

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文

暫態液晶量測技術用於入口效應對於旋轉
內冷卻通道中熱傳分布之影響

Study of effect of entrance condition on
heat transfer in rotating internal
cooling channels by using transient
liquid crystal technique

研究生：王京璽

指導教授：劉耀先 教授

中華民國一百零一年七月

暫態液晶量測技術用於入口效應對於旋轉內冷卻通道中熱傳分布
之影響

Study of effect of entrance condition on heat transfer in rotating
internal cooling channels by using transient liquid crystal
technique

研究生：王京璽

Student: Ching-Shii Wang

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 2012

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國一百零一年七月

Study of effect of entrance condition on heat transfer in rotating internal cooling channels by using transient liquid crystal technique

暫態液晶量測技術用於入口效應對於旋轉內冷卻通道中熱傳分布之影響

研究生：王京璽

指導教授：劉耀先

國立交通大學機械工程學系

摘要

本實驗主要研究入口的幾何形狀對旋轉長方型內冷卻通道(寬高比為1:1.5)搭配90度肋條熱傳效果分布之影響，此長方形冷卻通道配合四種不同的入口突縮(contraction)條件，其中包含完全發展型、3比2突縮型、3比1突縮型和3比1突縮型搭配圓形導角。實驗中主要的參數：肋條間距與高度比值(P/e)固定為10，肋條高度與水力直徑比值(e/D_h)為0.125，旋轉數(Ro)為0至0.023，雷諾數(Re)設定為15000、20000、25000和30000。本實驗使用暫態液晶量測技術與閃頻儀造成的視覺暫留搭配CCD攝影機，進而得知目標面各區域的熱傳分布，其結果顯示入口突縮的比例越高其熱傳效果提升的幅度越高。

關鍵字：閃頻儀、暫態感溫液晶量測、旋轉內冷卻通道、入口效應、熱傳

Study of effect of entrance condition on heat transfer in rotating
internal cooling channels by using transient liquid crystal
technique

Student : Ching-Shii Wang

Advisor : Yao-Hsien Liu

Institute of Mechanical Engineering

National Chiao Tung University

ABSTRACT

The effect of entrance geometry and rotation number on the heat transfer in an 1:1.5 rectangular cooling channel with 90° ribs is investigated in this study. The rectangular channel is considered with four different entrance conditions: fully developed, sudden contraction (3:2), sudden contraction (3:1) and sudden contraction (3:1) with circular chamfer. The rib spacing-to-height ratio (P/e) is 10 and rib height-to-hydraulic diameter ratio (e/D_h) is 0.125. The range of rotation number is from 0.0 to 0.023 and Reynolds numbers are 15000, 20000, 25000 and 30000. The contour maps of Nusselt number on roughened walls are obtained by transient thermochromic liquid crystal experiment, using a stroboscopic light and a digital camera. Effect of entrance geometry is tested and it shows that the sudden contraction geometry produces higher heat transfer.

Keywords: Transient Liquid Crystal Technique, Stroboscopic Light,
Entrance Effect, Rotating Cooling Passage, Heat Transfer

誌謝

感謝這兩年來劉耀先教授的指導與建議，無論在實驗實務應用上和學術思考的探討都給予我最大的助力，老師除了學業上的輔導也凝聚了實驗室學生們的向心力，相信在此熱傳強化實驗室我們無論在研究與生活都會有很大的成長，另外要在此特別感謝父母的養育之恩讓我沒有後顧之憂的就讀到碩士畢業，還有女友的體諒與包容更是我生活的支柱，更感謝實驗室第一屆的學長姐不厭其煩的指導我們還有同是熱流組的其他實驗室學長姐給我的建議與幫助，最後要感謝實驗室的同事同甘共苦的相處和義不容辭的幫忙，也謝謝實驗室的各位陪我共同渡過充實的碩士生涯。

目 錄

中文摘要.....	III
英文摘要.....	IIII
目錄.....	IV
圖目錄.....	VI
符號表.....	IXIII
第一章 序論.....	1
1-1 前言.....	1
1-2 研究背景.....	2
1-3 液晶感溫技術.....	3
1-3-1 液晶概論.....	3
1-3-2 色彩轉換處理.....	4
1-4 文獻回顧.....	5
1-5 研究目的.....	14
第二章 理論基礎.....	16
2-1 暫態液晶量測原理.....	16
2-2 衝擊目標面厚度.....	18
2-3 靜止液晶校正曲線.....	20
2-4 旋轉液晶校正曲線.....	21
第三章 實驗設備與步驟.....	24
3-1 液晶感溫設備.....	24
3-1-1 感溫液晶.....	24
3-1-2 光源.....	25
3-1-3 影像擷取.....	25
3-2 環境設備.....	26
3-2-1 空氣來源與流量控制系統.....	26
3-2-2 空器加熱系統與溫度擷取系統.....	26
3-2-3 旋轉機構與管線架構.....	27
3-2-4 測試部模型.....	28
3-3 實驗步驟.....	28
第四章 結果與討論.....	30
4-1 液晶校正結果.....	30
4-1-1 校正重複性與攝影機白平衡校正.....	30
4-1-2 攝影機拍攝角度校正.....	30
4-1-3 閃頻儀之占空比校正.....	31
4-2 加熱時間與時間步階間隔.....	324
4-2-1 加熱時間長短對熱傳結果之影響.....	31

4-2-2 時間步階間隔對熱傳之影響.....	32
4-3 完全發展型入口之熱傳分析.....	33
4-3-1 雷諾數對熱傳效果之影響.....	33
4-3-2 旋轉對熱傳效果之影響.....	34
4-3-3 翼展方向之平均紐賽數比.....	35
4-4 突縮比例 3 比 2 入口之熱傳分析.....	36
4-4-1 雷諾數對熱傳效果之影響(3 比 2 突縮入口).....	36
4-4-2 旋轉對熱傳效果之影響(3 比 2 突縮入口).....	37
4-4-3 翼展方向之平均紐賽數比(3 比 2 突縮入口).....	37
4-5 突縮比例 3 比 1 入口之熱傳分析.....	39
4-5-1 雷諾數對熱傳效果之影響(3 比 1 突縮入口).....	39
4-5-2 旋轉對熱傳效果之影響(3 比 1 突縮入口).....	39
4-5-3 翼展方向之平均紐賽數比(3 比 1 突縮入口).....	40
4-6 突縮比例 3 比 1 入口外加圓型導角之熱傳分析.....	42
4-6-1 雷諾數對熱傳效果之影響(3 比 1 突縮外加圓型導角).....	42
4-6-2 旋轉對熱傳效果之影響(3 比 1 突縮外加圓型導角).....	42
4-6-3 翼展方向之平均紐賽數比(3 比 1 突縮外加圓型導角).....	43
4-7 不同入口幾何形狀之平均熱傳分析.....	44
4-7-1 不同入口幾何形狀沿流線方向之紐賽數比變化.....	44
4-7-2 平均紐賽數比.....	45
4-7-3 旋轉數對平均紐賽數比影響.....	46
4-7-4 熱傳之文獻比較.....	46
第五章 結論.....	49
5-1 結論.....	49
參考文獻.....	51

圖目錄

圖 1-1：渦輪葉片損壞	57
圖 1-2：渦輪葉片冷卻技術.....	57
圖 1-3：E3 stage2 葉片設計.....	58
圖 1-4：液晶種類	58
圖 1-5：膽固醇液晶排列方式.....	59
圖 1-6：感溫液晶顏色變化圖.....	59
圖 1-7：RGB 色彩空間	60
圖 1-8：HSV 色彩空間	60
圖 3-1：實驗平台架構圖.....	61
圖 3-2：入口區種類	62
圖 3-3：導角種類	63
圖 3-4：通道測試區	63
圖 3-5：測試冷卻通道完整示意圖.....	64
圖 4-1：感溫液晶校正曲線.....	64
圖 4-2：拍攝角度變化對感溫液晶校正曲線之影響.....	65
圖 4-3：占空比(Duty cycle)示意圖.....	65
圖 4-4：占空比變化對感溫液晶校正曲線之影響.....	66
圖 4-5：不同加熱時間之溫度分布圖.....	66
圖 4-6：不同加熱時間之紐賽數分布圖.....	67
圖 4-7：溫度增量與時間步階變化.....	67
圖 4-8：不同時間步階間隔之紐賽數分布圖.....	68
圖 4-9：90 度肋條結構與二次流動情形	68
圖 4-10：完全發展型入口之紐賽數分布圖.....	69
圖 4-11：完全發展型入口在旋轉數為 0.023 之紐賽數分布圖	69
圖 4-12：完全發展型入口在旋轉數為 0.017 之紐賽數分布圖	70
圖 4-13：完全發展型入口沿流線方向之紐賽數比.....	70
圖 4-14：完全發展型入口在旋轉數為 0.023 時沿流線方向之紐賽數比	71
圖 4-15：完全發展型入口在旋轉數為 0.017 時沿流線方向之紐賽數比	71
圖 4-16：3 比 2 突縮型入口之紐賽數分布圖	72
圖 4-17：3 比 2 突縮型入口在旋轉數為 0.023 之紐賽數分布圖.....	72
圖 4-18：3 比 2 突縮型入口在旋轉數為 0.017 之紐賽數分布圖.....	73
圖 4-19：3 比 2 突縮型入口沿流線方向之紐賽數比	73
圖 4-20：3 比 2 突縮型入口在旋轉數為 0.023 時沿流線方向之紐賽數比....	74
圖 4-21：3 比 2 突縮型入口在旋轉數為 0.017 時沿流線方向之紐賽數比....	74
圖 4-22：3 比 1 突縮型入口之紐賽數分布圖	75
圖 4-23：3 比 1 突縮型入口在旋轉數為 0.023 之紐賽數分布圖.....	75

圖 4-24：3 比 1 突縮型入口在旋轉數為 0.017 之紐賽數分布圖.....	76
圖 4-25：3 比 1 突縮型入口沿流線方向之紐賽數比	76
圖 4-26：3 比 1 突縮型入口在旋轉數為 0.023 時沿流線方向之紐賽數比....	77
圖 4-27：3 比 1 突縮型入口在旋轉數為 0.017 時沿流線方向之紐賽數比....	77
圖 4-28：3 比 1 突縮型入口外加圓型導角之紐賽數分布圖.....	78
圖 4-29：3 比 1 突縮型入口外加圓型導角在旋轉數為 0.023 之紐賽數分布圖	78
圖 4-30：3 比 1 突縮型入口外加圓型導角沿流線方向之紐賽數比.....	79
圖 4-31：3 比 1 突縮型入口外加圓型導角在旋轉數為 0.023 時沿流線方向之 紐賽數比.....	79
圖 4-32：不同入口條件在雷諾數為 15000 時沿流線方向之紐賽數比	80
圖 4-33：不同入口條件在雷諾數為 25000 時沿流線方向之紐賽數比	81
圖 4-34：紐賽數比分布圖.....	82
圖 4-35：紐賽數比隨旋轉數變化分布圖.....	82
圖 4-36：紐賽數比隨旋轉數變化分布圖.....	83
圖 4-37：文獻完全發展型入口紐賽數比較圖.....	84
圖 4-38：文獻突縮型入口紐賽數比比較圖.....	84
圖 4-39：熱傳文獻比較-測試通道設計.....	85



符號表

A	: 測試通道截面積
AR	: 測試通道寬高比值(a/b)
a	: 測試區通道寬度
b	: 測試區通道高度
C_p	: 比熱 ($kJ/kg \cdot s$)
D_h	: 測試區通道之水力直徑($4ab/2(a+b)$)
e	: 肋條高度
h	: 熱對流係數($W \cdot m^2/k$)
k	: 壓克力熱傳導係數($W \cdot m/k$)
k_f	: 空氣熱傳導係數($W \cdot m/k$)
\dot{m}	: 質量流率(kg/s)
Nu	: 紐賽數 (hD_h/k_f)
p	: 肋條間距
Q	: 通道內的流量(AV)
Re	: 雷諾數 ($\rho VD_h/\mu$)
Ro	: 旋轉數($\Omega D_h/V$)
$T_{w,i}$: 觀測面的初始溫度($^{\circ}C$)
T_w	: 觀測面溫度($^{\circ}C$)

T_m : 流體參考溫度($^{\circ}\text{C}$)

ΔT_m : 溫度增量($^{\circ}\text{C}$)

t : 暫態測試時間

V : 通道內速度(m/s)

希臘字母

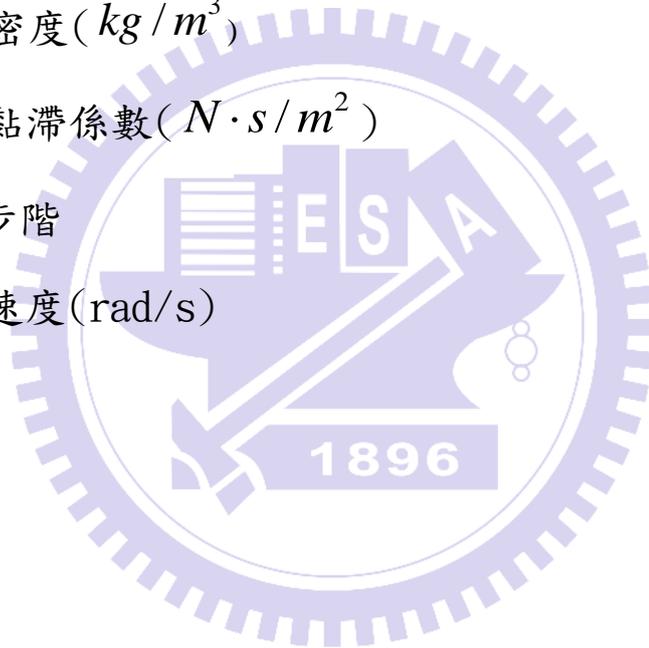
α : 壓克力之熱擴散係數 ($k / \rho C_p$)

ρ : 空氣密度(kg / m^3)

μ : 空氣黏滯係數($\text{N} \cdot \text{s} / \text{m}^2$)

τ_j : 時間步階

Ω : 旋轉速度(rad/s)



第一章 序論

1-1 前言

燃氣渦輪機的應用廣泛，在發電設備、航太工程、軍事科技和交通運輸等都有其身影。燃氣渦輪機的內部主要由壓縮機(compressor)、燃燒室(combustion chamber)、渦輪(turbine)所構成，其主要之工作流體為空氣，當空氣進入燃氣渦輪機時會先由壓縮機加壓形成高壓空氣，此高壓空氣與噴油嘴所噴出的燃料進行混合後再進入燃燒室進行燃燒變成高溫高壓的氣體再進入渦輪段，此高溫高壓的氣體藉由定子葉片以最佳的角度衝擊渦輪段轉子的葉片，藉此驅動轉子和其傳動軸將熱能轉換成機械能輸出，此機械能可以轉換成動力的來源或是連接發電機轉換成電能等等，最後剩餘的廢氣會由排氣管排出。在燃氣渦輪機運作的過程中，渦輪葉片(turbine blade)需要長時間處在高壓高溫氣體衝擊的環境下，因此常常造成葉片的損壞【圖 1-1】，因此如何有效地運用冷卻技術來提升燃氣渦輪的運作效率以及延長渦輪葉片的使用壽命變成了重要的課題，也是工業界在未來發展中所必須面對的重要環節。

