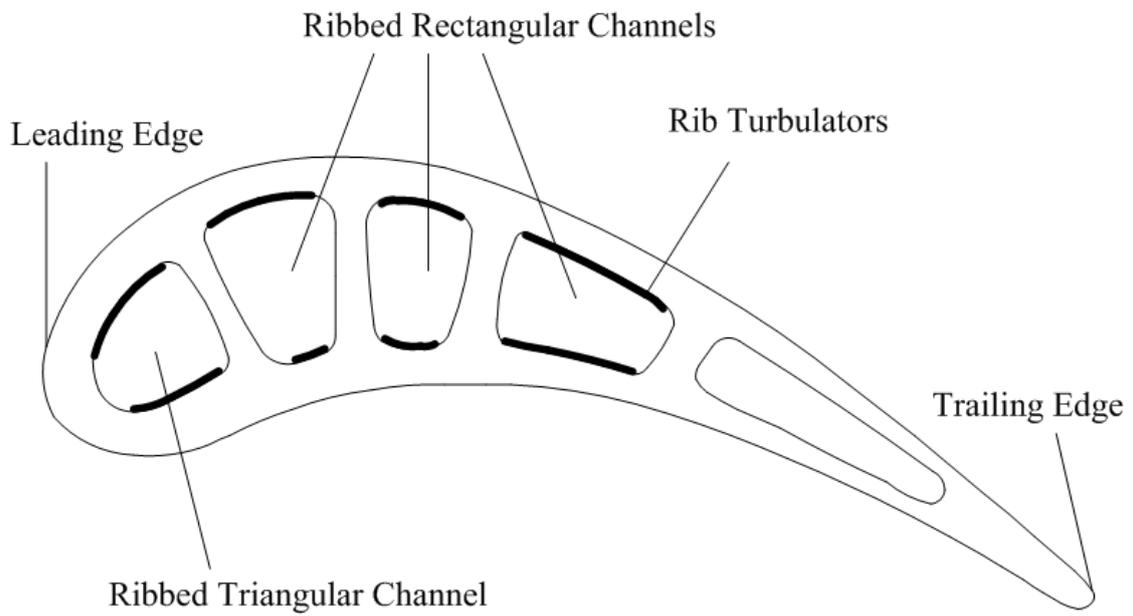


圖 1-1 渦輪葉片示意圖

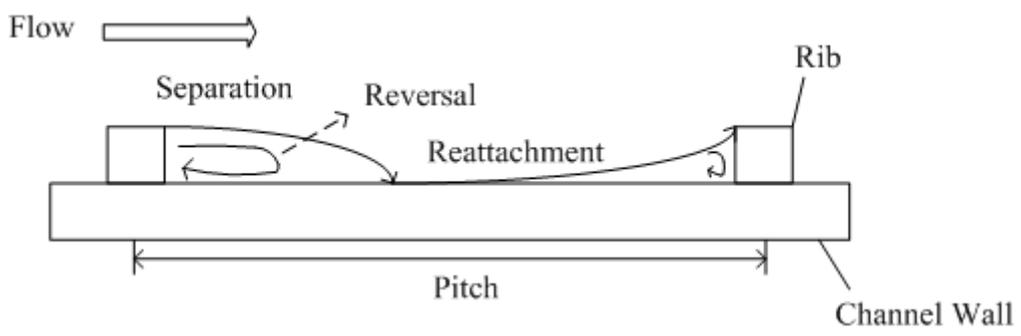


圖 1-2 連續肋條之流場示意圖

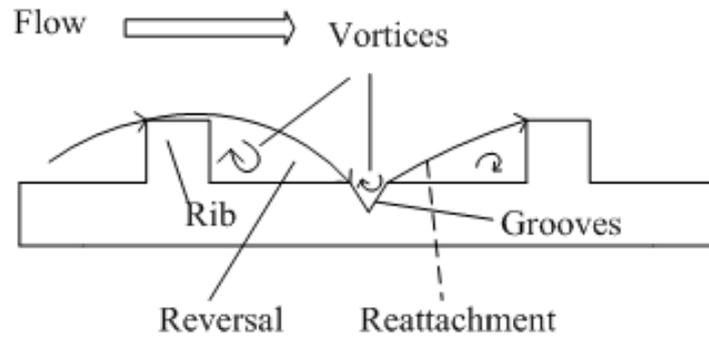


圖 1-3 肋條與溝槽之流場示意圖

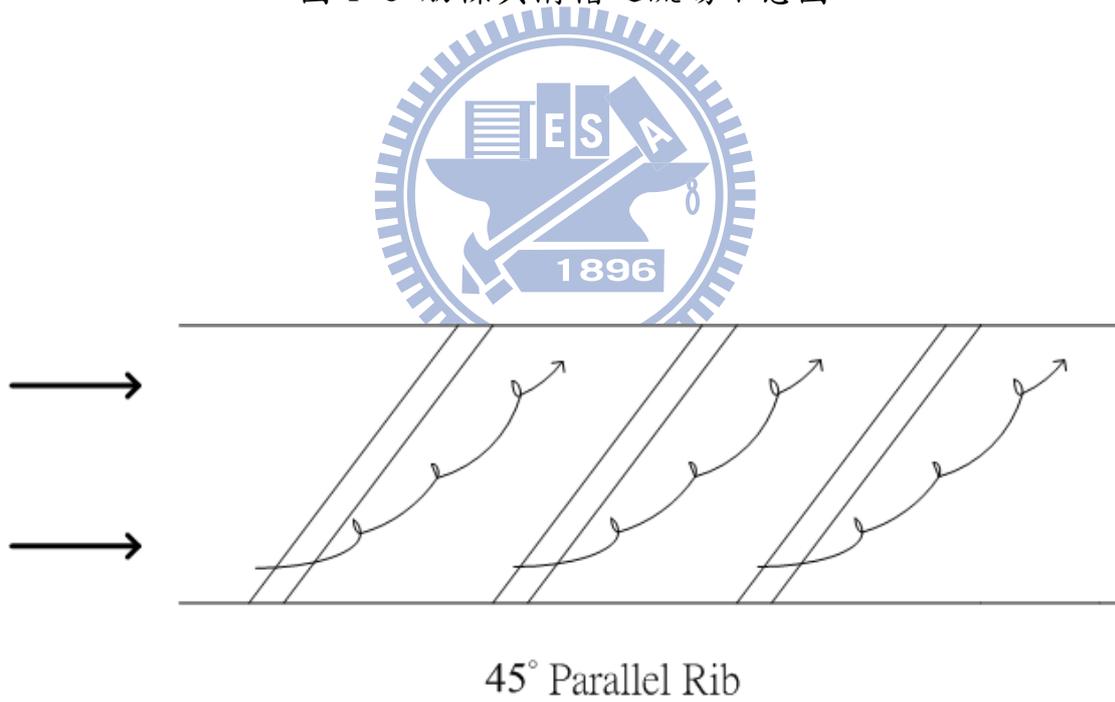


圖 1-4 45° 傾斜肋條之流場示意圖

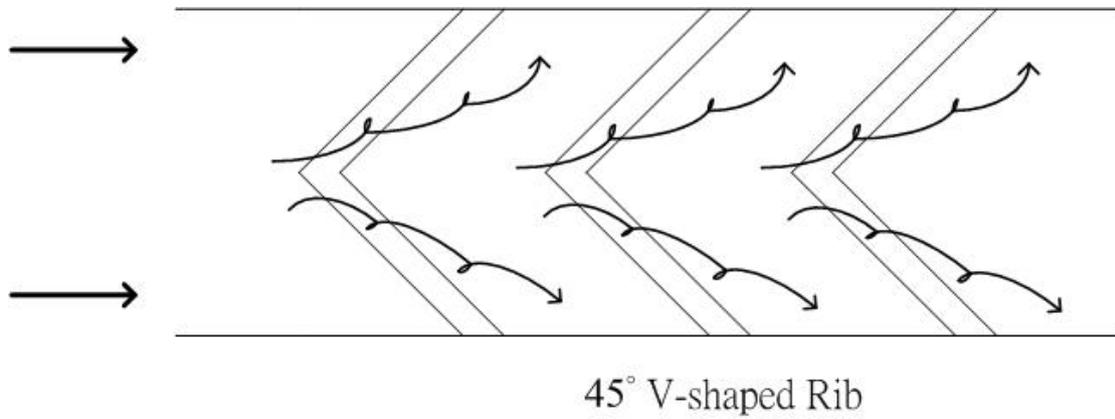


圖 1-5 V 型肋條之流場示意圖

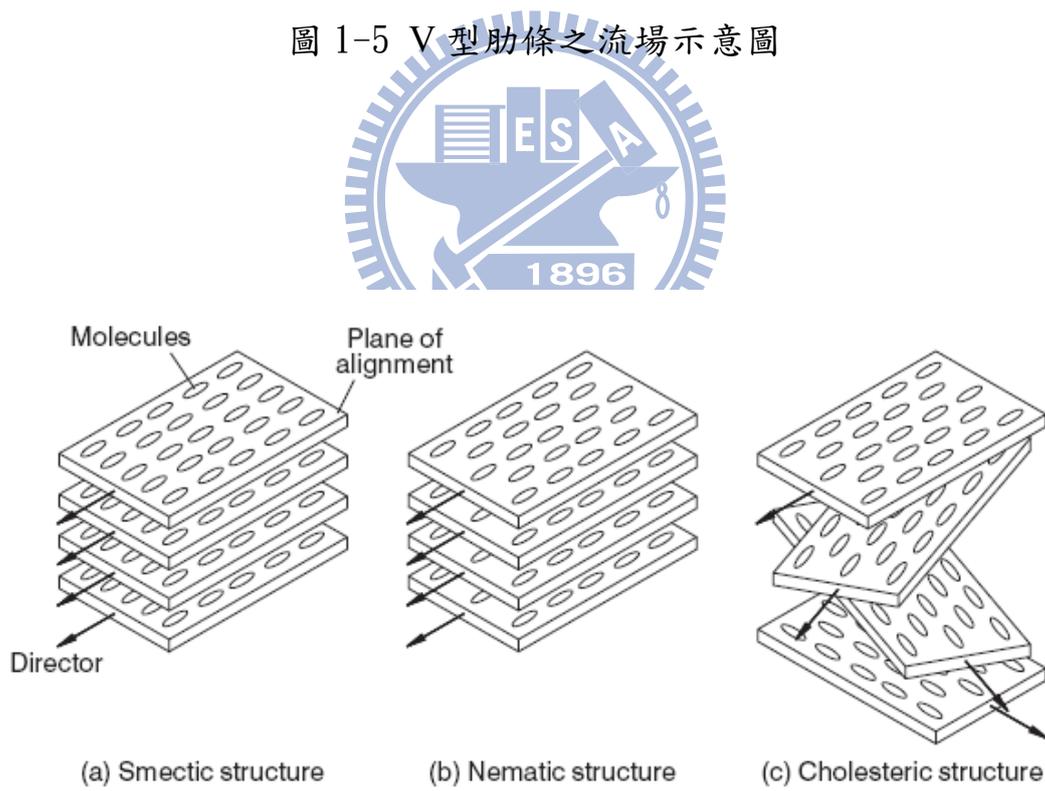


圖 1-6 液晶分子的構造及排列(a)層列型(b)向列型(c)膽固醇型[22]