1-2 研究背景

隨著能源需求的增加和交通工具的進步，燃氣渦輪機必須要有更高的輸出功率及效率，現今燃氣渦輪機燃燒室噴出的氣體溫度已經高達 1500°C 以上，此高溫已經超過葉片材料所能承受的溫度，因此葉片的設計與改良有越來越多元化的趨勢，其中有兩個部份是最多人探討的，第一是改進渦輪葉片本身的材料、尋找特別耐高溫高壓的材料或藉由表面加工的方式以增加材料的強度。另外則是著重在葉片的冷卻技術用以提升散熱的效果【圖1-2】。目前應用於渦輪葉片的冷卻技術主要分為內部冷卻(internal cooling)及外部冷卻(external cooling)兩種，內冷卻技術有利用肋條(rib)、溝槽(groove)和鰭片(pin-fin)等熱傳強化元件造成冷卻空氣的二次流動使其增強對流效應的對流式冷卻(convective cooling)，也有利用冷卻空氣來衝擊葉片內部的噴流衝擊式冷卻(jet impingement cooling)，外部冷卻技術則有在葉片上挖通孔並由內部噴出冷卻空氣在葉片表面形成一層低溫薄膜，隔絕熱空氣的薄膜式冷卻(film cooling)，這些冷卻技術的應用可以有效降低葉片溫度，使葉片能維持正常的運作。但轉子葉片設計的冷卻通道常常是曲折不平的立體空間，其中常見的冷卻通道入口會是有轉折或突縮的情況並不會是一個等截面積的通道【圖1-3】，不同的入口條件影響冷卻的效果也是本實驗的重點。

1-3 液晶感溫技術

1-3-1 液晶概論

液晶是一種介於固態(結晶)與液態之間的特殊第四相，液晶主要是由有機化合物所組成，一般固體會因升高溫度至材料熔點而發生相變化成液體，但某些結構較特殊的物質則會先經過液晶(liquid crystal)的中間狀態再變成液體，液晶同時具有液體的機械性質和晶體的光學異向性。液晶的發現可追溯回 1888 年，奧地利植物學家萊尼澤(F.Reinitzer) 觀察到膽固醇的苯甲酸酯化物竟有兩個熔點，在 145.5°C~179°C 間會呈現白濁狀的液體，而超過 179°C 時則又變成透明的液體，翌年 1889 年，德國物理學家萊曼(O. Lehmann)以偏光顯微鏡觀察此白濁狀液體之分子結構，發現此液體有光學異向性晶體所具有的複折射性，並將之命名為液晶。1922 年，法國的弗理德爾(G.Friedel)利用偏光顯微鏡觀察液晶的分子構造將液晶大致分為向列性(nematic)、層列性(smectic)、膽固醇性(cholesteric)等液晶型態【圖 1-4、圖 1-5】，在向列性液晶中，主要是由長型的棒狀分子做平行排列，即分子長軸相互平行，但不具有分層結構，排列較無序。在層列性液晶中，亦是由長型棒狀分子成層狀組成，具有分層結構，各層的分分子長軸均相互平行排列，且各分子會與層面垂直或具一傾斜角度。而在膽固醇液晶中，具有如層列性液晶結構中的層狀排列方式，在各層的分分子長軸於層內成平行排列，特殊的地方在於各層的分分子長軸方向與鄰接層的分分子長

軸方向會有些微的偏向，每一層的分⼦軸逐漸繞著垂直於層面的方向旋轉，形成一種螺旋性結構，由於這種特殊的排列方式，使其具有特殊的光學性質，如旋光性、選擇性散射(selective reflection)等性質。

膽固醇液晶亦稱為 Chiral Nematic Liquid Crystal，其材料組成來源包括純粹的膽固醇液晶、添加旋光劑之向列型液晶或是添加膽固醇液晶分子之向列型液晶，當入射光之旋光方向與膽固醇液晶的螺旋方向相同時入射光將會被選擇性的散射，而選擇性散射的波長與螺距成正相關，且所有膽固醇液晶的螺距都與溫度有著強烈的相關性，當溫度變化時螺距也會跟著變化，其散射出來的波長也會相對改變而呈現出不同的顏色，一般來說，感溫液晶在變色的範圍內時，當溫度上升會造成螺距漸漸減少，反射波長也隨之減少，簡單來說一開始低溫的液晶會先從無色慢慢呈現出紅色，而隨著溫度的上升液晶會以黃、綠、藍、紫的顏色順序呈現，當溫度超過變色範圍後，則會回到最初無色的狀態【圖 1-6】。

1-3-2 色彩轉換處理

在液晶量測技術中，需要將色彩的定性(色調 Hue)測量轉為定量(溫度 Temperature)的數據，本實驗主要是將 RGB 色彩空間的數值轉換成 HSV 色彩空間數值，RGB 色彩空間【圖 1-7】是以可見光的三原色紅(Red)、綠(Green)、藍(Blue)做為基礎的直角座標系統，依不同的比例可以混合出不同的顏色，

而 HSV 色彩空間【圖 1-8】則為一圓柱座標系統，由色調(Hue)、飽和度(Saturation)、亮度(Value)所組成，色調是分辨顏色的主要成分，也可以代表不同波長的可見光就有如人眼所感受到的顏色，在【圖 1-8】中色調的變化可以由角度代表，顏色呈現在 0° 時為紅色、 120° 時為綠色、 240° 時為藍色，飽和度(S)亦可稱為彩度，用來分辨色彩的濃度，在 $S=1$ 時為純粹的顏色沒有參雜白色，在 $S=0$ 時為純粹的白色，依不同比例的白色加入 S 值會再 0~1 之間變化，亮度(V)為色彩的深淺明暗程度，在 $V=1$ 時顏色最淺，在 $V=0$ 時為純粹的黑色，依不同黑色的比例加入 V 值會再 0~1 之間變化，圓錐頂為純黑色而圓錐底的正中心為純白色。CCD 攝影機所擷取的影像為 RGB 色彩空間的顏色，本實驗利用 MATLAB 影像處理程式將 RGB 色彩轉換成 HSV 色彩，再從中擷取出所需要的色調值(Hue)並加以分析。

1-4 文獻回顧

Baughn(1995)【1】說明了液晶的歷史並且回顧了 50 篇自 1973 年以來在加州大學戴維斯分校(University of California, Davis)發表的期刊論文，內容囊括了兩種穩態的感溫液晶的量測方法和三種暫態的感溫液晶量測方式搭配多種研究內容，再依照發表年代依序說明其實驗內容。

Ekkad and Han(2000)【2】詳細說明了暫態液晶熱傳量測技術(Transient liquid crystal thermography technique)的發展歷史和原理，並且回顧

30 篇利用暫態液晶量測技術研究肋條內冷卻通道的期刊論文。其中包含許多衝擊冷卻區域和薄膜冷卻區域的熱傳分布研究結果，文中也藉此說明此種量測技術可以在複雜的幾何條件下提供詳細而且可靠的熱傳資訊。

Camci and Kim(1992) 【3】將一平方公尺的透明塑膠玻璃(plexiglass)塗上一層 R35C1W 感溫液晶後再塗上一層黑漆當實驗背景，並用熱空氣加熱此不透明面，再經由攝影機記錄塑膠玻璃透明面上液晶顏色的變化並且使用四個 K-type 熱電偶線記錄溫度，實驗過程中使用均勻且固定的光源，並且繪出 Hue 值和溫度的曲線。實驗中研究了五組光源距離對量測的影響、五組光源角度對量測的影響、均勻度測試和實驗重複性的準確度，結果發現實驗的重複性和均勻度都在 $\pm 0.05^{\circ}\text{C}$ 左右，而光源的距離則有 $\pm 0.08^{\circ}\text{C}$ 的誤差，而最大的誤差則發生在光源的角度為 60° 時的 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ ，所以光源的位置和角度都必須固定才不造成實驗太大的誤差。

Yan et al. (2005) 【4】使用暫態液晶顯像技術研究具有肋條的冷卻通道中衝擊冷卻的熱傳效果分布，實驗中使用 60°V 型肋條、 45°V 型肋條和 90° 肋條配合三種不同出口方式和對正和交錯式衝擊，再加上衝擊高度和噴流雷諾數的變化，結果發現對正排列的熱傳效果比交錯式排列的熱傳效果好，其中 45°V 型肋條的熱傳效果最佳。

Cavallero and Tanda(2002) 【5】利用感熱液晶顯像技術研究寬高比 (AR) 為 5 的長方形測試冷卻通道中熱傳分布，通道的水力直徑為 3.333cm，

觀測窗為透明樹脂玻璃(Plexiglas)，實驗中測試的四種冷卻通道其肋條攻角皆為 90° 其肋條間距和高度比(P/e)有 4 和 8 兩種情況，其中兩種為分離式(broken)肋條另外兩種為連續式(continuous)肋條，測試的雷諾數為 8000 到 35000。結果顯示分離式的肋條在肋條間距和高度比為 4 時有最佳的熱傳效果，而同樣是分離式但肋條間距和高度比為 8 時的熱傳效果也比另外兩種連續式肋條佳。

Amro et al. (2007) 【6】使用暫態液晶顯像技術研究燃氣渦輪機第一階段(first stage)定子(stator)的內部冷卻通道熱傳情況，並且量測各種情況的壓力降表現，實驗的測試通道使用透明有機玻璃(transparent Perspex)其水力直徑為 91mm 厚度為 20mm，通道中使用五種不同的立體肋條搭配 45° 和 60° 的肋條攻角(angle of attack)和兩種肋條間距，而實驗的雷諾數為 50000 到 200000 之間，實驗結果發現使用 60° 肋條的情況下有最好的熱傳表現但也伴隨著非常大的壓力降，整體來說最理想的情況為 45° 的雙向正交弧形肋條(double-sided orthogonal arc ribs)因為它不但有理想的熱傳表現也不至於有過大的壓力降，在弧形區域(arc region)的熱傳表現也比其他種類肋條表現來的平均。

Ekkad et al. (1997) 【7】利用暫態液晶顯像技術研究具有單邊肋條的雙向正方形冷卻通道中的熱傳分布，空氣先進入第一個通道後在轉折處旋轉 180° 後進入第二個通道後才排出，而冷卻通道由透明塑膠玻璃

(plexiglass)製作而成其邊長為 5.08cm 厚度為 1.27cm，通道中肋條間距和高度比(P/e)為 10，實驗中測試了包括平滑通道、90°肋條、60°肋條、60° V 型肋條和 60°破碎 V 型的五種肋條情況，雷諾數的範圍為 6000 到 60000 之間，其結果顯示在平滑的通道中轉折區的效應會造成 2~3 倍的熱傳效果提升，而隨著雷諾數的上升紐賽數比值在轉折區和第二通道則會下降，就整體的熱傳表現而言 60°肋條、60°V 型肋條和 60°破碎 V 型肋條較佳，其中 60°破碎 V 型肋條在第一通道區有最好的熱傳效果，而轉折區和第二通道熱傳效果最佳的則是 60°肋條。

Ekkad et al. (1998) 【8】利用暫態液晶顯像技術研究具有單邊肋條和孔洞的雙向正方形冷卻通道中的熱傳分布，冷卻通道的幾何形狀與前篇【7】相同，模擬薄膜冷卻(film cooling)的排出孔洞(bleed hole)直徑為 0.63cm，實驗中測試了包括平滑通道、90°肋條、60°肋條、60°V 型肋條和 60°倒 V 型肋條，而每一種測試通道都有排出孔洞安置在肋條間距(P)的正中心。結果顯示壓力降和由孔洞排出的質量流率成反比，不論在何種情況下第一通道排出孔洞熱傳提升效果皆比第二通道明顯，整體的熱傳效果而言 60°肋條、60°V 型肋條和 60°倒 V 型肋條效果較佳。當排出孔洞的質量流率為冷卻通道入口總質量流率的 20%~25%之間時不會造成整體平均熱傳的下降，由此可知薄膜冷卻所使用的排出孔洞並不會大幅影響通道內冷卻通道的熱傳效果。

Han et al. (1985) 【9】利用密集的熱電偶線分別研究各種肋條攻角(90° 、 60° 、 45° 、 30°)的靜止正方形冷卻通道在雷諾數為 7000 到 90000 的情況下的熱傳分布情形，肋條間距和高度比(P/e)有 10 和 20 兩種情形，其結果顯示在肋條間距和高度比為 10 的情況下 90° 肋條的整體平均紐賽數約為平滑測試通道的兩倍，而在肋條間距和高度比為 10 和 20 的情況下 45° 和 30° 肋條皆有最佳的熱傳效率，其中 45° 肋條的平均紐賽數約比 90° 肋條高出 25%。

Han et al. (1988) 【10】研究了四種寬高比($AR=0.25$ 、 0.5 、 1 、 2 、 4)的冷卻測試通道配合 90° 連續型肋條在雷諾數為 10000、30000 和 60000 的情況下的熱傳分布情形，各種通道的水力直徑為 4.08~6.8cm 之間，肋條間距和高度比(P/e)為 10 和 20，而肋條的高度(e)在正方形通道($AR=1$)時為 0.24cm 其餘皆為 0.32cm 高，其結果顯示 90° 連續型肋條在無因次化距離比(X/D_h)到達 3 以後局部紐賽數會會收斂在一個定值，並且比平滑的測試通局部紐賽數到高出 2 到 3 倍左右，而 90° 連續型肋條測試通道的上下平滑區熱傳效果也會些微上升 20 到 50%。

Park et al. (1992) 【11】研究了五種寬高比($AR=0.25$ 、 0.5 、 1 、 2 、 4)的冷卻測試通道配合四種肋條攻角(90° 、 60° 、 45° 、 30°)的連續型肋條在雷諾數為 10000、30000 和 60000 的情況下的熱傳分布情形，各種通道的水力直徑為 4.08~6.8cm 之間，肋條間距和高度比(P/e)皆為 10，而肋條的高度

(e)在正方形通道($AR=1$)時為0.24cm其餘皆為0.32cm高，測試通道使用了非常密集的熱電偶線截取不同位置的溫度。結果顯示窄的冷卻測試通道($AR < 1$)比寬的冷卻測試通道($AR > 1$)有更好的熱傳效果，窄的冷卻測試通道和正方形通道($AR=1$)搭配 60° 和 45° 肋條的熱傳效果皆會比搭配其餘肋條角度的熱傳效果佳，而寬的冷卻測試通道則是搭配 30° 和 45° 肋條有較佳的熱傳效果。

有關燃氣渦輪機冷卻葉片中定子(stator)的冷卻通道研究或是早期的實驗測試通道大部分是處於靜止的情況下，但當真實的葉片轉子(rotor blade)旋轉時，內冷卻通道中的科氏力(Coriolis force)也會影響熱傳的分布，Wagner al et. (1991) 【12】研究旋轉的平滑冷卻通道在徑向流出方向的熱傳分布情形，其正方形冷卻通道之邊長為12.7mm，實驗參數如下：雷諾數為12500、25000和50000，旋轉數(Ro)為0到0.48之間，壁面與冷卻空氣密度比值(wall to coolant density ratio)為0.07至0.22。其結果顯示隨著旋轉數的上升其翼後緣面(trailing surface)的熱傳效果也隨之上升，翼前緣面(leading surface)的熱傳效果則隨之下降，翼後緣面的徑向熱傳分布較為平均，但翼前緣面的徑向熱傳分布則有一最低點在通道中心且在旋轉數為0.24時最為明顯，整體來說在旋轉數為0.24時雷諾數的效應已不明顯，而壁面與冷卻空氣密度比值的增加則使翼前緣面和翼後緣面的熱傳效果皆增加。另外實驗中的旋轉數提高可以使研究更貼近真實

的渦輪機葉片狀態，故 Liu et al. (2007) 【13】利用熱電偶線研究了高旋轉數下長方形冷卻通道配合 45°肋條的熱傳分布情形，其旋轉數範圍由 0.1 至 2。Liu et al. (2010) 【14】則研究了高旋轉數下三角型冷卻通道中配合三種連續肋條的熱傳分布情形。

Fu et al. (2006) 【15】研究寬高比為 2 的雙向旋轉冷卻通道配合多種的肋條在旋轉情況下的熱傳分布情形，其結果顯示 45°V 型肋條和 45°破碎 V 型肋條的熱傳效果皆比 45°連續型肋條佳無論是在旋轉或靜止的情況下。

Syson et al. (1996) 【16】利用紅外線熱像儀研究高速旋轉對於感溫液晶(R48C10W)造成的誤差影響，圓盤的向心加速度最高至 16000g，其結果顯示在圓盤轉數為 1000 到 7000RPM 之間紅外線熱像儀和感溫液晶的溫度誤差為 $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ ，也就是說高的向心加速度(16000g)對於感溫液晶 R48C10W 所造成的誤差影響不大。

Lock et al. (2005) 【17】利用閃頻儀所造成的視覺暫留和液晶感溫技術研究高速旋轉圓盤上的熱傳分布情形，用以模擬實際渦輪發電機中的定子輸出冷卻空氣至轉子的突縮通道中的情況，並且分析三種感溫液晶分別在 3000、4000 和 5000RPM 時校正曲線的誤差值，其結果顯示其中 R40C1W 和 R30C1W 感溫液晶的誤差值為 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 而 R13C20W 為 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 。

Zhang et al. (1993) 【18】研究 90°肋條的旋轉三向冷卻通道，各通道之間為一個 180°的 U 型轉折，實驗中肋條間距和高度比(P/e)為 11，雷

諾數為 23000、47000 和 70000，旋轉數(Ro)為 0.023 到 0.0594 之間。其結果顯示 90° 肋條的熱傳效果與平滑通道比較無論在靜止或旋轉的情況中都有顯著的增加，但其肋條的效應會抑制高旋轉數所造成的科氏力影響。

Fu et al. (2004) 【19】研究低寬高比($AR=0.5$ 、 $AR=0.25$)配合 45° 肋條的旋轉雙向冷卻通道，第一個通道和第二個通道之間為一個 180° 的轉折，實驗中肋條間距和高度比(P/e)皆為 10，雷諾數為 5000、10000、25000 和 40000，旋轉數(Ro)為 0 到 0.3 之間，壁面與冷卻空氣密度比值為 0.115，並且搭配 90° 和 45° 通道相對於旋轉平面方位角(orientation)。其結果顯示旋轉的效應造成第一個冷卻通道翼後緣面的熱傳效果上升、翼前緣面熱傳效果下降，但同樣是在旋轉的情況下第二個冷卻通道翼前緣面和翼後緣面的熱傳效果卻較相近，也由於寬高比=0.25 的通道中肋條相對狹小，最低的區域熱傳效果也出現在此實例中。

Wright et al. (2005) 【20】研究三種不同的入口幾何形狀對於寬高比為 4 的寬型冷卻通道在旋轉的情況下之熱傳效果影響，其入口幾何形狀有完全發展型、突縮型和平行突縮型並搭配通道圓角三種，實驗中肋條間距和高度比(P/e)皆為 10，雷諾數為 5000 到 40000 之間，旋轉數(Ro)為 0 到 0.302 之間，壁面與冷卻空氣密度比值為 0.12，有平滑冷卻通道和 45° 肋條冷卻通道兩種情形，並搭配 135° 通道相對於旋轉平面方位角(orientation)。其結果顯示入口效應無論在靜止或是旋轉的平滑通道對熱傳效果的影響都

非常顯著，而平滑通道搭配突縮型或平行突縮型的熱傳效果幾乎都比完全發展型佳無論是靜止或是旋轉的情況下，而在有 45° 肋條的通道中也是突縮型或平行突縮型熱傳效果較佳且其熱傳效果沿著無因次化距離比(X/D_h)衰退的比平滑通道還要慢。

Liu et al. (2008) 【21】研究高旋轉數下寬高比為 0.25 的雙向通道之熱傳分布情形，實驗的冷卻空氣由直徑為 9.525mm 的圓管進入入口區域並直接衝擊至壁面後再轉折 90° 通過水力直徑為 20.32mm 的第一個冷卻通道測試區後轉折 180° 進入第二個冷卻通道測試區，實驗中的雷諾數為 10000、15000、20000、30000 和 40000，旋轉數為 0 到 0.67 之間，壁面與冷卻空氣密度比值為 0.1 和 0.16，文中也將其他實驗【20】、【22】、【23】中同樣擁有複雜入口幾何特徵的平滑冷卻通道之熱傳效果在相近的雷諾數條件下 ($Re=40000\sim 50000$) 沿著主流方向做為比較，結果顯示入口區域越是複雜、曲折或突擴可能造成的熱傳效果也較高，在旋轉數不高的情況下入口效應也降低了第一個測試通道的旋轉效應對熱傳的影響，但通過 180° 轉折區後入口效應則變得相當微弱，而隨著旋轉數的上升第一個測試通道的翼前緣面熱傳效果有先降後升的情況，其轉折點為旋轉數為 0.3 時。另外第二通道的翼前緣面和翼後緣面之熱傳效果則是隨著旋轉數上升而上升。

渦輪機葉片的冷卻技術研究除了上述的幾種方法外，也可以使用電腦模擬或是以質傳的方法來實驗，Su et al. (2004) 【24】用電腦模擬的方式研

究了三種寬高比($AR=1、2、4$)的旋轉雙向冷卻通道配合 45° 連續型肋條在雷諾數為 10000 和 100000 的情況下的熱傳分布情形和三維內部流場分析，其肋條間距和高度比(P/e)為 10，旋轉數的範圍為 0 至 0.28 之間。Kim et al. (2007) 【25】利用質傳的方法研究平滑雙向冷卻通道和 90° 肋條雙向冷卻通道在旋轉情況下的壓力降和熱傳表現，其旋轉數為 0 至 0.2。

1-5 研究目的

為了提高燃氣渦輪機的使用效率，渦輪機的燃燒室所輸出的溫度也越來越高，而葉片的材料所承受的熱量也隨之提升，保護葉片結構的完整性和提升葉片的使用壽命是很重要的課題，然而除了研發新的葉片材料或是鍍膜技術外，目前葉片冷卻技術的相關研究也非常的廣泛，燃氣渦輪機內冷卻通道之相關文獻大部分著重於肋條的種類、角度、通道與旋轉平面的方位角、通道的幾何形狀和旋轉數的高低等等，但燃氣渦輪機葉片內的冷卻通道可能並不是一個等截面積的空間，其內部冷卻通道常常是立體崎嶇且複雜的，冷卻通道內可能含有轉折或突縮的構造，這類的幾何形狀會造成熱傳效果分布很大的影響。故本實驗選擇三種入口幾何形狀作為主體，並運用暫態感溫液晶技術量為本實驗的量測工具，從中分析出入口幾何形狀對於熱傳分布的影響，相信對於流體應用於燃氣渦輪機冷卻技術上會有更進一步的認識，也期望在實驗下所得到的數據及結果，在未來能有機會

應用在實際的情況中，對於渦輪葉片及其他工業技術的設計改良能有所貢獻。

本實驗主要的參數如下：

1. 雷諾數設定為 15000、20000、25000 和 30000
2. 旋轉數(Ro)為 0 至 0.023 之間
3. 冷卻通道的水力直徑(D_h) 為 12mm
4. 寬高比(AR)為 1:1.5
5. 冷卻通道中的肋條和主流方向的攻角為 90 度
6. 肋條高度與水力直徑比值(e/D_h)為 0.125
7. 肋條間距與高度比值(P/e)為 10
8. 測試通道長度與水力直徑比值(L/D_h)為 10.833
9. 入口高溫流體之參考溫度(T_m)為 50°C
10. 入口幾何形狀有完全發展型、3 比 2 突縮型和 3 比 1 突縮型
11. 突縮通道使用的導角為：無導角、圓型導角

第二章 理論基礎

2-1 暫態液晶量測原理

Critoph et al.(1999)【26】說明感溫液晶量測方法可分為暫態和穩態，本實驗使用暫態感溫液晶量測法，Velencia et al.(1995)【27】的文獻中提到暫態液晶量測技術可分為薄壁面方法(Thin Wall Method)及厚壁面方法(Thick Wall Method)兩種，本實驗所使用的是厚壁面方法，模型材料為低熱傳導的壓克力材質，熱傳導係數為 $0.25\text{W/m}^\circ\text{C}$ 、等壓比熱為 $1.46\text{KJ/Kg}^\circ\text{C}$ 、密度 1190Kg/m^3 並選用暫態液晶法來量測，並假設所建立的觀測面為一半無窮長的區間，將此熱傳問題簡化成一維暫態，其半無窮長區域的一維暫態熱傳統御方程式可表示如下：

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.1)$$

$$\text{初始條件：} T = T_{w,i}, \text{ 在 } t = 0, x \geq 0 \text{ 時} \quad (2.2)$$

$$\text{邊界條件：} -k \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = h(T_m - T_w), \text{ 在 } x = 0, t > 0 \text{ 時} \quad (2.3)$$

$$\alpha = k / \rho C_p$$

其中 α 為壓克力之熱擴散係數， h 為局部熱對流係數， $T_{w,i}$ 為觀測面表面初始溫度， T_w 為實驗中觀測面隨時間變化的表面溫度， T_m 為流體的參考

溫度，並假設材料性質 ρ 、 C_p 和 k 皆為一定值，不隨時間、溫度或位置變化而改變，並將統御方程式利用拉普拉斯轉換(Laplace Transform)來求解，可得如下結果：

$$\frac{T_w - T_{w,i}}{T_m - T_{w,i}} = 1 - \exp\left(\frac{h^2 \alpha t}{k^2}\right) \operatorname{erfc}\left(\frac{h}{k} \sqrt{\alpha t}\right) \quad (2.4)$$

其中 $T_{w,i}$ 、 ρ 、 C_p 和 k 等參數為已知， T_w 為實驗中觀測面隨時間 t 而變化的表面溫度，此溫度可由液晶量測計算得知，但通道內流體參考溫度 T_m 流入測試區後會因通道內溫度的變化而有所改變，導致流體參考溫度與時間的關係並非定值，所以必須利用杜罕莫疊加原理(Duhamel's superposition theorem)來做修正，修正後如下：

$$T_w - T_{w,i} = \sum_{j=1}^N \left[1 - \exp\left(\frac{h^2 \alpha (t - \tau_j)}{k^2}\right) \times \operatorname{erfc}\left(\frac{h \sqrt{\alpha (t - \tau_j)}}{k}\right) \right] [\Delta T_m] \quad (2.5)$$

其中 ΔT_m 、 τ_j 分別代表溫度增加量和時間步階變化

根據修正後的公式可求得觀測目標面的熱對流係數 h ，在經由公式(2.6)可利用熱對流係數(h)、空氣熱傳導係數(k_f)及通道水力直徑(D_h)得到一無因次參數：紐賽數(Nusselt number Nu)，進而分析觀測目標面的熱傳效果。

$$Nu = hD_h / k_f \quad (2.6)$$

並利用紊流在非旋轉平滑圓管內完全發展流場的經驗公式(2.7)做為一個熱傳效果隨著雷諾數改變的參考值。

紐賽數(Nu)與 Dittus/Boelter-McAdams 關係式之比值：

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \frac{hD_h}{k_f} \frac{1}{(0.023Re^{0.8} Pr^{0.4})} \quad (2.7)$$

當燃氣渦輪機葉片旋轉時會產生科氏力及離心浮力，在高速旋轉的情況下會對冷卻通道內部的熱傳效果產生極大的改變，而為了定量分析旋轉數對於熱傳的影響，選用了此一無因次參數：

旋轉數(rotation number Ro)

$$Ro = \frac{\Omega D_h}{V} \quad (2.8)$$

2-2 觀測目標面厚度

在實驗中，為了符合先前的半無窮長區間的一維暫態熱傳假設，測試區域壓克力的厚度設定是參考 Wagner et al. 【28】所設定的公式，在此厚度範圍內才可以有效的符合半無窮長區間的一維暫態熱傳假設，也可以將計算得到的局部熱對流係數誤差降低，其公式如下：

$$\tau_d = \frac{\alpha t}{d^2} < \frac{1}{4} \quad (2.9)$$

將壓克力(acrylic)的熱擴散係數及暫態量測時間(30~90s)代入上式，根據此公式將測試區域壓克力的厚度設為 1cm。

2-3 靜止液晶校正曲線

在實驗開始測試前，必須先對液晶顯色情況做正確的校正，並將校正曲線圖和數據擷取完成，校正前需準備一塊背面有盲孔的銅片並在其正面噴上一層黑漆確保校正時的背景和實驗時的測試通道背景相同，再將熱電偶線(Type T Thermocouple)以高熱傳系數的 Ω 膠(Satlon 製造 型號：primer 606)黏於銅片背面上的盲孔中用以記錄銅片溫度的變化過程，並同時在壓克力測試面和銅片上噴塗上相同厚度感溫液晶層，完成後將黏有熱電偶線之銅片置於測試通道的正中心，並固定光源和攝影機的位置並確保此位置和往後的實驗相同，以上的程序完成後即可開始進行校正。