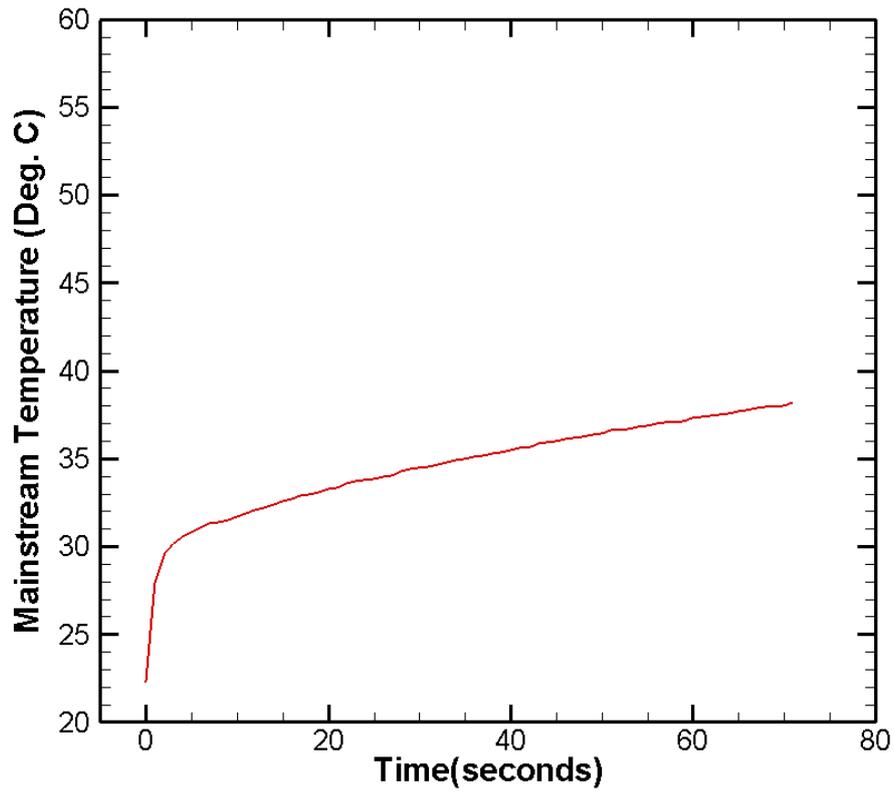


圖 2-1 溫度增量和時間的步階變化

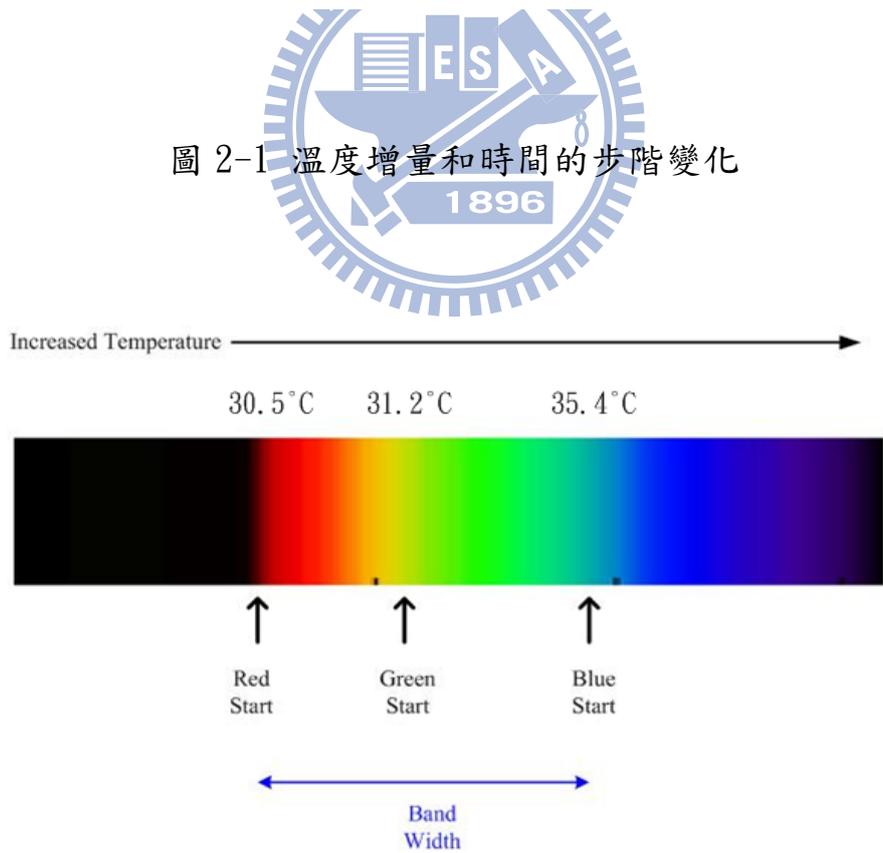
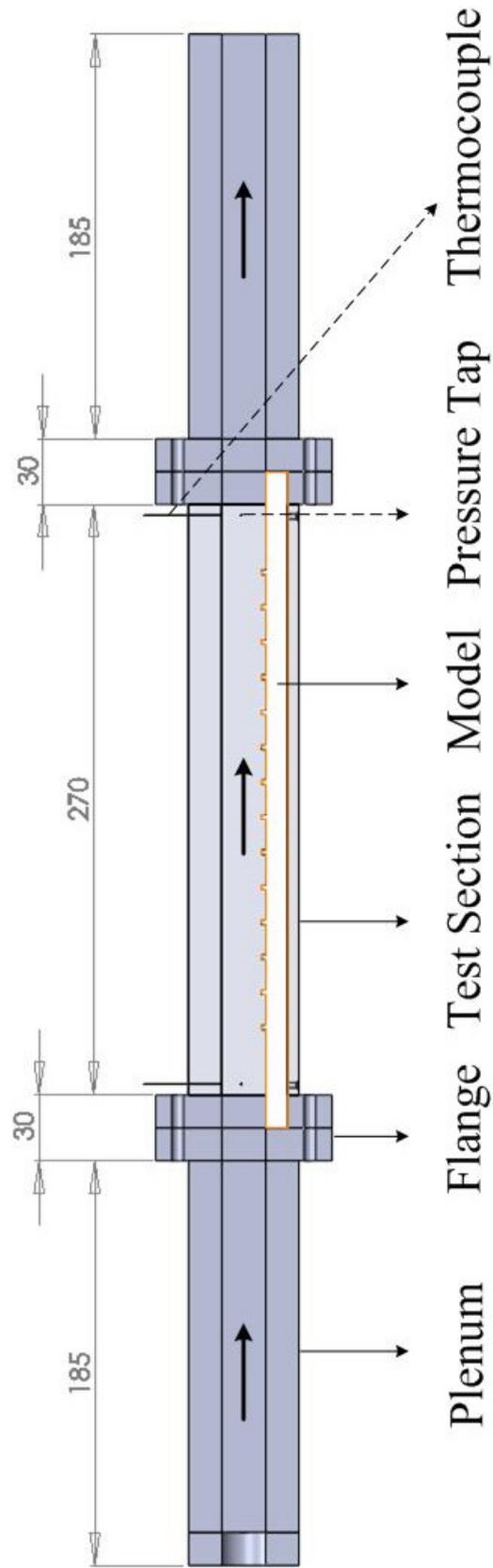