校正時首先設定熱風加熱器以較低的電流穩定加熱至指定溫度，當確定溫度達到設定溫度時轉動三向閥將熱空氣送入測試通道中，同時由熱電偶線紀錄銅片的溫度變化，另一方面，也同時由 CCD 攝影機將銅片表面顏色變化過程記錄下來，所擷取之影像再經由 MATLAB 影像處理程式由 RGB 系統轉換成 HSV 系統，從中得到色調(Hue)值，在不同的溫度下會呈現出不同的色調，由過程紀錄下的溫度值及色調值，可以計算出溫度色調關係曲線圖，

亦稱為液晶校正曲線圖，此圖亦為正式實驗時液晶變色所對應溫度之依據。

2-4 旋轉液晶校正曲線

當測試通道在高速旋轉時，除了利用高速攝影機可以拍攝到清晰的影像外，也可以經由閃頻儀發出與旋轉速度相同頻率的光源以達到視覺暫留的效果，便可以使非高速攝影機也能輕鬆拍攝到清晰的液晶顏色變化影像，由於旋轉機台與閃頻儀之間的頻率必定有微小的誤差，此時攝影機所拍攝到的影像可能會偏離一個微小的誤差角度，此微小的誤差角度由光電式轉速計(CHY-250)的誤差計算而來($\pm 0.02\% \cdot 360\text{RPM} \cdot 1/60\text{Min} \cdot 2\pi =$ 每秒最大誤差角度為 0.432°)，此誤差角度造成光源反射的方向和靜止的實驗有所差別，故分別在實驗機台上設定測試通道偏離正負1度和正負3度的位置上，並且在這四個位置上重複量測液晶校正曲線，觀察角度對液晶校正曲線所造成的誤差。

而閃頻儀光源的訊號輸入為一個由波型產生器輸出之固定頻率方波，其占空比(Duty cycle)則影響其視覺暫留的時間長短，也代表光源開啟與關閉時間的比，當占空比越低會造成光源開啟的時間降低，而旋轉的物體在這微小時間內位移有限，故占空比越低其視覺暫留的效果越好，由於本實驗會調整占空比大小，所以也需要對占空比的不同做液晶校正。

2-5 不準度分析

本實驗不準度分析(Uncertainty)之計算是根據 Moffat 在 1988 年所提出的分析方法【29】，文中提到實驗的總結果 R 是由一連串的量測數據 $X_1, X_2, X_3, \dots, X_N$ (無論是由量測工具或是人為觀察) 所計算得知，故 R 的組成函數可以由(2.10)式表示：

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

文中定義 X_i 為一量測結果之數值，其有一量測誤差為 δX_i ，並將其量測誤差所造成的量測結果數據表示成：

$$X_i = X_i(\text{measured}) \pm \delta X_i \quad (2.11)$$

並且必須符合以下定義：

1. 最精準的量測結果為 $X_i(\text{measured})$
2. X_i 量測的不準度最大值為 δX_i
3. $\pm \delta X_i$ 的值大於 X_i 的機率應為 2.5% 以下

文中並參考 Kline and McClintock 在 1953 年的論述【30】，在實驗中若第 i 項量測數據有誤差存在時，將 R 對 X_i 作偏微分可得： $\delta R_{X_i} = \frac{\delta R}{\delta X_i} \delta X_i$

(2.12)

而當實驗中的結果 R 函數中有數個各別獨立的量測誤差，則將其總實驗誤差用統計平方公差法(root-sum-square method)表示：

$$\delta R = \left\{ \sum_{i=1}^N \left(\frac{\delta R}{\delta X_i} \delta X_i \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (2.13)$$

利用(2.13)式前必須先計算出各實驗量測參數之不準確度，而(2.4)式為本實驗計算局部熱對流係數 h 之關係式，其中熱電偶線所測得的流體參考溫度為 T_m 、表面初始溫度為 $T_{w,i}$ 、測試面上塗佈之液晶經校正曲線轉換為 T_w 、影像擷取和熱電偶線溫度變化的時間誤差 t 和 Thermal Product ($\bar{k} = \sqrt{\rho C_p k} = \frac{k}{\sqrt{\alpha}}$) 為組成 h 的參數，此函數由(2.14)式表示之：

$$h = h(T_m, T_w, T_{w,i}, t, \bar{k}) \quad (2.14)$$

再將(2.14)式代入(2.13)式，可得：

$$\delta h = \left[\left(\frac{\delta h}{\delta T_m} \delta T_m \right)^2 + \left(\frac{\delta h}{\delta T_w} \delta T_w \right)^2 + \left(\frac{\delta h}{\delta T_{w,i}} \delta T_{w,i} \right)^2 + \left(\frac{\delta h}{\delta t} \delta t \right)^2 + \left(\frac{\delta h}{\delta \bar{k}} \delta \bar{k} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.15)$$

(表 2.1) 表示經計算後的各量測參數之誤差量，表中也列舉出本實驗各參數的誤差範圍，並且以本實驗非肋條正上方的局部熱對流係數值計算其不準確度，可以計算出局部熱對流係數 h 之總誤差量，即：

$$\begin{aligned} \delta h &= [(39.536)^2 + (47.706)^2 + (21.406)^2 + (0.484)^2 + (10.586)^2]^{1/2} \\ &= 66.4(\text{W/m}^2\text{°C}) \end{aligned}$$

故本實驗之不準確度 $\delta h/h$ 為 25.6%

h = 259.376					
	T_m	$T_{w,i}$	T_w	t	\bar{k}
Uncertainty	0.5°C	0.5°C	0.2°C	0.2s	26.9
	h_{T_m}	$h_{T_{w,i}}$	h_{T_w}	h_t	$h_{\bar{k}}$
	219.84	211.67	237.97	259.86	248.79
	δh_{T_m}	$\delta h_{T_{w,i}}$	δh_{T_w}	δh_t	$\delta h_{\bar{k}}$
$\frac{\delta R}{\delta X_i} \delta X_i$	39.536	47.706	21.406	0.484	10.586
$\delta h/h = 25.6\%$					

表 2.1：不準度分析-各項參數誤差表

第三章 實驗設備與步驟

本實驗的設備主要分為兩大部分，第一部份液晶感溫量測技術之相關設備其中有感溫液晶、閃頻儀光源、影像擷取系統等，第二部份為建構量測環境所需之設備如：空氣來源、流量控制系統、空氣加熱系統、高速旋轉機構、測試部、溫度量測系統等。

3-1 液晶感溫設備

3-1-1 感溫液晶

感溫液晶在使用上可以依不同的需求而選擇不同的溫度區域，本實驗使用的感溫液晶(LCR hallcrest公司製造 型號：SPN100/R30C5W)，根據原廠說明書的測試報告表示液晶的紅色起始溫度為 30.5°C ，綠色起始溫度為 31.2°C ，藍色起始溫度為 35.2°C 。實驗過程中，利用噴槍將感溫液晶均勻地噴塗在透明壓克力製成的觀測區域上，待感溫液晶乾燥後再以相同的方式將黑漆(LCR hallcrest公司製造 型號：SPB100)均勻地噴在感溫液晶表面上，噴塗黑漆之目的為減少實驗過程反光與折射的問題並且統一校正和測試通道的背景顏色。而在實際的測試中，液晶校正曲線會因為實驗時的光源位置、強度和角度、相機種類和擷取角度等等與製造商出廠測試時有所不同，所獲得的液晶顯色特性也會因此而改變，故在正式實驗前，絕對有做液晶校正的必要性，以確保實驗數據的準確性。

3-1-2 光源

在實驗過程中必須在穩定的光源下進行試驗，因為光源的變動對於實驗的結果會有所影響，另外感溫液晶若長期曝曬於紫外線下其校正曲線也會有所偏移，因此在實驗室內所有的窗戶都必須加裝黑色布幕，在實驗開始前必須關上黑色布幕確保無任何光源或紫外線進入，另外已塗上液晶之測試通道在非實驗時則以軟布包覆並保存在無光的環境下，實驗光源方面，選用定電流電源供應器配合 160mm*160mm 陣列型 LED 作為實驗光源，並且使用一波型產生器調整其輸出頻率和占空比大小，在旋轉的實驗時作為閃頻儀使用。

3-1-3 影像擷取

影像擷取之設備為SONY DSC-HX9V相機，最高解析度(resolution)為1440×1080，速度為30fps，光圈值為F3.3(W)-5.9(T)焦距為4.28-68.48mm，當相機位置調整好進行校正後，就不能在對相機位置在做任何更動，之後的測試相機的位置也都要一致，因為相機觀測角度也會影響感溫液晶顏色的讀取結果，如一定要移動相機位置，則必須在移動後重新再對液晶的顏色變化進行校正。

3-2 環境設備

3-2-1 空氣來源與流量控制系統

空氣來源主要是由一台 5 馬力的往復式空氣壓縮機(FUSHENG 製 型號: HTA-80)加壓至大型空氣桶提供，實驗的最大吐風量達 800 L/min。流量控制是選用電子流量計(TOKYO KEISO 製 型號: TF-4000)來量測，其流量範圍為 0~800 L/min，流體為空氣且溫度為室溫時其出廠精確度為 $\pm 2\%$ 。

3-2-2 空氣加熱系統與溫度擷取系統

空氣加熱系統是由以 220 伏特交流電源供應的熱風加熱器(彰化電熱製)進行加熱，熱風加熱器分為與管道連結的加熱管及溫度控制器兩部份，溫度控制器可以設定所需要加熱的目標溫度和加熱電流量，在加熱過程中，也可以隨時調整溫度設定值或電流的大小。溫度擷取系統方面，在冷卻測試通道的入口與出口處鑽孔放入熱電偶(T-type)線後封死，在熱電偶另一端連接熱電偶線集線器(National instruments 製 型號: NI cDAQ-9172)，由 USB 傳輸線連接至電腦使用 Labview express 3.0 擷取並完整的紀錄溫度對應時間軸資料。

3-2-3 旋轉機構和管線架構

為了研究旋轉中冷卻通道入口效應對熱傳效果的影響，將冷卻通道掛載於旋轉機台上。機台底部的中空旋轉軸經由齒輪與皮帶由一台 25 馬力的變頻式馬達來帶動，此馬達經由變頻控制器輸出每分鐘 0~500 轉的轉速。而中空旋轉軸由機台底部經過旋轉軸承向上延伸並垂直於工作平臺且與旋轉臂相垂直連接。冷卻通道則掛載於旋轉臂的一端於工作平臺的平面上方水平旋轉並藉由光電式轉速計可量測冷卻通道的轉速，而旋轉臂的另外一端則為活動式平衡用鐵塊。整個旋轉機構的材質皆為鋁合金，而整個旋轉機台由於需要承受旋轉時所造成的震動與搖晃，故整體支架採用不銹鋼柱打造。其中冷卻通道出入口的熱電偶線(T-type)的訊號可經由旋轉軸正上方的滑動環式電路旋轉連接器(Moog 製 型號:AC6275)連接，藉由之前所介紹的熱電偶線集線器和電腦做溫度資料的擷取與紀錄。

由流道示意圖【圖 3-1】可知，往復式空氣壓縮機產生的空氣經由空氣桶流出後，經過集水杯(filter)將空氣乾燥再經過調壓閥調整壓力，而後通過控制流量的針型閥後藉由電子式流量計測量體積流量，並且由空氣加熱系統加熱至指定溫度，最後由三向閥送入機台底部的旋轉接頭進入中空旋轉軸，沿著旋轉軸往上流動到達旋轉臂上的出口並進入冷卻通道內，再由冷卻通道的出口排放至大氣中。其中當空氣經過加熱系統後的所有管線皆以用絕熱材質包覆降低熱損失，更可節約實驗用電和加熱時間。

3-2-4 測試部模型

測試區域材料為透明壓克力(acrylic)，加熱空氣在進入觀測區前會先經過一段長度為 120mm(無因次化距離比 $X/D_h=10$)的入口區域，此入口區域有三種對應的高度分別為(10mm、15mm 和 30mm)【圖 3-2】和兩種對應的突縮邊界條件分別為無導角和圓型導角【圖 3-3】，而測試區通道【圖 3-4】寬度為 15mm 高度為 10mm，水力直徑為 12mm，測試通道長度為 130mm(無因次化距離比 $X/D_h=10.83$)，並且搭配 90° 肋條(高度與寬度為 1.5mm，間距為 15mm)於通道之中。入口區與測試通道為一個防洩氣的設計，兩者結合後會以 O-ring 防漏並插入一個由電木製成的圓盤結構，並用螺絲鎖上再以矽膠封住螺絲周圍防止氣體洩漏，而此圓盤會以 12 根 M6 螺絲固定於旋轉機構的白鐵圓盤上，整個通道的外圍再以鋁合金製作的保護架鎖上以免結構因旋轉而鬆脫【圖 3-5】。

3-3 實驗步驟

1. 開啟 LED 光源，將 LED 的輸入電流調整至 1 安培，並開啟波型產生器之電源備用，再確認實驗室各窗戶上的隔光版無漏光。
2. 開啟電腦中的 Labview express 3.0 並確定每個熱電偶線訊號接正常，且對照其溫度顯示符合溫度計的室溫，並記錄室溫於實驗手冊上。
3. 開啟空氣壓縮機至空氣桶儲氣量為飽和後，檢查調壓閥之指標為一大氣

壓力後開始送風至熱風加熱系統。

4. 利用針型閥及電子式流量計來調整所需之流量範圍。
5. 開啟熱風加熱系統，並設定預加熱之溫度上限和輸入電流量，要注意在啟動加熱前，必須確認管路內要有空氣流動才能開啟加熱器以免空燒導致儀器損壞。
6. 將變頻式馬達控制器開啟並調整頻率至實驗所需之轉速。
7. 調整波型產生器的頻率和轉速達到穩定同步。
8. 將攝影機開啟後對焦，並且開始錄影。
9. 待溫度達到設定點後，旋轉三向閥使熱風進入測試部，測試區溫度也隨時間同步由電腦記錄紀錄。
10. 將擷取的影像利用影像轉換的程式(matlab)作處理，加上所測得的溫度值對應影像之時間，將數據統整並進行分析。
11. 改變空氣流量，重複步驟 1 到 10。
12. 更換不同形式的入口幾何形狀，重複步驟 1 到 11。

第四章 結果與討論

4-1 液晶校正結果

4-1-1 校正重複性與攝影機白平衡校正

利用熱電偶集線器記錄的溫度變化與攝影機拍攝銅片表面的顏色變化，藉由 Matlab 程式將影像畫素中的 RGB 值轉換為 HSV 系統中的色調值，可得到溫度與色調的對照曲線圖，重複此校正並且對照攝影機開啟白平衡調整 LED 光源之色溫，可得以下之結果【圖 4-1】。其結果顯示當色調值約在 15 至 131，其所對應的溫度則在 30°C 至 33°C 間的最大誤差約為 0.5°C 即 1.5%，此時的液晶顏色變化過程約為紅色至綠色，而溫度在過 33°C 之後的校正誤差則快速縮小至 0.2°C 即 0.6%，此時的液晶顏色變化過程約為綠色至藍色，此區段也為實驗時較佳的液晶溫度範圍。