圖 3-1 液晶溫帶範圍圖



單位：mm

圖 3-2 實驗測試通道

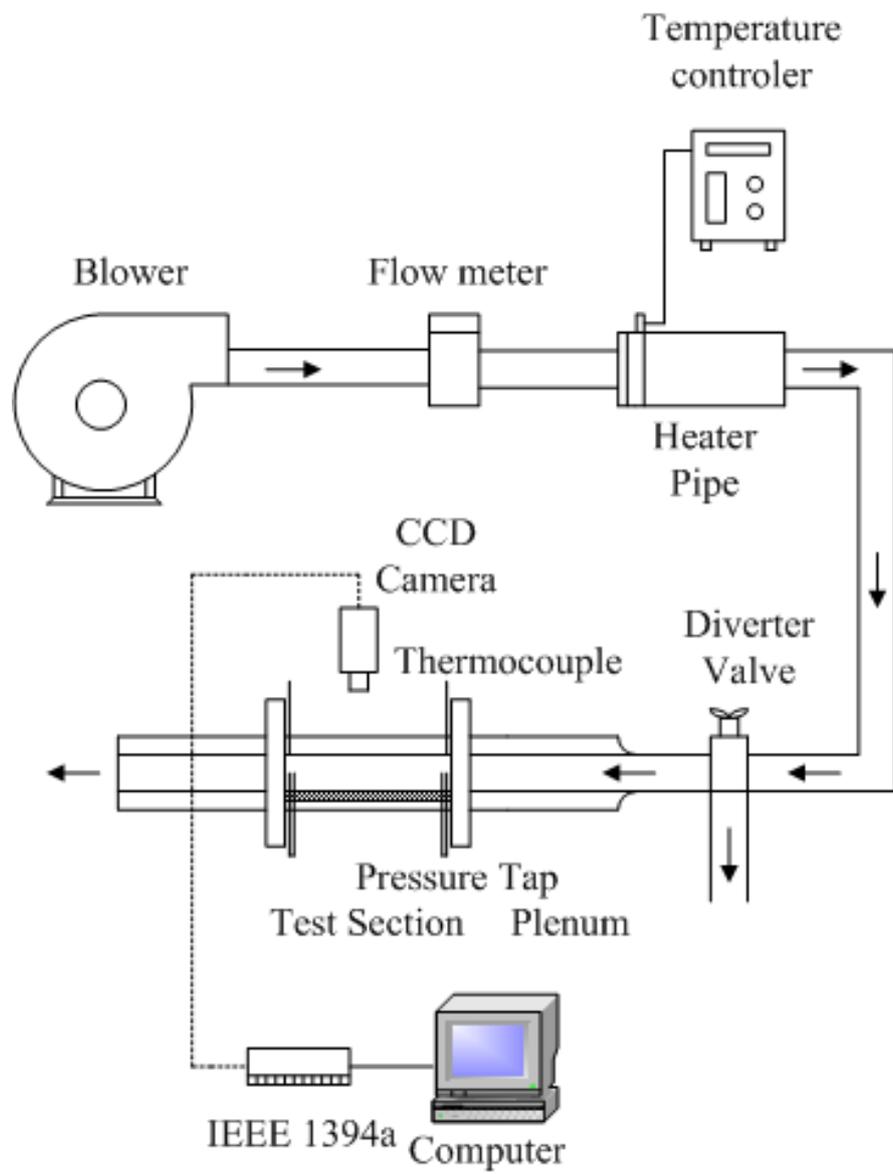


圖 3-3 實驗設備示意圖

$\alpha = 45^\circ$ $e = 2 \text{ mm}$ $L = 300 \text{ mm}$ $W = 20 \text{ mm}$ $P = 16 \text{ mm}$