4-1-2 攝影機拍攝角度校正

在旋轉的實驗過程中使用閃頻儀將測試區成像在同一平面上，但閃頻儀的頻率與機械式的旋轉機台頻率同步情形難免有誤差(精準至小數點第二位)，故必須評估此微小的角度變化對液晶校正曲線的影響。【圖 4-2】顯示在偏差角度為正負一度時的最高誤差約為 0.6°C 即 1.8%，此最高誤差出現於 34°C 即色調值為 155 左右，而當偏差角度增加至正負 3 度時，最高誤差

則增加至 0.9°C 即 2.5%，此最大誤差出現於 36.2°C 即色調值為 180 左右，因此在實驗過程中拍攝誤差角度的範圍內(每秒最大誤差為 0.432°)造成的量測誤差是可以接受的。

4-1-3 閃頻儀之占空比校正

實驗設備中的 LED 光源經由一訊號產生器所輸出之固定頻率方波達到 LED 光源閃頻的效果，其方波的占空比(Duty cycle) 【圖 4-3】比例為影響 LED 發光時間長短之重要參數，當占空比為 100%時表示 LED 恆亮，50%則表示 LED 發光時間與熄滅時間各半，1%則是 LED 發光時間與熄滅時間的比例為 1 比 99。當占空比非常低且燈光和旋轉物體的頻率同步時可以達到視覺暫留的效果，故占空比對於液晶校正曲線的影響是必須討論的【圖 4-4】。其結果顯示最大的溫度誤差為 0.8°C 即 2.1%，此最大誤差出現於 39°C 即色調值為 220 左右，也由於本實驗在靜止的情況下使用的占空比為 100%，而測試通道旋轉時則使用的占空比為 1%，故僅對此兩種情況校正。

4-2 加熱時間與時間步階間隔

4-2-1 加熱時間長短對熱傳結果之影響

本實驗的暫態液晶量測法假設加熱壓克力測試面為一維暫態熱傳導，在靜止的 3 比 1 突縮型冷卻通道配合雷諾數為 25000 的實驗中，其加熱總時

間為八十五秒鐘，為驗證其熱傳結果因不受加熱時間長短所影響，故分別選擇加熱時間七十五秒和八十秒的熱傳分布結果做為對照，【圖 4-5】表示 3 比 1 突縮型在雷諾數為 25000 時加熱時間分別為七十五秒、八十秒和八十五秒之溫度分布圖，可以看出其溫度分布隨著加熱時間的增加而增加，此溫度分布僅是測試面上液晶顏色變化經由校正曲線所讀出，可代表瞬時的溫度分布情形。【圖 4-6】則分別表示三種加熱時間下的紐賽數分布圖，其紐賽數分布的結果非常相似，其中加熱時間八十五秒的整體平均紐賽數為 135.35，而加熱時間八十秒的整體平均紐賽數為 140.64 兩者加熱時間相差五秒，其整體平均紐賽數增加了 3.76%，而加熱時間七十五秒的整體平均紐賽數為 128.13 兩者加熱時間相差十秒，其整體平均紐賽數減少了 5.3%，由此說明不同加熱時間的長短對其熱傳分布造成的誤差明顯的小於實驗之不準度。

4-2-2 時間步階間隔對熱傳的影響

本實驗利用杜罕莫疊加原理計算測試區之熱傳表現，其時間步階間格的大小需使得曲線收斂並且接近溫度增量曲線，【圖 4-7】表示溫度增量和時間變化圖，【圖 4-8】表示 3 比 1 突縮型測試通道在雷諾數為 20000 時分別使用時間步階間格為零點二秒和零點一秒之紐賽數分布圖，由圖中幾乎看不出任何差異，而時間步階為零點二秒之整體平均紐賽數為 128.3445，時

間步階為零點一秒之整體平均紐賽數為 128.4616 兩者差異甚小，而由於時間步階間格為零點一秒之收斂曲線最接近溫度增量曲線，因此本實驗之所有數據皆採用時間步階間格為零點一秒計算。

4-3 完全發展型入口之熱傳分析

4-3-1 雷諾數對熱傳效果之影響

實驗時加熱空氣先經過一個無因次化距離比(X/D_h)為 10 的等截面積完全發展型入口由左方流至右方後排至大氣之中，而冷卻通道中的肋條主要用以增加熱傳效果，其原理如下，【圖 4-9】表示當流體接觸到肋條側面時會產生流體分離(Separation)的效應，並在下一個肋條和此肋條間的測試面上形成流體再接觸(Reattachment)後造成一對稱的高熱傳區域，而每一肋條的背面則會造成一段狹窄的迴流區(Reversal)，此區域的熱傳區效果通常較低。【圖 4-10】表示完全發展型入口搭配 90° 連續肋條在四種雷諾數情況下之紐賽數分布圖，隨著雷諾數由 15000 增加至 30000 整體的紐賽數也隨之增加，由圖中可看出高熱傳區域位於肋條上與流體再接觸後造成的對稱鐘型區域，而低熱傳區域則發生在肋條後的狹窄區域和上下壁面的邊緣，圖中也可看出隨著雷諾數的增加高低熱傳區域的相對位置並沒有明顯的改變，但高熱傳對稱鐘型區域的大小則隨著雷諾數的增加漸漸擴大，而高熱傳區域沿著無因次化距離比(X/D_h)的延伸效果則是雷諾數為 25000 和 30000 最好，在接近出口的区域可以發現低雷諾數的情況下高熱傳區域的紐

賽數漸漸的衰退，甚至連肋條上的熱傳效果都有下降的趨勢。

4-3-2 旋轉對熱傳效果之影響

將測試通道旋轉(360RPM)可使實驗更貼近真實渦輪機轉子葉片內冷卻通道的熱傳情況，而旋轉的科氏力也會影響熱傳效果的分布，【圖 4-11】表示完全發展型入口搭配 90° 連續肋條在雷諾數為 15000 旋轉數(Ro)為 0.023 在徑向流出的情況下之翼前緣面(Leading)和翼後緣面(Trailing)的紐賽數分布圖並與靜止的情況作為比較，其結果顯示旋轉的效應將流體往翼後緣面推擠造成翼後緣面的整體熱傳效果較靜止時高，反之翼前緣面的整體熱傳效果則較靜止時低，其中高熱傳區延伸效果為翼後緣面最佳，且在前四根肋條有明顯的熱傳提昇效果，旋轉的效應使得翼前緣面的高熱傳區延伸效果在流體經過第五根肋條後有衰退的現象，連帶造成第五根肋條後高熱傳鐘型區域面積縮小。

【圖 4-12】則表示完全發展型入口搭配 90° 連續肋條在雷諾數為 25000 旋轉數(Ro)為 0.017 在徑向流出的情況下之翼前緣面和翼後緣面的紐賽數分布圖並與靜止的情況作為比較，其結果顯示翼後緣面和翼前緣面的整體熱傳效果與靜止的情況並無太大的差異，但翼後緣面的高熱傳區鐘型區域在第六根肋條後則較不飽滿相對破碎，而翼前緣面的熱傳效果則是在肋條表面上有小幅度的減少，但高熱傳鐘型區域則與靜止相似，因為旋轉數不

高的緣故導致旋轉科氏力影響熱傳分布的效果有限。

4-3-3 翼展方向之平均紐賽數比

【圖 4-13、14、15】分別表示完全發展型入口搭配 90° 連續肋條在靜止和旋轉時所量測的翼展方向(Span-wise)之平均紐賽數比，整個測試面所拍攝的流線方向長度為 10.83 倍的無因次化距離比(X/D_h)，其影像長度為 700 像素並包含七根肋條，故將流線方向切為七等份，每等份的長度為 100 像素並包含一根肋條，以便表達其平均紐賽數比沿著流線方向之變化。由【圖 4-13】可看出當流場雷諾數為 15000 和 20000 時，流場經過無因次化距離比為 3.4 後其紐賽數比沿著流線方向下降，而當流場雷諾數為 25000 和 30000 時其紐賽數比沿著流線方向下降的趨勢則相對微弱，且在前四根肋條之前紐賽數比皆有持平的現象，而整體來說低雷諾數的翼展方向之平均紐賽數比高於高雷諾數的翼展方向之平均紐賽數比，但流場雷諾數為 25000 和 30000 的翼展方向之平均紐賽數比卻十分的相近。

由【圖 4-14】可看出當旋轉數達到 0.023 時，其翼後緣面之紐賽數比沿著流線方向的趨勢與靜止時大致相同，但由於旋轉的科氏力將流體往翼後緣面推擠其平均紐賽數比較靜止的情況高出一些，相反的旋轉的科氏力將流體帶離翼前緣面則使得其平均紐賽數比沿著流線方向有下降的趨勢，並且出現小幅度的跳動其整體趨勢與靜止情況稍有差異。【圖 4-15】表示相

同轉速(360RPM)下，當雷諾數提升至 25000 之翼展方向平均紐賽數比沿著流線方向的分布情形，其旋轉數下降至 0.017。由圖中可以看出其翼後緣面之紐賽數比沿著流線方向出現小幅度的跳動，旋轉的科氏力亦無法提昇無因次化距離比(X/D_h)為 5 之後的熱傳效果，且翼前緣面之翼展方向平均紐賽數比沿著流線方向一開始雖有小幅度的下降，但由於其旋轉數(Ro)不高的關係，整體來說其紐賽數比與靜止的情況沒有太大的差異。

4-4 突縮比例 3 比 2 入口之熱傳分析

4-4-1 雷諾數對熱傳效果之影響(3 比 2 突縮入口)

3 比 2 突縮型入口表示流體在到達測試區前入口高度由 15mm 突縮降至 10mm，【圖 4-16】表示 3 比 2 突縮型入口搭配 90°連續肋條在四種雷諾數情況下之紐賽數分布圖，隨著雷諾數由 15000 增加至 30000 其整體的紐賽數也隨之增加，由圖中可看出高熱傳區域和低熱傳區域的位置和完全發展型相似，也可看出隨著雷諾數的增加高熱傳區域和低熱傳區域的相對位置沒有明顯的改變，而高熱傳區域的延伸效果則是雷諾數為 15000 最差，在接近出口的位置可以發現雷諾數為 15000 的情況下的紐賽數漸漸的衰退且其高熱傳對稱鐘型區域至第五根肋條後縮小且不飽滿，而在雷諾數為 30000 的情況下所有的高熱傳區域完整且延伸的效果最好，高熱傳對稱鐘型區域幾乎沒有縮小或衰退的趨勢。

4-4-2 旋轉對熱傳效果之影響(3 比 2 突縮入口)

【圖 4-17】表示 3 比 2 突縮型入口搭配 90° 連續肋條在雷諾數為 15000 旋轉數(Ro)為 0.023 在徑向流出的情況下之翼前緣面和翼後緣面的紐賽數分布圖，其結果顯示旋轉科氏力造成翼前緣面的整體熱傳效果較靜止時低也造成高熱傳區延伸效果衰退，反之翼後緣面的高熱傳區延伸效果則是三者中最佳且其整體熱傳效果亦為最好的，其前六根肋條的高熱傳對稱鐘型區域亦有明顯的熱傳提昇效果，且入口突縮所造成的熱傳效果上升在翼後緣面最為明顯，其中又以第二至第四根肋條的熱傳效果最佳。

【圖 4-18】則表示 3 比 2 突縮型入口搭配 90° 連續肋條在雷諾數為 25000 旋轉數(Ro)為 0.017 在徑向流出的情況下之翼前緣面和翼後緣面的紐賽數分布圖，其結果顯示翼後緣面和翼前緣面的整體熱傳效果分布位置與靜止的情況並無太大的差異，其中翼後緣面的熱傳效果則是在第二至第四根肋條之間有小幅度的增加且高熱傳對稱鐘型區域則與靜止相似，而翼前緣面的高熱傳對稱鐘型區域在第五根肋條後則較不飽滿且相對不均勻且肋條表面上的熱傳效果為三者之中最低。

4-4-3 翼展方向之平均紐賽數比(3 比 2 突縮入口)

【圖 4-19、20、21】分別表示 3 比 2 突縮入口搭配 90° 連續肋條在靜止和旋轉時所量測的翼展方向之平均紐賽數比，由【圖 4-19】可以看出當流

場雷諾數為 15000 時突縮的入口效應使其紐賽數比沿著流線方向上升到無因次化距離比約為 4 時達到 3.2 的最高點，其紐賽數比直到無因次化距離比為 7.5 後開始衰退，並在接近出口處達到最低點，而當流場雷諾數為 20000，25000 和 30000 時其入口效應雖然不明顯，但在完全發展入口所出現的紐賽數比沿著流線方向緩緩下降的趨勢已經消失，並且在無因次化距離比為 3.4 後有緩緩上升的趨勢，而整體紐賽數比以流場雷諾數為 15000 的情況最高且入口效應最為明顯。

由【圖 4-20】可看出當旋轉數達到 0.023 時，其翼後緣面之紐賽數比沿著流線方向的起伏與靜止時略有不同但趨勢相近，旋轉科氏力使翼後緣面的紐賽數在無因次化距離比為 6.2 後比靜止的情況高出一些，相反的旋轉科氏力使得翼前緣面的紐賽數比相較於靜止的情況低，並有抑制入口效應的現象發生，故在翼前緣面的前段熱傳效果沒有出現明顯的提升。【圖 4-21】表示相同轉速(360RPM)下，當雷諾數提升至 25000 之紐賽數比沿著流線方向的變化情形，其旋轉數下降至 0.017。由圖中可以看出其翼後緣面之紐賽數比沿著流線方向出現小幅度的跳動，旋轉科氏力對無因次化距離比為 4.8 後的熱傳提昇效果不明顯，而翼前緣面之紐賽數比沿著流線方向與靜止的情況幾乎沒有差異，表示其旋轉科氏力較為微弱，但入口效應在此三種情況下皆有使得紐賽數比沿著流線方向有持平的效果，並且使第二根肋條附近的熱傳效果小幅度提升。

4-5 突縮比例 3 比 1 入口之熱傳分析

4-5-1 雷諾數對熱傳效果之影響(3 比 1 突縮入口)