 Rib

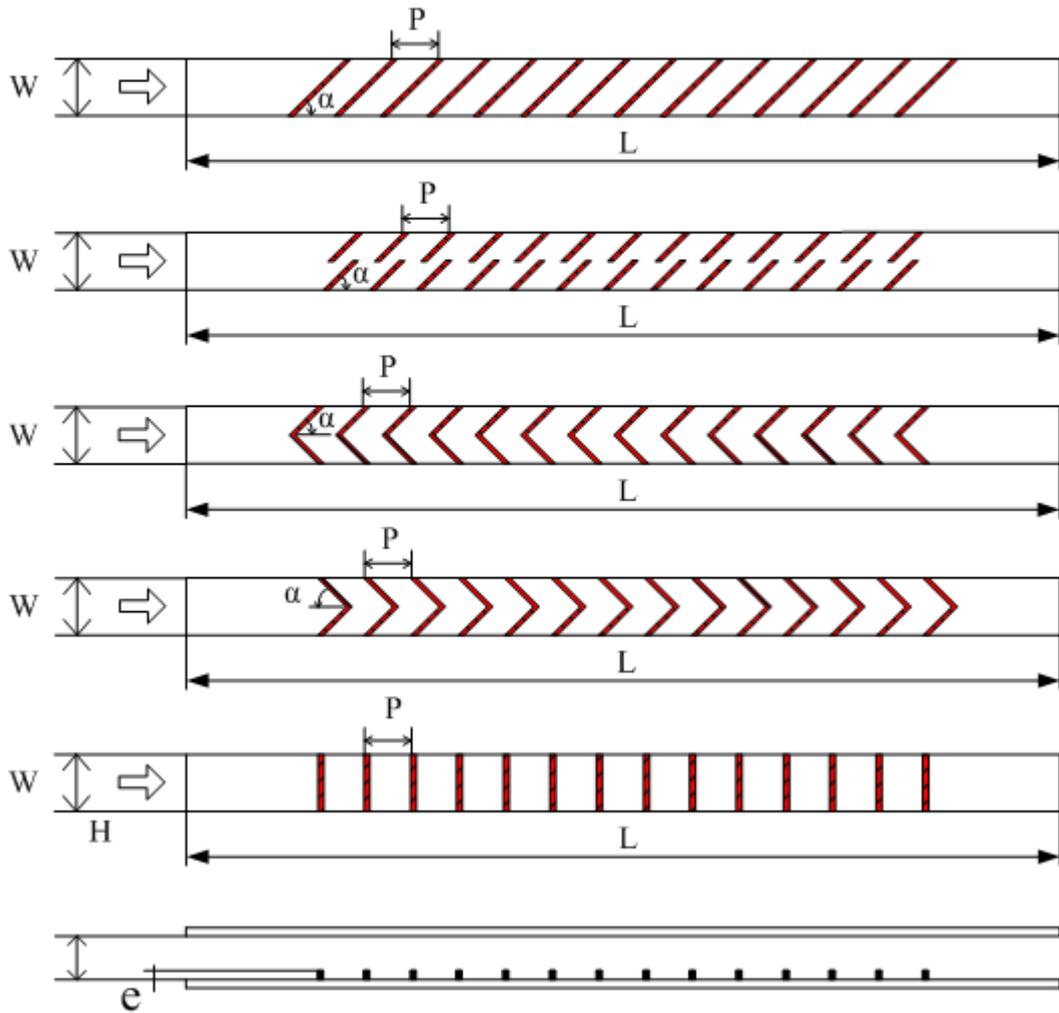


圖 3-4 肋條測試模型示意圖

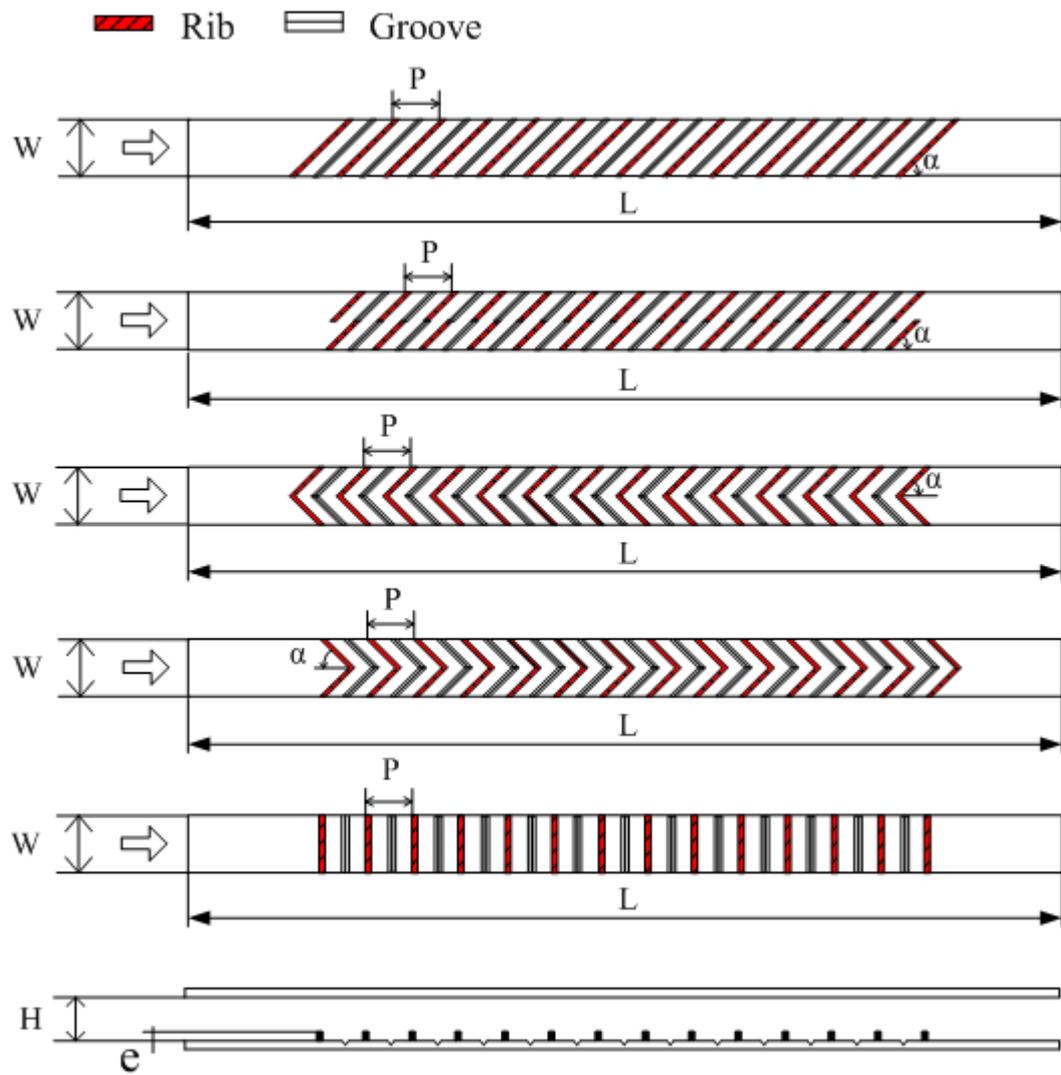


圖 3-5 肋條與溝槽測試模型示意圖

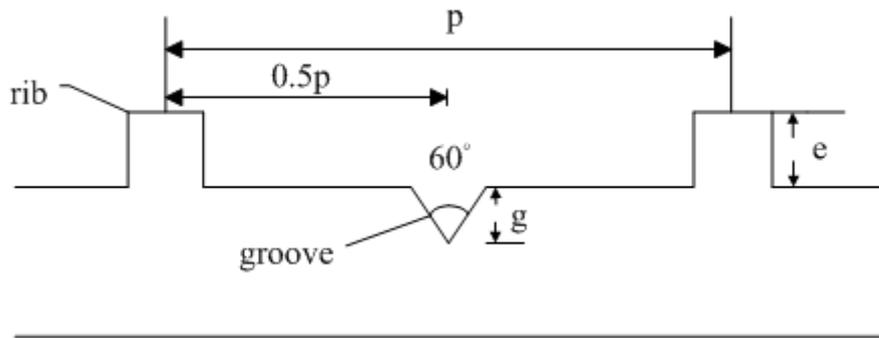


圖 3-6 肋條與溝槽位置示意圖

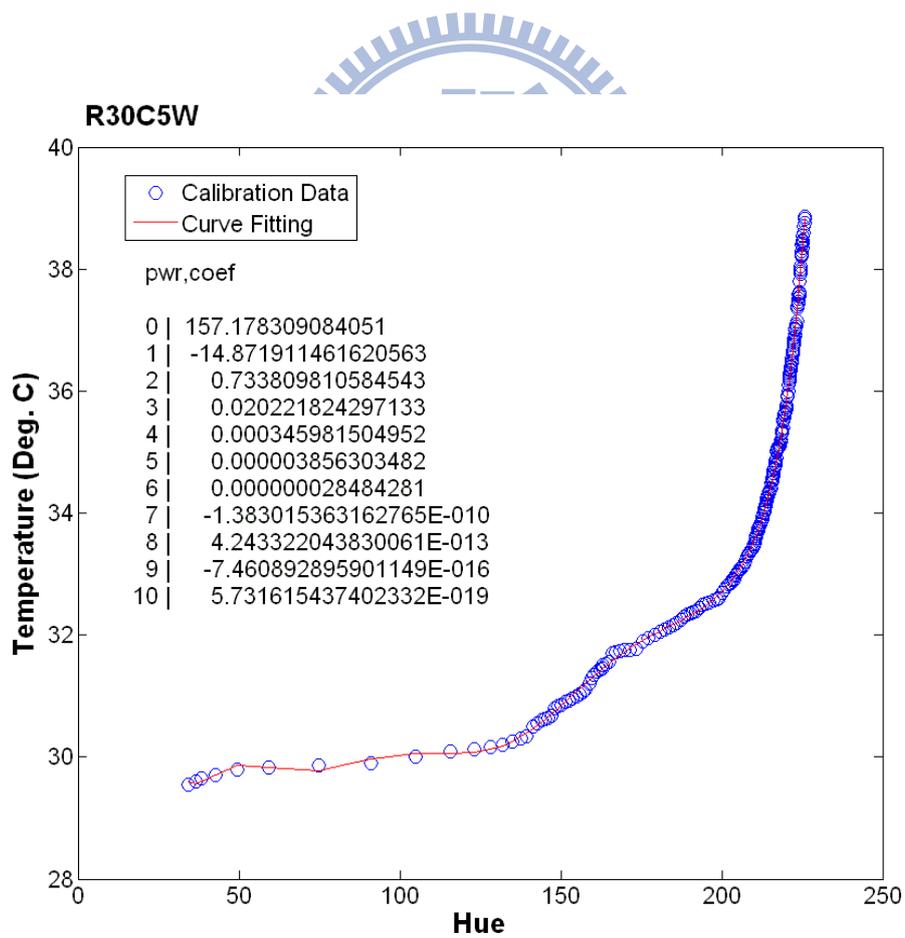


圖 4-1 溫度與色調曲線

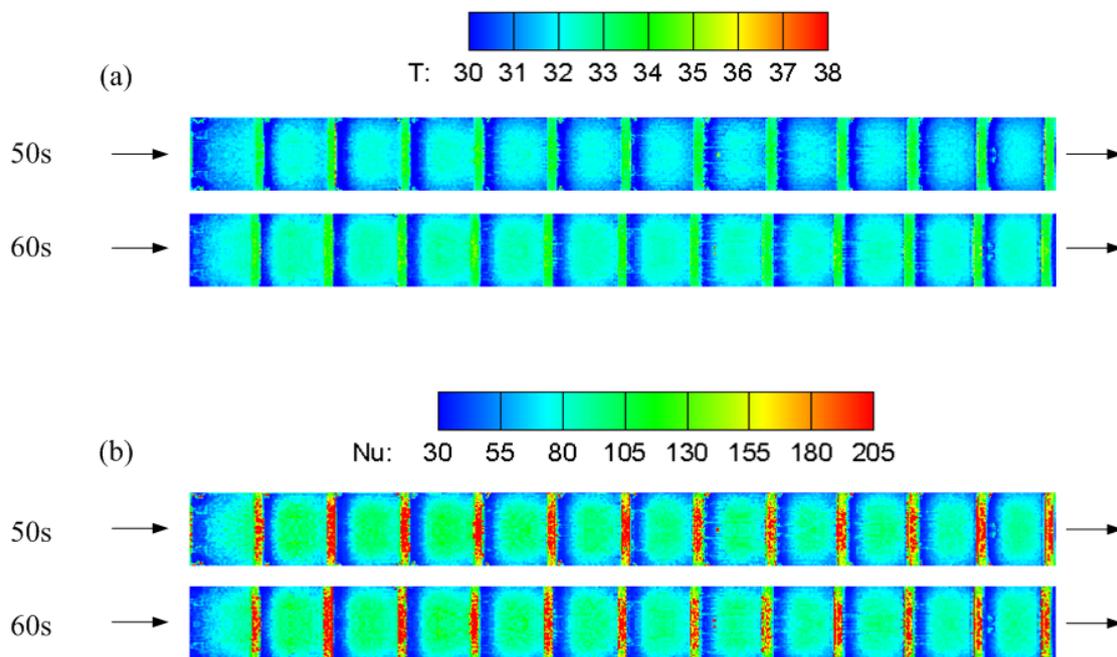


圖 4-2 (a) 溫度分布圖 (b) 紐賽數分布圖

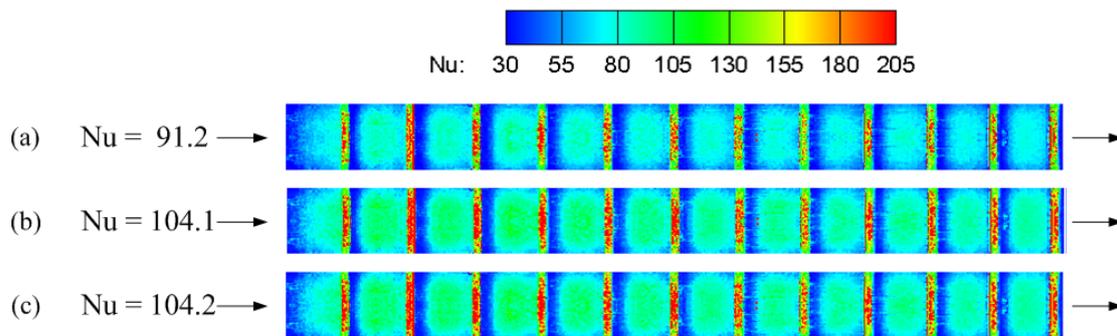


圖 4-3 (a) 一秒時間步階之紐賽數分布圖 (b) 零點二秒時間步階之紐賽數分布圖 (c) 零點一秒時間步階之紐賽數分布圖

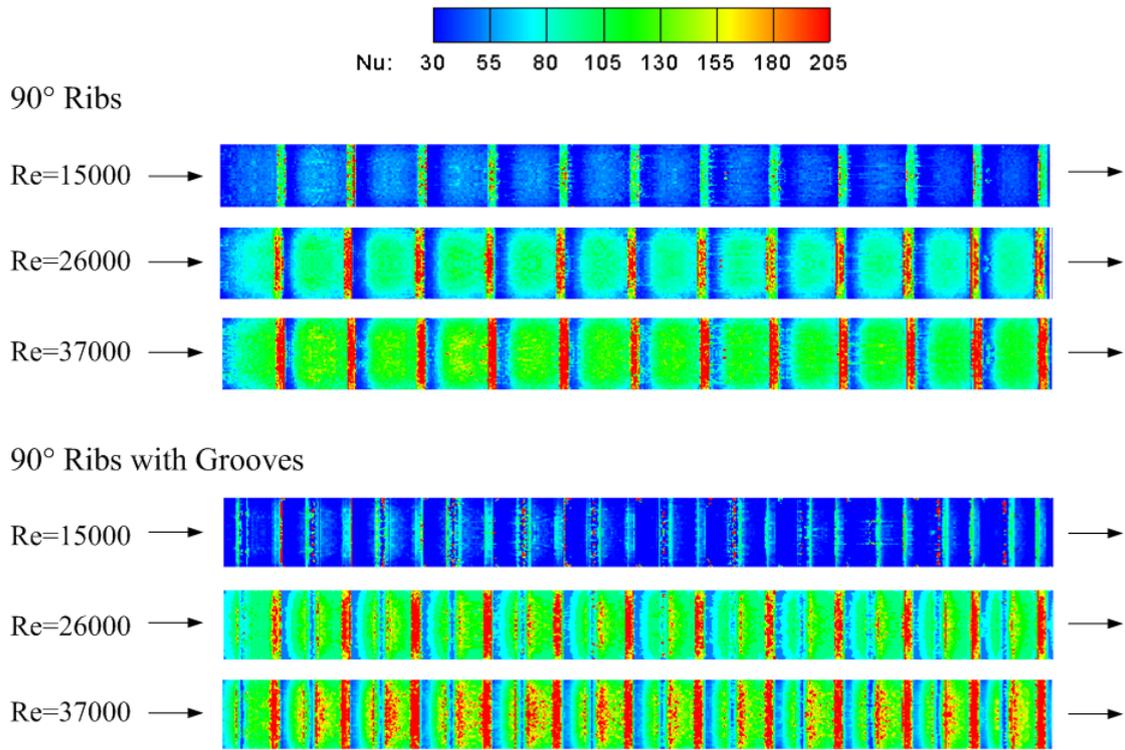


圖 4-4 90°連續肋條和 90°連續肋條與溝槽之紐賽數分布圖

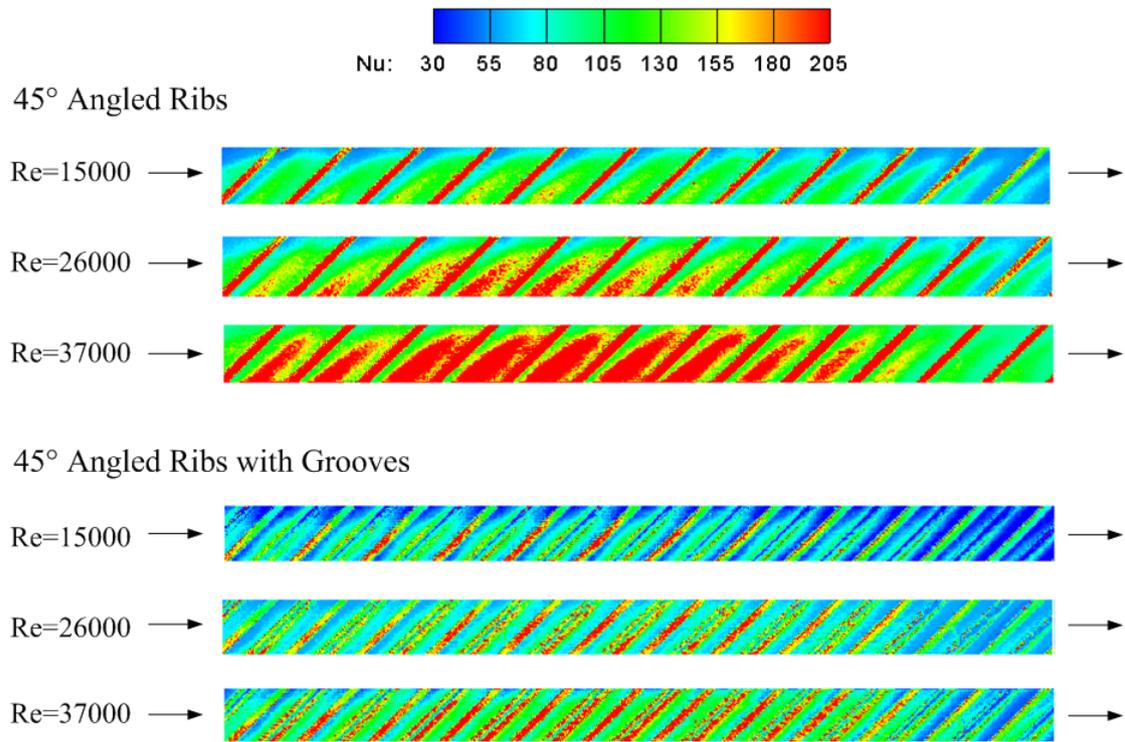


圖 4-5 45° 傾斜肋條和 45° 傾斜肋條與溝槽之紐賽數分布圖

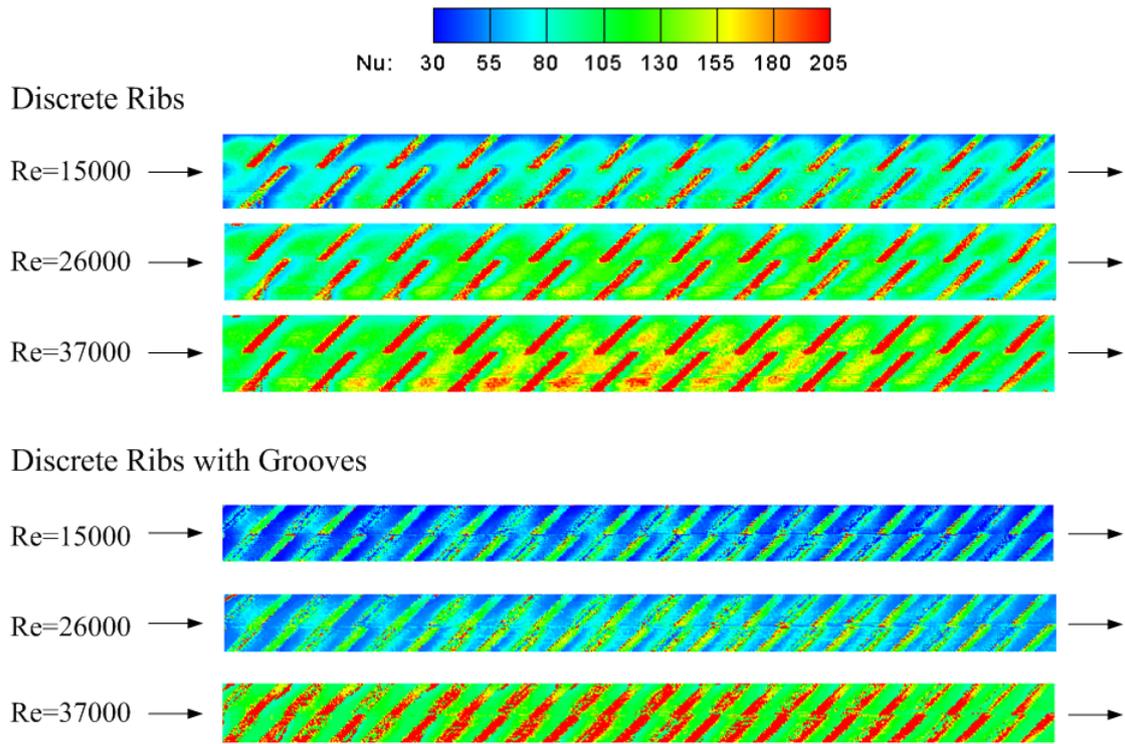


圖 4-6 45°交錯肋條和 45°交錯肋條與溝槽之紐賽數示意圖

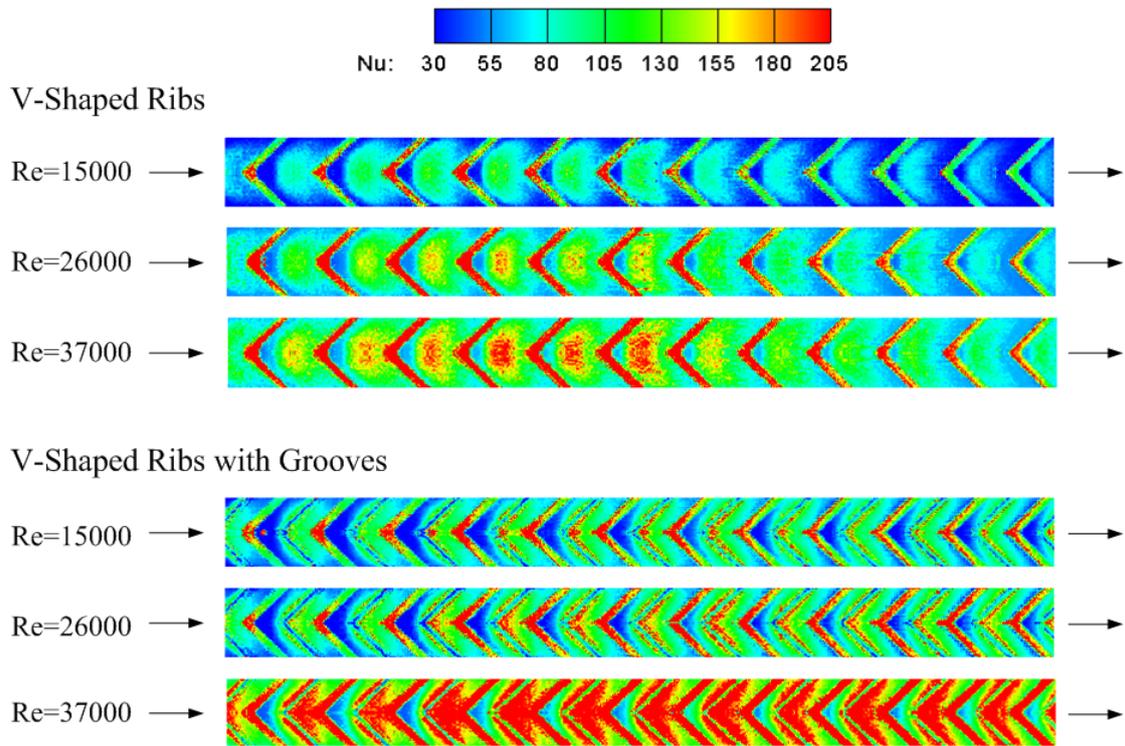