3 比 1 突縮型入口表示流體在到達測試區前入口高度由 30mm 突縮降至 10mm，【圖 4-22】表示 3 比 1 突縮型入口搭配 90°連續肋條在四種雷諾數情況下之紐賽數分布圖，隨著雷諾數由 15000 增加至 30000 整體的紐賽數也隨之增加，圖中可看出隨著雷諾數的增加高熱傳區域和低熱傳區域的相對位置沒有明顯的改變，而高熱傳區域的延伸效果在四種雷諾數的情況下皆很好，除了雷諾數為 15000 時的最後一根肋條有高熱傳對稱鐘型區域不均勻的情況發生。在雷諾數為 30000 的情況下所有的高熱傳區域完整且延伸的效果最好，高熱傳對稱鐘型區域幾乎沒有縮小或衰退的趨勢。由入口效應所造成的熱傳效果提升則大致發生在第二至第五根肋條之間，其中又以雷諾數為 15000 的情況下入口效應最為明顯。

4-5-2 旋轉對熱傳效果之影響(3 比 1 突縮入口)

【圖 4-23】表示 3 比 1 突縮型入口搭配 90°連續肋條在雷諾數為 15000 旋轉數(Ro)為 0.023 在徑向流出的情況下之翼前緣面和翼後緣面的紐賽數分布圖，其結果顯示旋轉科氏力使得翼前緣面的整體熱傳效果較靜止時低且高熱傳鐘型區域非常不明顯且破碎，而入口效應也被旋轉科氏力抑制，在接近入口區並沒有明顯的熱傳效果提升的現象。反之高熱傳區延伸

效果為翼後緣面最佳，整體熱傳效果亦為最佳，旋轉科氏力也加強了前七根肋條的高熱傳對稱鐘型區域的熱傳效果，而入口突縮所造成的熱傳效果上升也在翼後緣面最為明顯，其中又以第二至第五根肋條的熱傳效果最佳。

【圖 4-24】則表示 3 比 1 突縮型入口搭配 90° 連續肋條在雷諾數為 25000 旋轉數(Ro)為 0.017 在徑向流出的情況下之翼前緣面和翼後緣面的紐賽數分布圖，其結果顯示翼前緣面的整體熱傳效果分布位置與靜止的情況雖無太大的差異，但翼前緣面的高熱傳對稱鐘型區域面積比靜止的情況小，其中翼前緣面的高熱傳對稱鐘型區域在第五根肋條後不均勻的現象最為明顯，而翼前緣面的肋條表面上熱傳效果也是三者之中最低的，翼後緣面的整體熱傳效果分布則與靜止的情況幾乎沒有差異。

4-5-3 翼展方向之平均紐賽數比(3 比 1 突縮入口)

【圖 4-25、26、27】分別表示 3 比 1 突縮入口搭配 90° 連續肋條在靜止和旋轉時所量測的翼展方向之平均紐賽數比，由【圖 4-25】可以看出當流場雷諾數為 15000 時突縮的入口效應使其紐賽數比沿著流線方向上升到無因次化距離比為 3.4 時達到 3.6 的最高點，此入口效應沿著流線方向漸漸減弱其紐賽數比直到無因次化距離比為 7.5 後開始快速衰退，並在接近出口處達到最低點，而當流場雷諾數為 20000，25000 和 30000 時雖然其入口

效應雖不明顯，但在完全發展入口所出現的紐賽數比沿著流線方向緩緩下降的趨勢已經完全消失，並且在無因次化距離比為 3.4 後有緩緩上升的趨勢，而整體紐賽數比以流場雷諾數為 15000 的情況最高且入口效應最明顯。

由【圖 4-26】可看出當旋轉數達到 0.023 時，其翼後緣面之紐賽數比沿著流線方向的起伏與靜止時略有不同但趨勢相近，旋轉科氏力使翼後緣面的紐賽數在無因次化距離比為 4.8 後比靜止的情況高出一些，相反的旋轉科氏力使得翼前緣面的紐賽數比相較於靜止的情況低，並將其入口效應減弱故在翼前緣面的前段只有無因次化距離比為 2 附近有熱傳效果提升的現象，但此現象在旋轉效應的影響下快速的衰退，其紐賽數比至無因次化距離比為 3.4 後即落後靜止和翼後緣面的情況。【圖 4-27】表示相同轉速 (360RPM) 下，當雷諾數提升至 25000 之紐賽數比沿著流線方向的分布情形，其旋轉數下降至 0.017。由圖中可以看出其翼後緣面之紐賽數比沿著流線方向在無因次化距離比為 7.5 後出現小幅度的提升，而翼前緣面之紐賽數比沿著流線方向則是在無因次化距離比為 6.2 後有小幅度下降的情況，但整體來說翼前緣面和翼後緣面的紐賽數比與靜止的情況幾乎沒有差異，表示其旋轉科氏力減弱，但入口效應在靜止和翼後緣面的情況下皆有使得紐賽數比沿著流線方向持平的效果，並且在第二根肋條使熱傳效果小幅度的提升，反之翼前緣面的紐賽數比則是沿著流線方向漸漸的降低。

4-6 突縮比例 3 比 1 入口外加圓型導角之熱傳分析

4-6-1 雷諾數對熱傳效果之影響(3 比 1 突縮入口外加圓型導角)

3 比 1 突縮型入口外加圓型導角表示流體在到達測試區前入口高度由 30mm 突縮降至 10mm 時在測試通道的上下兩端各有配置一個半徑為 10mm 的四分之一圓型導角，【圖 4-28】表示 3 比 1 突縮型入口外加圓型導角搭配 90°連續肋條在四種雷諾數情況下之紐賽數分布圖，隨著流場雷諾數由 15000 增加至 30000 整體的紐賽數也隨之增加，也可看出隨著雷諾數的增加高熱傳區域和低熱傳區域的相對位置沒有改變，而高熱傳區域的延伸效果在雷諾數為 25000 和 30000 的情況下較佳且高熱傳對稱鐘型區域幾乎沒有縮小或衰退的趨勢，而雷諾數為 15000 和 20000 的情況下高熱傳鐘型區域則有衰退的趨勢。整體來說無論雷諾數為多少由入口效應所造成的熱傳效果提升則大致發生在第二至第六根肋條之間，其中雷諾數為 15000 的情況下第二根肋條附近的入口效應造成熱傳效果提升現象最為明顯。

4-6-2 旋轉對熱傳效果之影響(3 比 1 突縮入口外加圓型導角)

【圖 4-29】表示 3 比 1 突縮型入口外加圓型導角搭配 90°連續肋條在雷諾數為 15000 旋轉數(Ro)為 0.023 在徑向流出的情況下之翼前緣面和翼後緣面的紐賽數分布圖，其結果顯示翼前緣面前四根肋條區域的熱傳效果分布與靜止時大致相同，但肋條上的熱傳效果則漸漸減弱其中又以第六至第

七根肋條最為嚴重，但其高熱傳對稱鐘型區域則與靜止時差異不大，而翼後緣面的熱傳效果分布則是高於靜止的情況，高熱傳鐘型區域的延伸效果也是以翼後緣面的情況最佳。

4-6-3 翼展方向之平均紐賽數比(3 比 1 突縮入口外加圓型導角)

【圖 4-30、31】分別表示 3 比 1 突縮入口外加圓型導角搭配 90° 連續肋條在靜止和旋轉時所量測的翼展方向之平均紐賽數比，由【圖 4-30】可以看出當流場雷諾數為 15000 時突縮的入口效應使其紐賽數比沿著流線方向上升到無因次化距離比為 3.4 時達到 3.2 的最高點，此入口效應延著流線方向漸漸減弱其紐賽數比直到接近出口處達到最低點，而流場雷諾數為 20000 的情況下其入口效應也相當明顯且趨勢與雷諾數為 15000 的情況相似。流場雷諾數為 25000 的情況下雖可看出口效應造成無因次化距離比為 3.4 附近熱傳效果的提升，但當流場到達無因次化距離比為 4.8 後，其紐賽數比沿著流線方向下降，表示其入口效應造成的高熱傳區域延伸效果不佳。流場雷諾數為 30000 的情況下紐賽數比沿著流線方向緩慢的上升在無因次化距離比為 4.8 時達到最高點，之後趨於平緩，最後在無因次化距離比為 7.6 後下降到最低點，其入口效應雖不明顯但對整個測試通道的熱傳效果有微幅的提升作用。而整體紐賽數比以流場雷諾數為 15000 的情況最高且入口效應最為明顯。

由【圖 4-31】可看出當旋轉數達到 0.023 時，其翼後緣面之紐賽數比沿著流線方向的起伏與靜止時略有不同但趨勢相近，旋轉科氏力使翼後緣面的紐賽數比在無因次化距離比為 6.2 後比靜止的情況高出一些，並使得入口效應造成的熱傳效果提升現象延伸至出口處。相反的旋轉科氏力使得翼前緣面的整體紐賽數比相較於靜止的情況低，並減弱其入口效應，故在翼前緣面的前段只有短暫熱傳效果提升的現象，但此現象在旋轉效應的影響下快速的衰退，其紐賽數比至無因次化距離比為 4.8 後即落後靜止和翼後緣面的情況。

4-7 不同入口幾何形狀之平均熱傳分析

4-7-1 不同入口幾何形狀沿流線方向之平均紐賽數比變化

【圖 4-32】和【圖 4-33】為四種入口條件分別在雷諾數為 15000 和 25000 時平均紐賽數比沿流線方向的變化圖，由【圖 4-32】可看出在雷諾數為 15000 時入口效應造成 3 比 1 突縮型在無因次化距離比為 3.4 附近有最高的平均紐賽數比 3.63，而 3 比 2 突縮型和 3 比 1 突縮型配合圓形導角在此處也有次高的紐賽數比 3.208，反之完全發展型由於通道的截面積幾何形狀沒有改變，故沒有所謂的入口效應，而入口效應的衰退情況以 3 比 2 突縮型入口最為明顯，3 比 1 突縮型入口次之，且平均紐賽數衰退發生的位置皆位於無因次化距離比為 4.8 之後，反之 3 比 1 突縮型入口配合圓形導角紐賽數比

衰退的情形則相對緩和，其靠近出口的紐賽數比也較 3 比 2 突縮型和 3 比 1 突縮型入口高出 0.5 左右，整體的紐賽數比分布也較為平均。由【圖 4-33】可看出在雷諾數為 25000 時入口效應對熱傳能力提升的效果有限，其中 3 比 2 突縮型和 3 比 1 突縮型入口的紐賽數比在無因次化距離比為 3.4 後皆有比完全發展型入口高出一些，也沒有完全發展型入口中紐賽數比緩緩下降的情形發生，而 3 比 1 突縮型入口配合圓形導角則有最好的入口效應使其紐賽數比至第二根肋條時達到最高的 2.511，且直到接近出口其紐賽數比才下降至與完全發展型相近的位置，整體來說入口效應造成測試通道平均熱傳效果的提升以 3 比 1 突縮型入口和 3 比 1 突縮型入口配合圓形導角最佳，且熱傳效果衰退現象較不明顯。

4-7-2 平均紐賽數比

【圖 4-34】為靜止時測試通道上所選取之區域在不同雷諾數下之整體平均紐賽數比，其中實線所連接的皆為靜止的情況，在靜止的情況下無論雷諾數的多寡 3 比 1 突縮型入口和 3 比 1 突縮型配合圓型導角入口有最高的平均紐賽數比並在雷諾數為 15000 時平均紐賽數比達到最高點 2.64，而整體來說完全發展型的入口則是四種入口條件中平均紐賽數比最低的，在靜止的情況下雷諾數為 30000 時達到最低點 1.844 也是實驗數據中最低的紐賽數比。而【圖 4-35】中圓點線所連接的為旋轉情況下的翼前緣面整體

平均紐賽數比、長虛線所連接的為旋轉情況下的翼後緣面整體平均紐賽數比，在旋轉的情況下雷諾數為 15000 翼後緣面的平均紐賽數比皆比靜止的情況高，其中 3 比 1 突縮型配合圓型導角入口的翼後緣面有最高的紐賽數比 2.87，3 比 1 突縮型入口的翼後緣面也有次高的紐賽數比 2.83，反之翼前緣面的平均紐賽數比皆比靜止的情況低，完全發展型入口的翼前緣面則有雷諾數為 15000 時最低紐賽數比 1.978。而當雷諾數達到 30000 時旋轉造成的紐賽數比差異則相對不明顯，其中又以完全發展型和 3 比 2 突縮型的翼前緣面差異最小，其紐賽數比幾乎和靜止的情況沒有差別。此外所有的情況下紐賽數比隨著雷諾數由 15000 增加至 25000 皆有下降的趨勢，但當雷諾數由 25000 增加至 30000 時此紐賽數下降的趨勢和緩，甚至在 3 比 2 突縮型紐賽數比有持平的現象。

4-7-3 旋轉數對平均紐賽數比影響

【圖 4-36】表示在雷諾數 15000 和 25000 時各種入口情況下測試通道整體平均紐賽數隨著旋轉數上升時的變化情形，實心的圖形代表翼前緣面的整體平均紐賽數比，而空心的圖形代表翼後緣面的整體平均紐賽數比。當旋轉數為 0.017 時其紐賽數比隨著旋轉數的變化不大，當旋轉數達到 0.017 時三種入口條件之翼後緣面的紐賽數比皆有些微上升，而 3 比 1 突縮型之翼前緣面的紐賽數比則隨著旋轉數增加而下降，但完全發展型入口和 3

比 2 突縮型入口的翼前緣面的紐賽數比則沒有隨著旋轉數上升而變化，顯示旋轉科氏力減弱所以造成熱傳效果的改變有限。由圖中可看出當旋轉數為 0.023 時其紐賽數比隨著旋轉數的變化較劇烈，表示當旋轉數達到 0.023 時旋轉科氏力較有影響力，造成四種入口條件之翼後緣面的紐賽數比皆有明顯的上升，且上升的幅度大致相同，反之四種入口條件之翼前緣面的紐賽數比與靜止時相比則有明顯的下降，其中又以完全發展型入口和 3 比 2 突縮型入口的翼前緣面的紐賽數比下降的幅度最大。

4-7-4 熱傳之文獻比較

【表 4-1】表示本實驗與參考文獻各測試通道之測試參數差異表，【圖 4-37】為 Han et al. (1985) 【9】完全發展型入口配合連續 90 度肋條與本實驗的完全發展型入口熱傳結果比較，雖然其水力直徑和肋條高度與水力直徑比與本實驗不同但其紐賽數隨雷諾數上升的趨勢與本實驗相似，圖中也可看出當雷諾數為 25000 和 30000 時本實驗的熱傳結果略低於其結果，其中紐賽數最大差距發生在雷諾數為 30000 時，實驗結果的差距為 20%。而【圖 4-38】為 Park et al. (1992) 【11】其寬高比為 1 和 0.5 時與本實驗 3 比 1 突縮型入口之熱傳結果比較，其水力直徑和肋條高度與水力直徑比皆低於本實驗參數但本實驗之測試通道寬高比則介於其兩種測試通道之間，【圖 4-39】則表示其測試通道前之入口設計為一個高和寬皆為突縮(突