圖 4-7 V 型肋條和 V 型肋條與溝槽之紐賽數分布圖

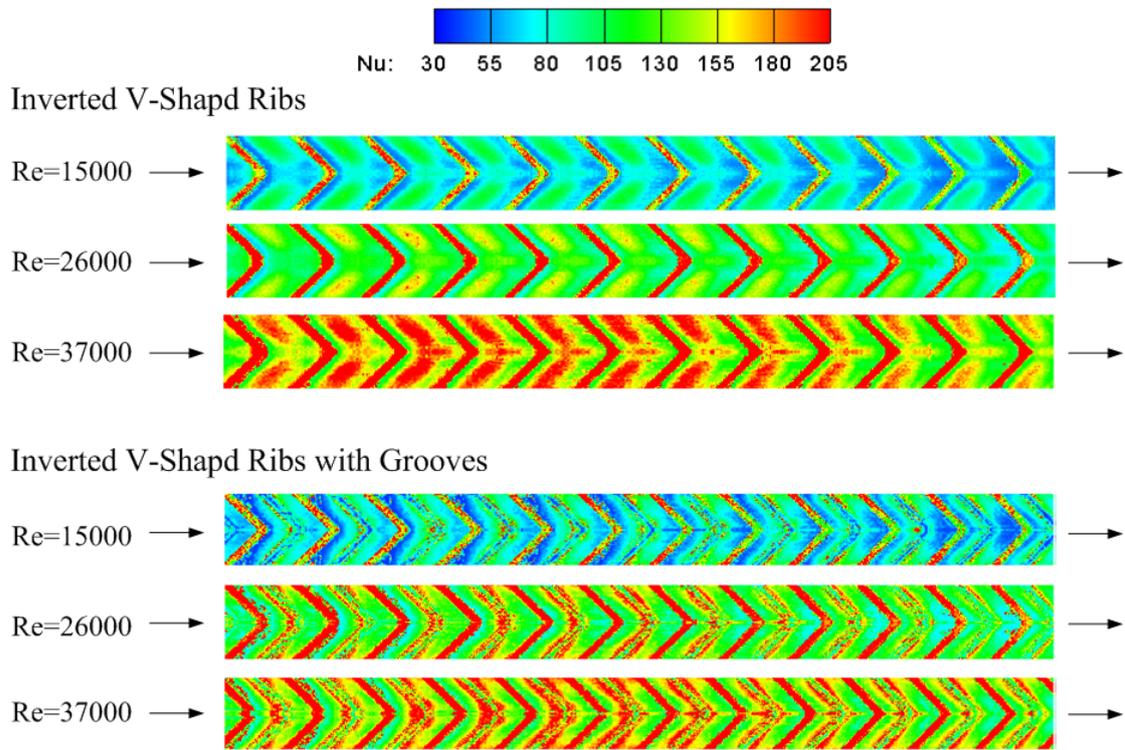


圖 4-8 倒 V 型肋條和倒 V 型肋條與溝槽之紐賽數分布圖

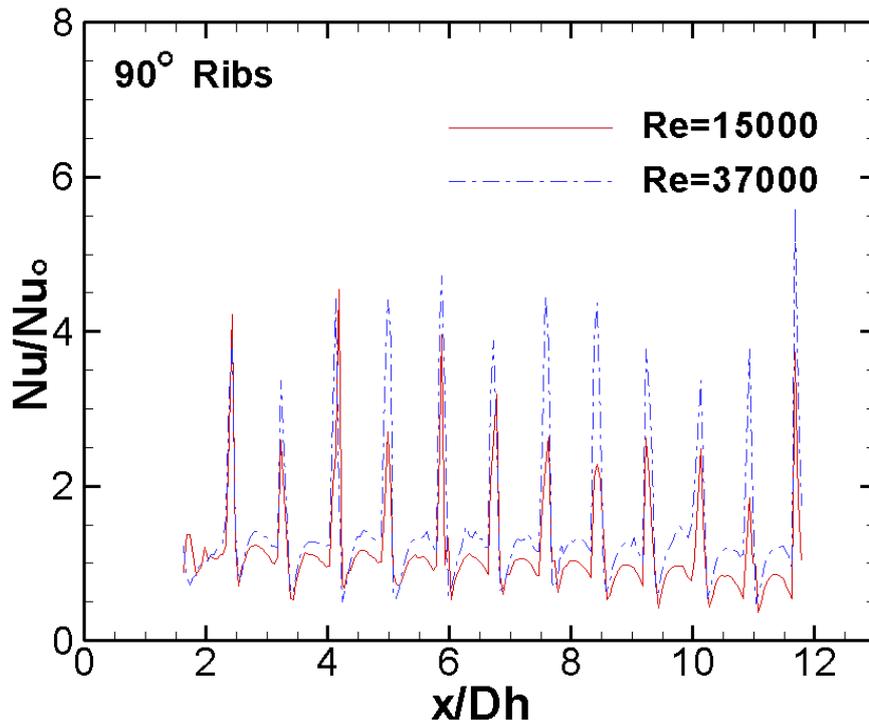


圖 4-9(a) 90°連續肋條之平均翼展方向之紐賽數比

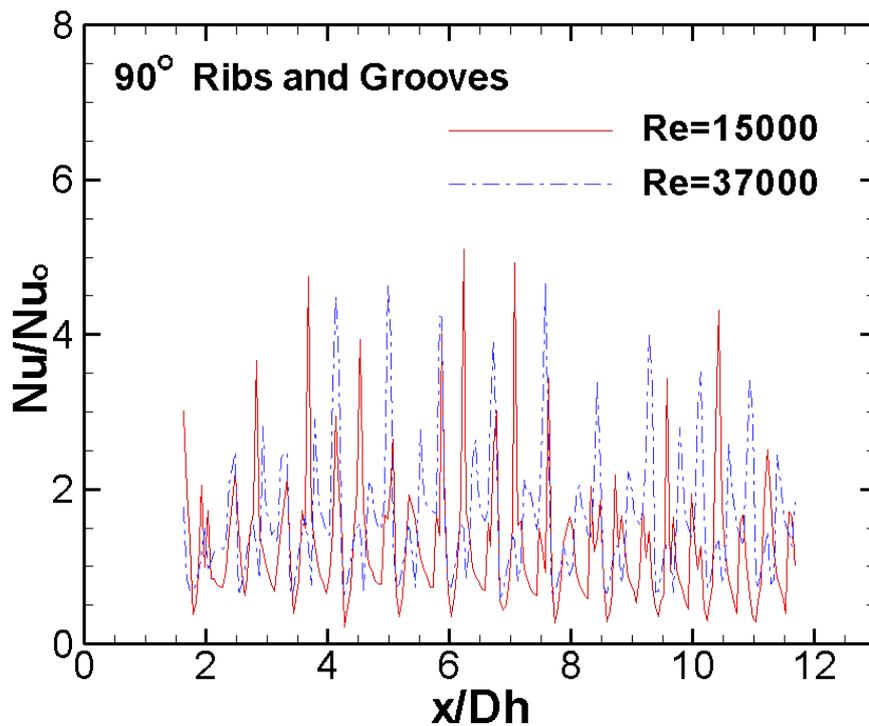


圖 4-9(b) 90°連續肋條與溝槽之平均翼展方向之紐賽數比

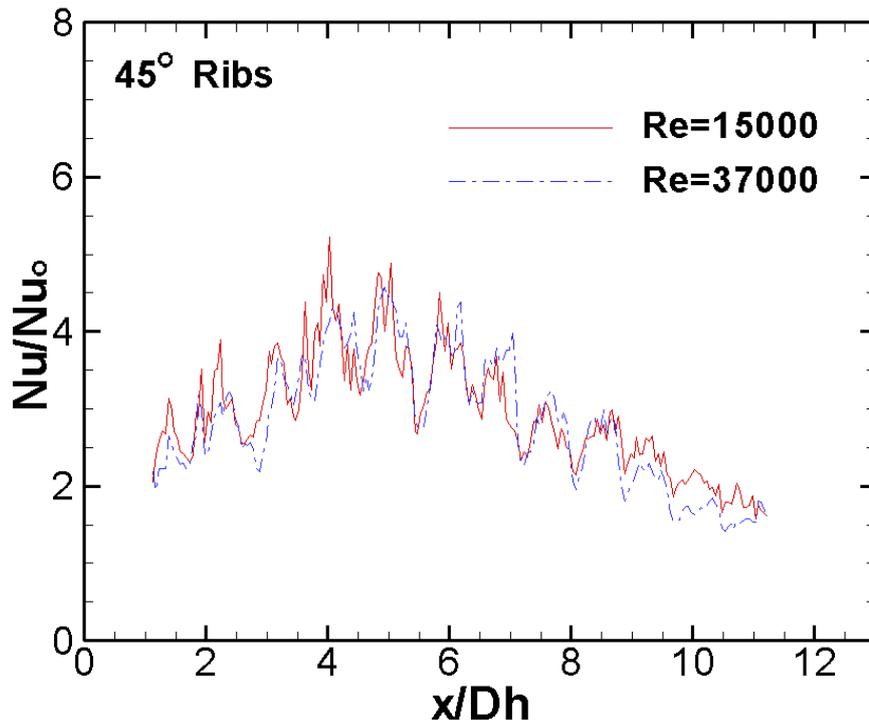


圖 4-9(c) 45° 傾斜肋條之平均翼展方向之紐賽數比

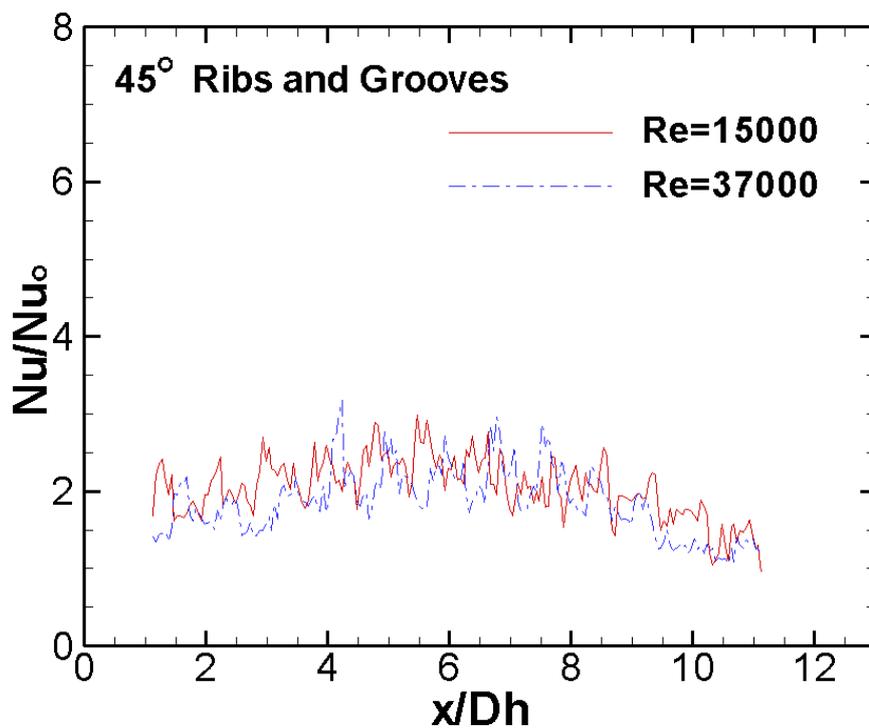


圖 4-9(d) 45° 傾斜肋條與溝槽之平均翼展方向之紐賽數比

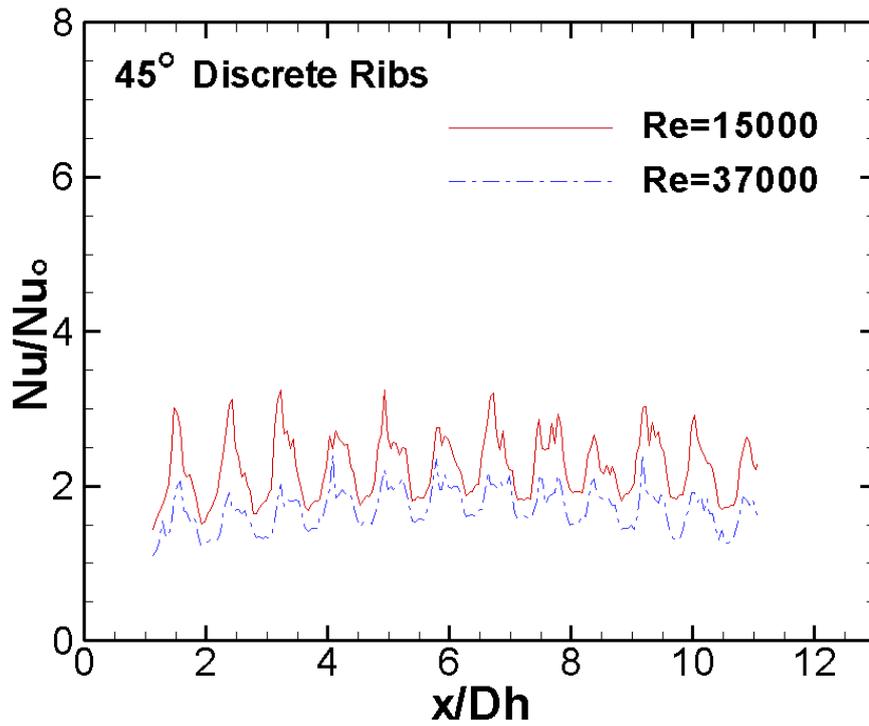


圖 4-9(e) 45° 交錯肋條之平均翼展方向之紐賽數比

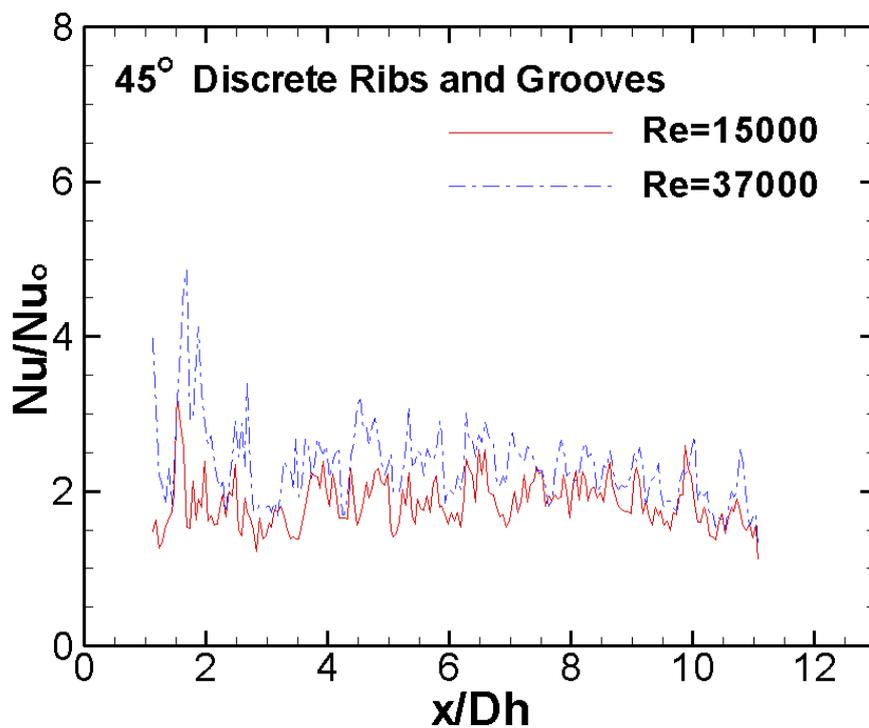


圖 4-9(f) 45° 交錯肋條與溝槽之平均翼展方向之紐賽數比

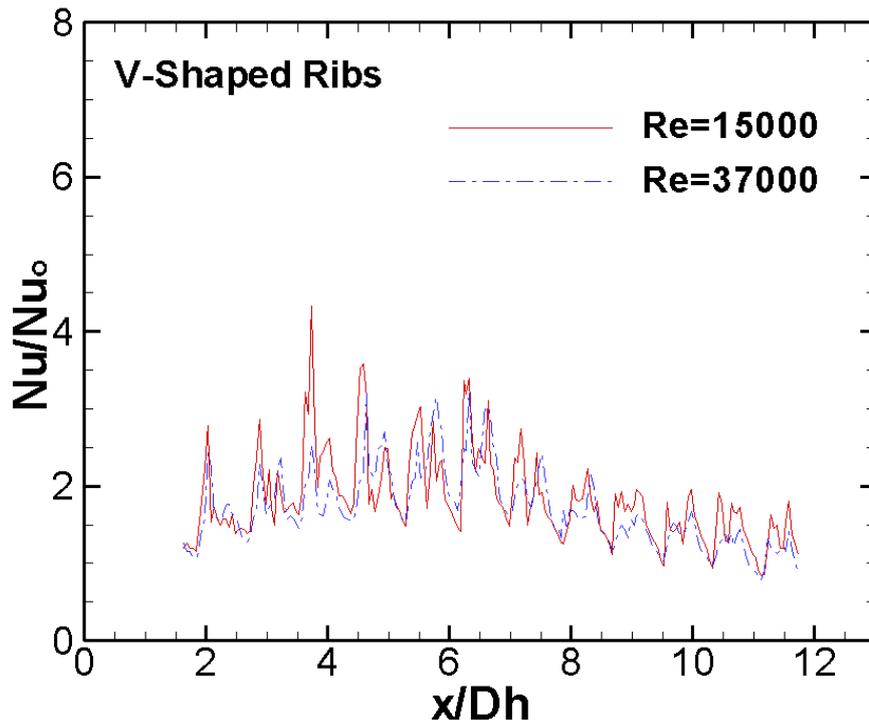


圖 4-9(g) V 型肋條之平均翼展方向之紐賽數比

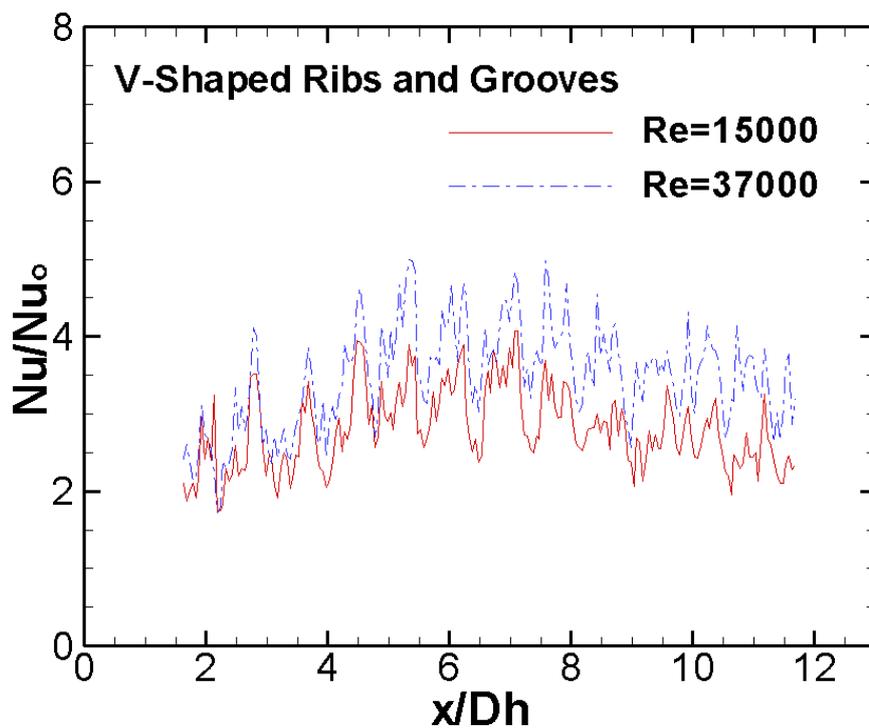