縮比皆為 9) 的設計與本實驗入口突縮設計略有不同。結果顯示文獻中寬高比為 1 之測試通道其紐賽數比在雷諾數為 10000 到 60000 之間先下降後上升，而文獻中寬高比為 0.5 之測試通道其紐賽數比在雷諾數為 10000 到 60000 之間持續的下降，本實驗之寬高比(AR)為 0.667，雖其紐賽數比趨勢亦隨著雷諾數上升而下降，本實驗下降的幅度則大於此文獻但在雷諾數達到 25000 和 30000 時則趨勢相近。雖然以上兩文獻與本實驗測試通道幾何形狀有些許不同，但皆為 90 度連續型肋條且寬高比和肋條高度與水力直徑比皆相近，故與之相比較。

	D_h	Rib	P/e	e/D_h	AR	Contraction ratio
Present work	12mm	90 deg.	10	0.125	0.667	3、1.5、1
Han et al.(1985)	40.8mm	90 deg.	10	0.063	1	1
Park et al.(1992)	5.1mm	90 deg.	10	0.047	1	9
Park et al.(1992)	6.8mm	90 deg.	10	0.047	0.5	9

表 4-1：熱傳之文獻比較參數對照表

第五章 結論

5-1 結論

實驗利用暫態液晶量測具有 90 度肋條的測試通道搭配四種入口幾何形狀和四種不同的雷諾數配合測試通道旋轉與靜止時的觀測面熱傳效果分布，並且將訊號產生器配合均勻的 LED 光源以固定頻率發光，將肉眼與非高速攝影機難以擷取的影像，以閃頻攝影技術的方式將旋轉的冷卻測試通道成像於同一平面上，藉以達到視覺暫留的效果，並可以得到冷卻通道上翼前緣面與翼後緣面上整面的溫度與熱傳分布，最後將以此實驗結果作出以下總結：

- (一). 以整個測試通道的熱傳結果來說 3 比 1 突縮型入口和 3 比 1 突縮型配合圓型導角入口有最高的熱傳增加量，反之完全發展型入口則因為入口幾何形狀沒有改變故有最低的整體平均熱傳值，而 3 比 2 突縮型入口則因為突縮比例較小所以入口效應造成的熱傳增加效果有限。
- (二). 入口效應會造成的前段熱傳效果上升，但其影響的程度會隨著流線方向增加而下降，其中以 3 比 2 突縮型入口的熱傳效果下降的趨勢最為明顯且快速，而雖然 3 比 1 突縮型入口在入口附近可以有很高的熱傳效果但其熱傳效果下降的趨勢也相當明顯，其下降的趨勢只比 3 比 2 突縮型入口緩和一些，反之 3 比 1 突縮型配合圓型導角入口則有最好的熱傳效果延伸能力，整體來說其熱傳效果的下降約莫在無因次化距離比為

7.6 後才會相對明顯。

- (三). 所有的測試通道中 90 度肋條正上方有最高的熱傳效果，沿著流線方向二次流在肋條的後方先有一狹長型的低熱傳迴流區，之後二次流的再接觸造成一個鐘型對稱的高熱傳區。
- (四). 旋轉的科氏力效應在旋轉數為 0.023 時較旋轉數為 0.017 時明顯，當旋轉數為 0.023 時測試通道的翼前緣面在靠近入口處就可看出紐賽數明顯的下降，反之翼後緣面的熱傳效果則會在無因次化距離比為 3.4 後比靜止時高出一些，而當旋轉數為 0.017 時其旋轉的科氏力減弱，較難看出翼後緣面、翼前緣面與靜止時的測試通道熱傳效果之差異，但由測試面整體平均紐賽數來觀察，其翼後緣面的熱傳效果稍比靜止時高出一些，而翼前緣面則有持平和稍微減弱兩種情況發生。

參考文獻

1. J.W. Baughn, 1995, "Liquid crystal methods for studying turbulent heat transfer," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol.16, pp.365-375.
2. S.V. Ekkad, and J.C. Han, 2000, "A transient liquid crystal thermography technique for gas turbine heat transfer measurements," *Measurement Science and Technology*, Vol.11, pp.957-968.
3. C. Camci, K. Kim, and S.A. Hippensteele, 1992, "New hue capturing technique for the quantitative interpretation of liquid crystal images used in convective heat transfer studies," *Journal of Turbomachinery*, Vol.114, pp.765-775
4. W.M. Yan, H.C. Liu, C.Y. Soong, and W.J. Yang, 2005, "Experimental study of impinging heat transfer along rib-roughened walls by using transient liquid crystal technique," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.48, pp.2420-2428.
5. D. Cavallero, and G. Tanda, 2002, "An experimental investigation of forced convection heat transfer in channels with rib turbulators

- by means of liquid crystal thermography,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.26,pp.115-121.
6. M. Amro, B. Weiganda, R. Poser, and M. Schnieder, 2008, “An experimental investigation of the heat transfer in a ribbed triangular cooling channel,” *International Journal of Thermal Sciences*, Vol.46, pp.491-500.
 7. S.V. Ekkad, and J.C. Han, 1997 “Detailed heat transfer distributions in two-pass square channels with rib turbulators,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, pp.2525–2537.
 8. S.V. Ekkad, Y. Huang, and J.C. Han,1998,“Detailed heat transfer distributions in two-pass square channels with rib turbulators and bleed holes,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.41, pp.3781-3791.
 9. J.C. Han, J.S. Park, and C.K. Lei, 1985, “Heat Transfer Enhancement in Channels with Turbulence Promoters,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol.107, pp.628-625.
 10. J.C. Han, and J.S. Park, 1988, “Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators,” *International Journal of*

Heat and Mass Transfer, Vol.31, pp.183-195.

11. J.S. Park, J.C. Han, Y. Huang, and S. Ou, 1992, “Heat transfer performance comparisons of five different rectangular channels with parallel angled ribs,” International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.35, pp.2891-2903.
12. J.H. Wagner, B.V. Johnson, and T.J. Hajek, 1991, “Heat transfer in rotating passages with smooth walls and radial outward flow,” Journal of Turbomachinery, Vol.113, pp.42-51.
13. T.M. Liou, S.W. Chang, J.H. Hung, and S.F. Chiou, 2007, “High rotation number heat transfer of a 45° rib-roughened rectangular duct with two channel orientations,” International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.50, pp. 4063–4078.
14. Y.H. Liu, M.Huh, J.C. Han, and H.K. Moon, 2010, “Heat Transfer and Pressure Drop inside a Triangular Channel with 45°, Inverted 45°, and 90° ribs under High Rotation Numbers,” Journal of Heat Transfer, Vol.3, pp.127-138.
15. W.L. Fu, L.M. Wright, and J.C. Han, 2006, “Heat Transfer in Two-Pass Rotating Rectangular Channels (AR= 2:1) with Discrete Ribs,” AIAA Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol.20,

pp.569–582.

16. B.J. Syson, R.G. Pilbrow, and J.M. Owen, 1996, “Effect of rotation on temperature response of thermochromic liquid crystal,” *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol.17, pp491-499.
17. G.D. Lock, Y. Yan, P.J. Newton, M. Wilson, and J. M. Owen, 2005, “Heat Transfer Measurements Using Liquid Crystals in a Preswirl Rotating-Disk System,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol127, pp.375-382.
18. N. Zhang, J. Chiou, S. Fann, and W.-J. Yang, 1993, “Local heat transfer distribution in a rotating serpentine rib-roughened flow passage,” *Journal of Heat Transfer*, Vol.115, pp.560-567.
19. W.L. Fu, L.M. Wright, and J.C. Han, 2004, “Heat Transfer in Two-Pass Rotating Rectangular Channels (AR=1:2 and AR=1:4) with 45° Angled Rib Turbulators,” ASME paper No GT2004-53261.
20. L.M. Wright, W.L. Fu, and J.C. Han, 2005, “Influence of Entrance Geometry on Heat Transfer in Rotating Rectangular Cooling Channels (AR54:1) With Angled Ribs,” *Journal of Heat Transfer*, Vol.127, pp.378-387.

21. Y.H. Liu, M. Huh, and J.C. Han, 2008, "Heat Transfer in a Two-Pass Rectangular Channel (AR=1:4) Under High Rotation Numbers," *Journal of Heat Transfer*, Vol.130, 081701-1 to 081701-9.
22. W.L. Fu, L.M. Wright, and J.C. Han, 2005, "Buoyancy Effects on Heat Transfer in Five Different Aspect-Ratio Rectangular Channels with Smooth Walls and 45-Degree Ribbed Walls," ASME Paper No GT 2005-68493.
23. W. Kays, M. Crawford, and B. Weigand, 2005, *Convective Heat and Mass Transfer*, McGraw Hill, New York.
24. G. Su, H.C. Chen, J.C. Han, and J. D. Heidmann, 2004, "Computation of Flow and Heat Transfer in Two-Pass Rotating Rectangular Channels (AR=1:1, AR=1:2, AR=1:4) with 45-Deg Angled Ribs by a Reynolds Stress Turbulence Model," ASME Paper No GT 2004-53662.
25. K.M. Kim, D.H. Lee, and H.H. Cho, 2007, "Detailed measurement of heat/mass transfer and pressure drop in a rotating two-pass duct with transverse ribs," *Heat and Mass Transfer*, Vol.43, pp.801-815.
26. R.E. Critoph, M.K. Holland, and M. Fisher, 1999, "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, pp.1-12.

27. A.Valencia, M. Fiebig, and N.K. Mitra, 1995, “Influence of heat conduction on determination of heat transfer coefficient by liquid crystal thermography,” *Experimental Heat Transfer*, Vol.8, pp.271-279.
28. G. Wagner, M. Kotulla, P. Ott, B. Weigand, and J. von Wolfersdorf, 2005, “The transient liquid crystal technique: influence of surface curvature and finite wall thickness,” *Journal of Turbomachinery*, Vol.127, pp.175-182.
29. R. J. Moffat, 1988, “Describing the uncertainties in experimental results,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.1, pp.3-17.
30. S. J. Kline and F. A. McClintock, 1953, “Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments,” *Mechanical Engineering*, Vol.75, pp.3-8.



圖1-1：高溫的工作環境造成葉片損壞
 (<http://jp.hjenglish.com/new/p178783/>)

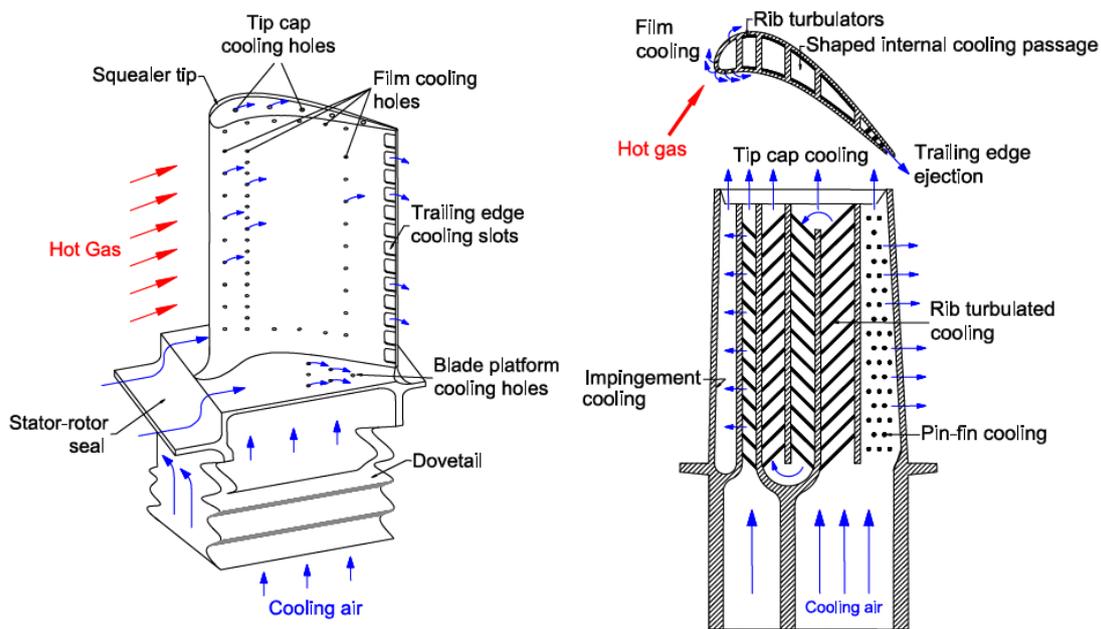


圖1-2：渦輪葉片冷卻技術分類

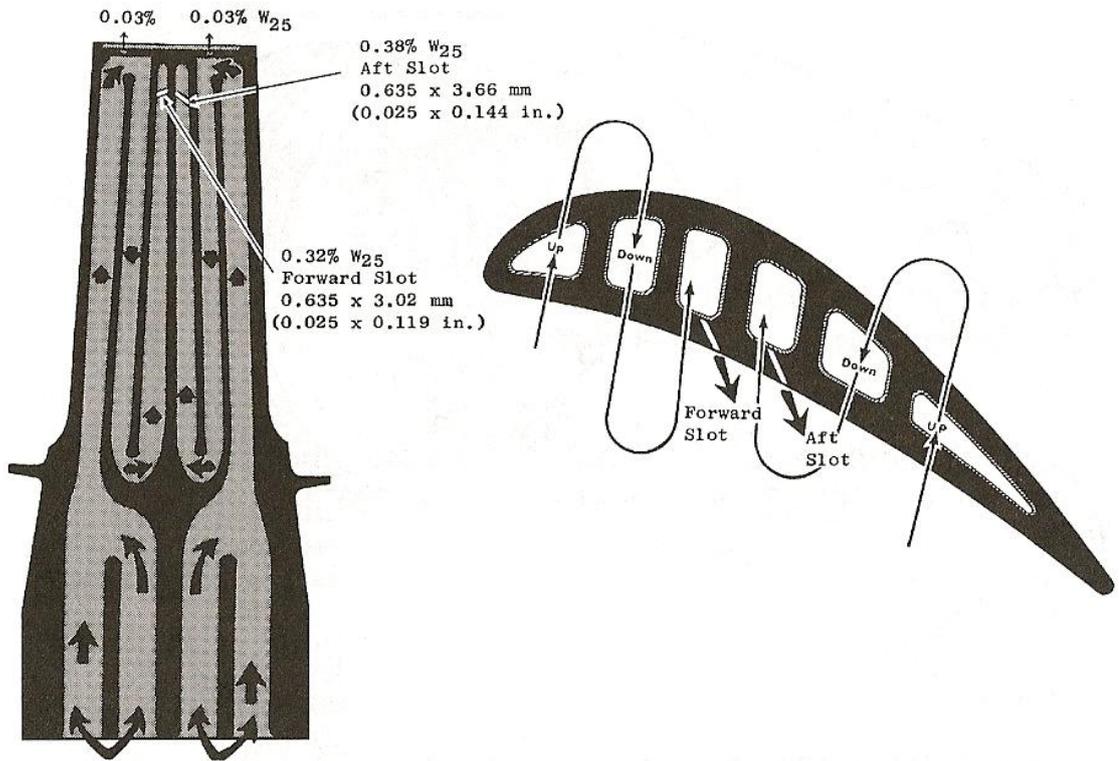


圖 1-3：E3 stage-2 轉子葉片設計(Halila et al., 1982; NASA CR 167955)