圖 4-9(h) V 型肋條與溝槽之平均翼展方向之紐賽數比

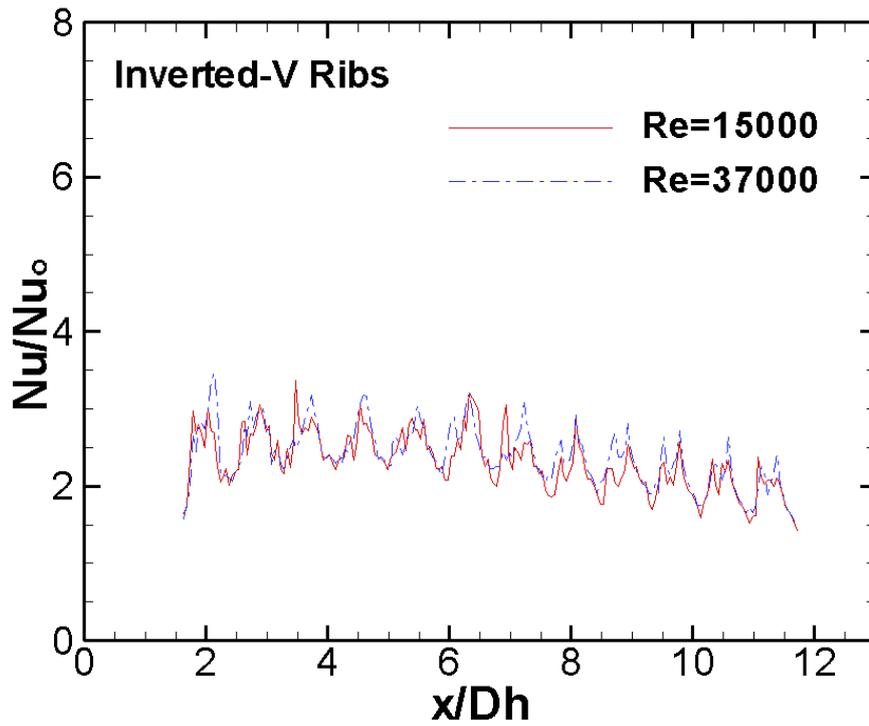


圖 4-9(i) 倒 V 型肋條之平均翼展方向之紐賽數比

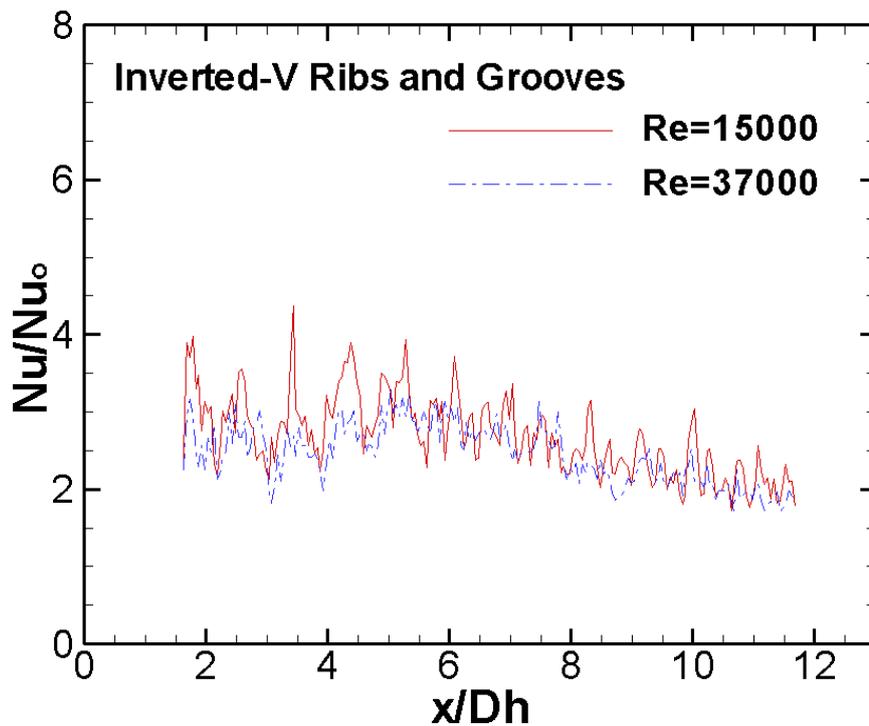


圖 4-9(j) 倒 V 型肋條與溝槽之平均翼展方向之紐賽數比

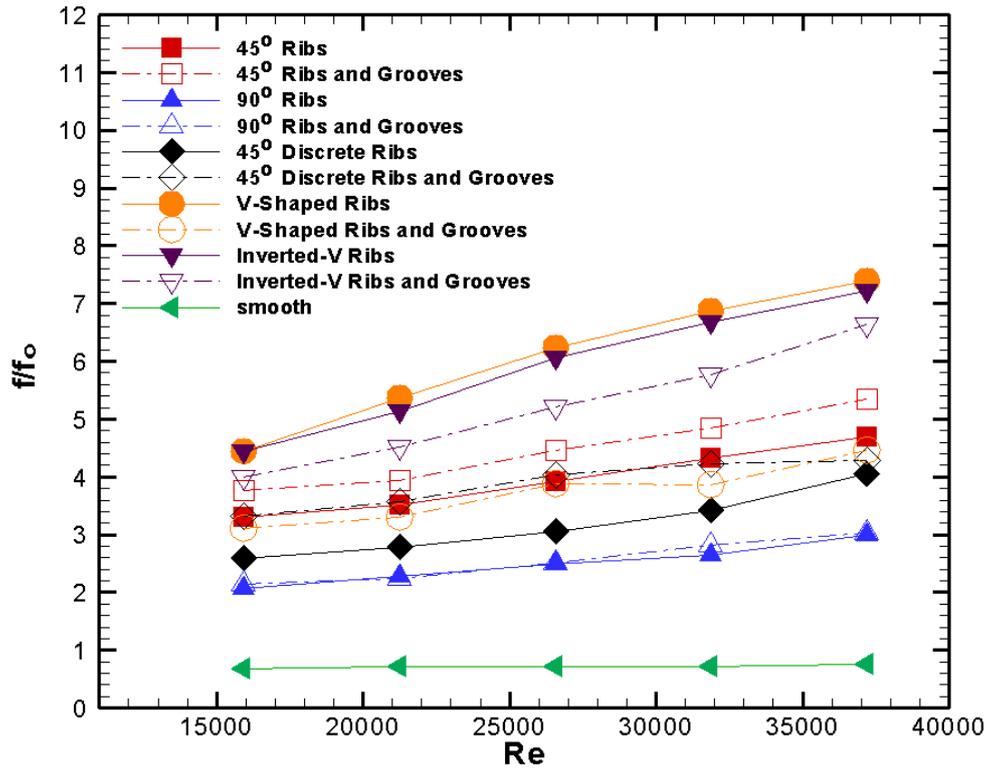


圖 4-10 壓降分布圖

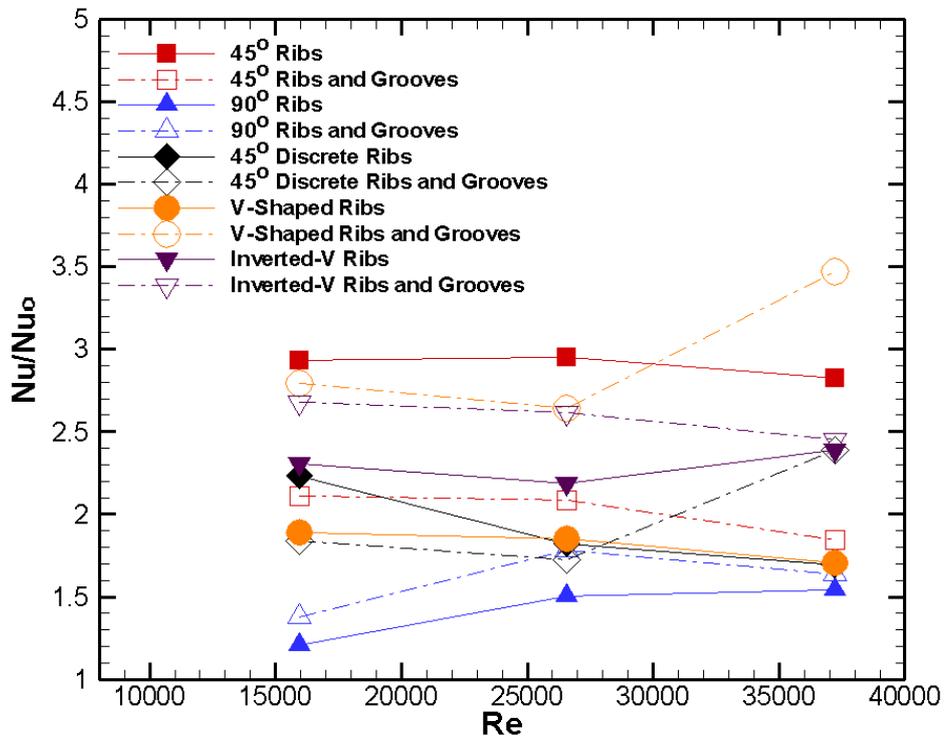


圖 4-11 紐賽數比分布圖

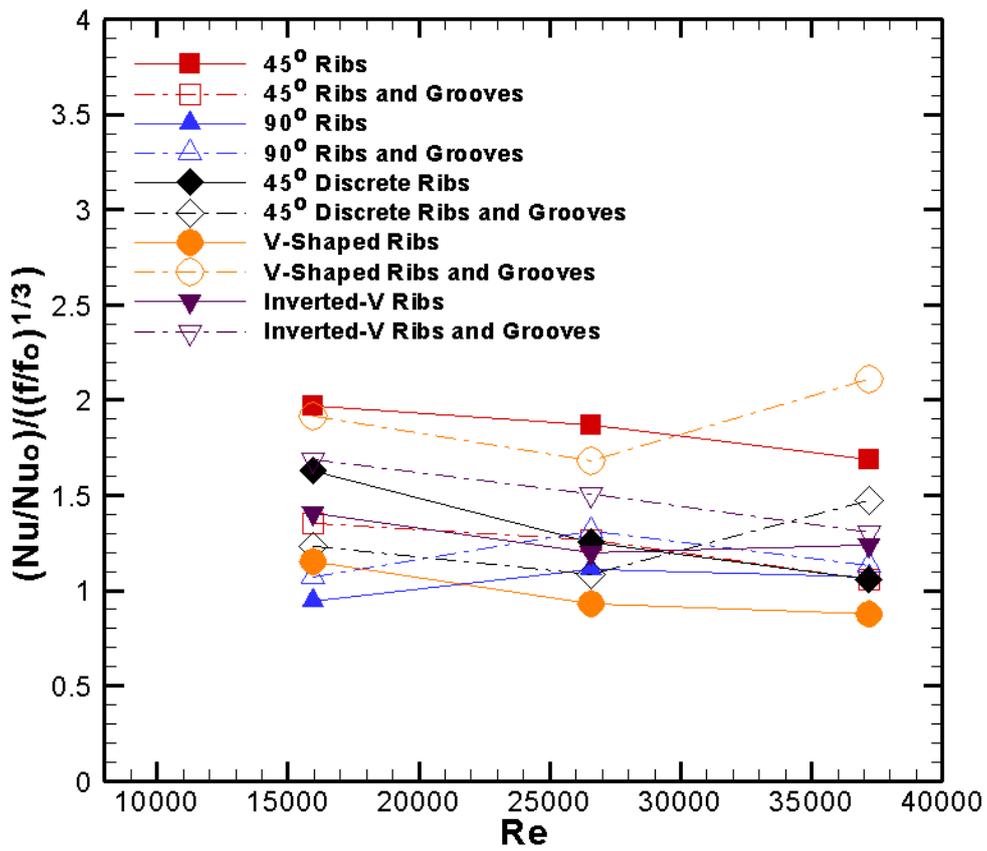


圖 4-12 平均散熱特性分布圖