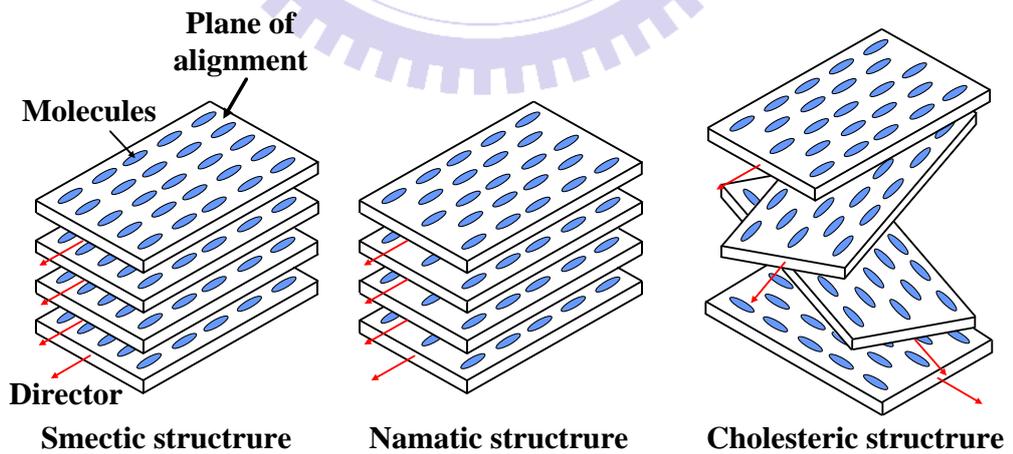


圖 1-4：液晶種類

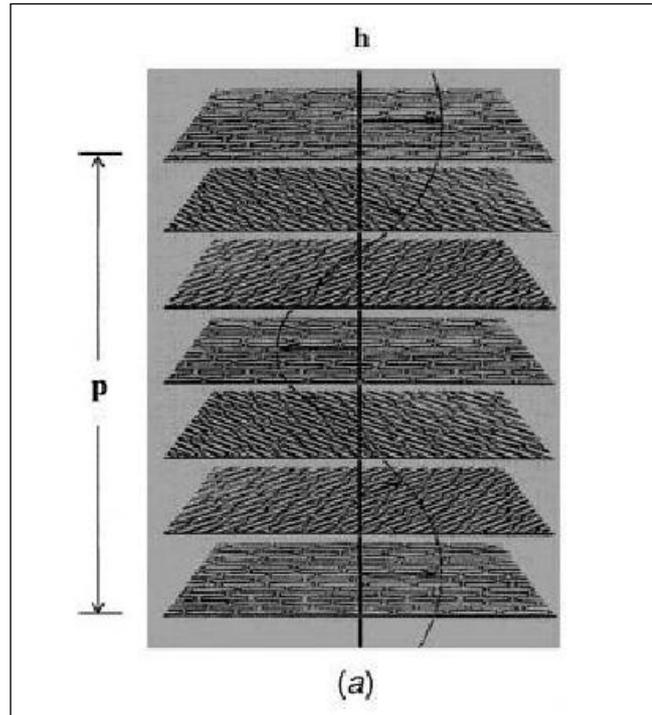


圖 1-5：膽固醇液晶排列方式(I. C. Khoo, 2007)

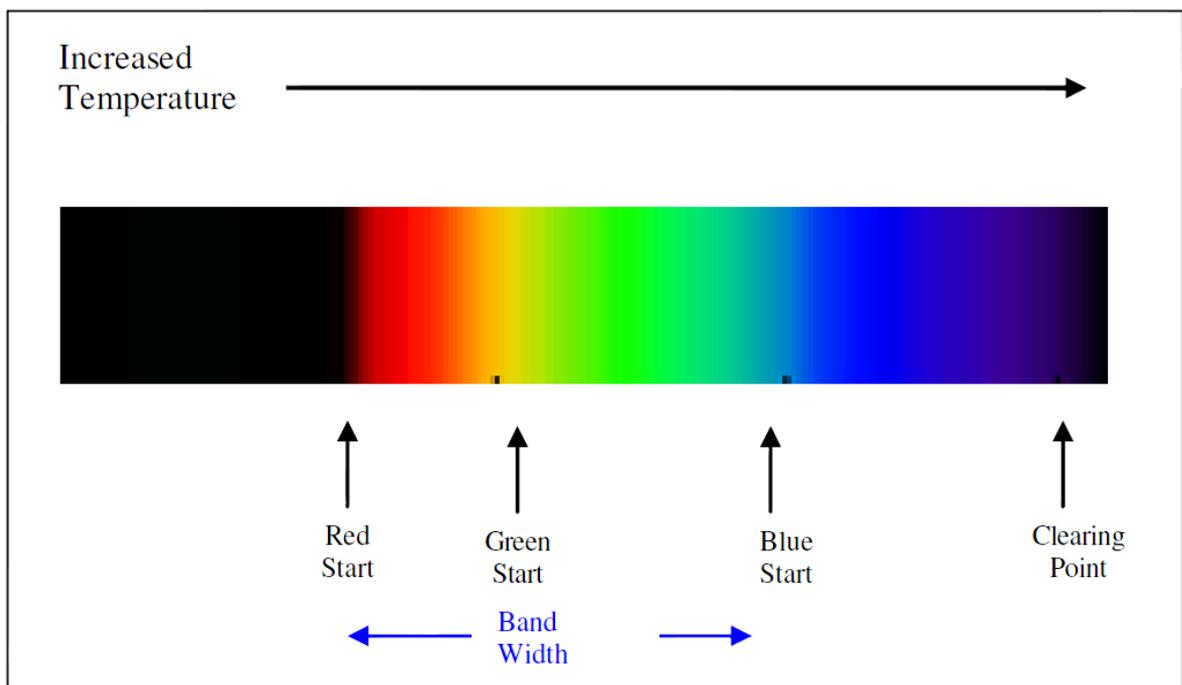


圖 1-6：感溫液晶顏色變化圖(LCR Hallcrest)

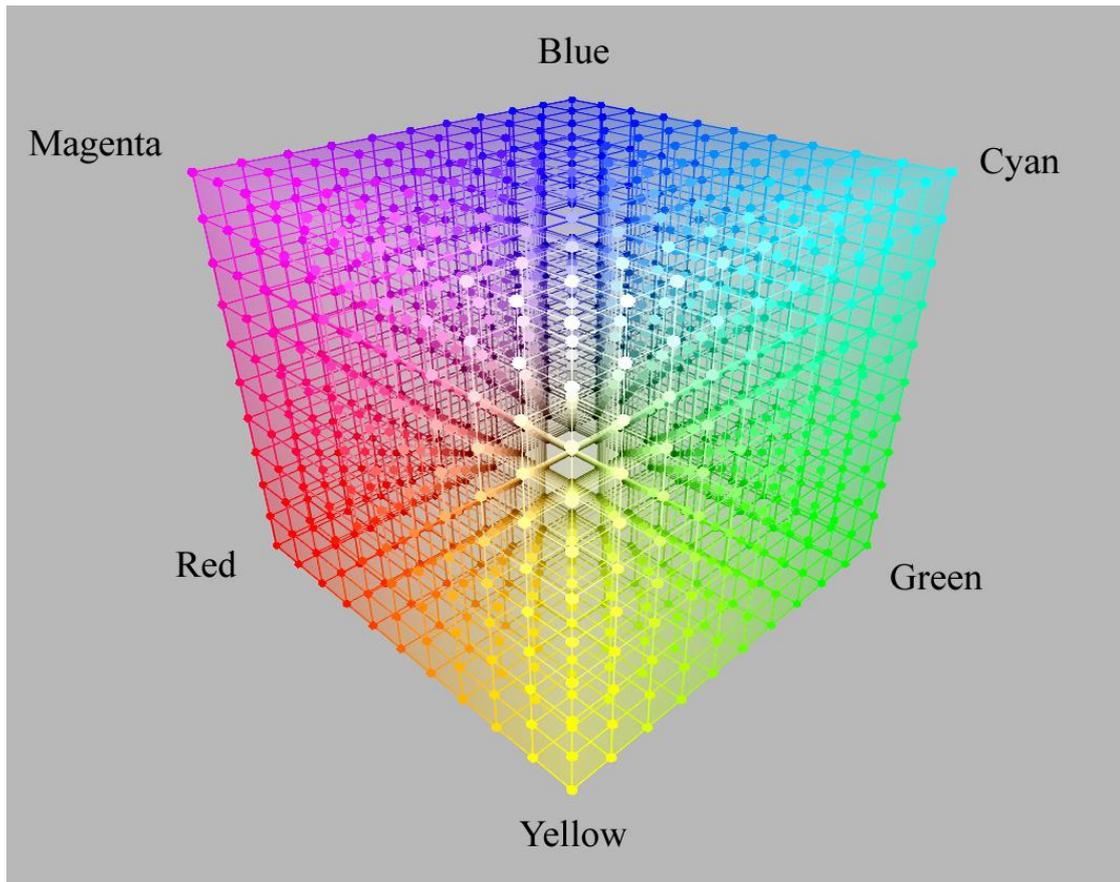


圖 1-7：RGB 色彩空間

(<http://www.infocellar.com/graphics/color-theory.htm>)

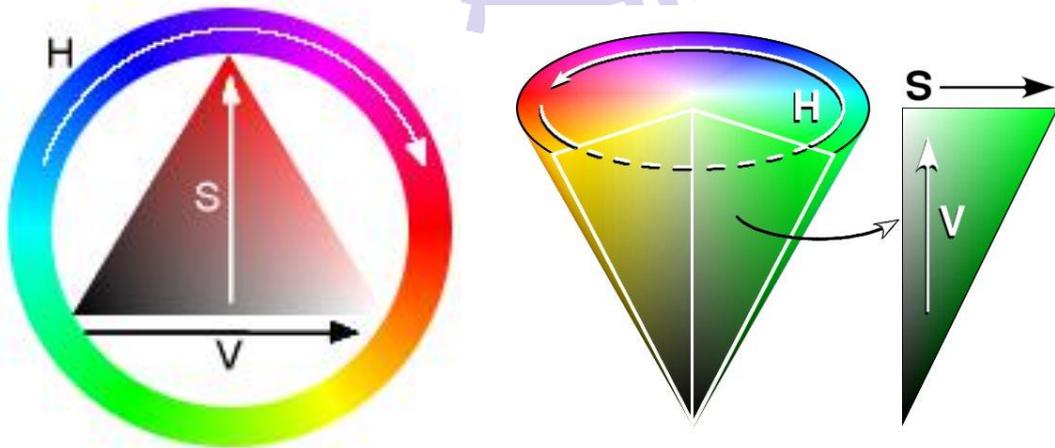
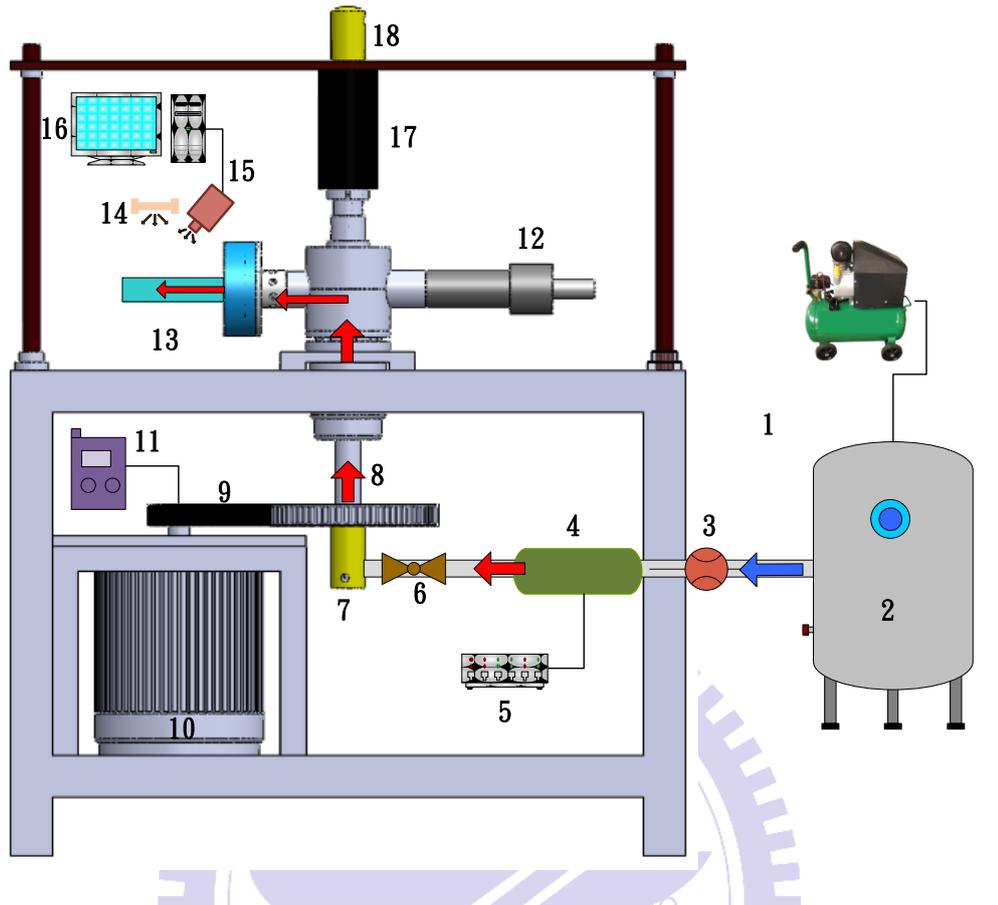


圖 1-8：HSV 色彩空間(Wapcaplet, 2005)



- | | | | |
|----------------|-------------------|--------------------|--------------------|
| 1. Compressor | 6. Needle Valve | Controller | 17. Slip-Ring |
| 2. Air Tank | 7. Rotary Union-a | 12. Balance Weight | 18. Rotary Union-b |
| 3. Flow Meter | 8. Rotating Shaft | 13. Test Section | |
| 4. Pipe Heater | 9. Belt | 14. Light Source | |
| 5. Temperature | 10. Motor | 15. CCD Camera | |
| Controller | 11. Frequency | 16. Computer | |

圖 3-1：實驗平台架構圖

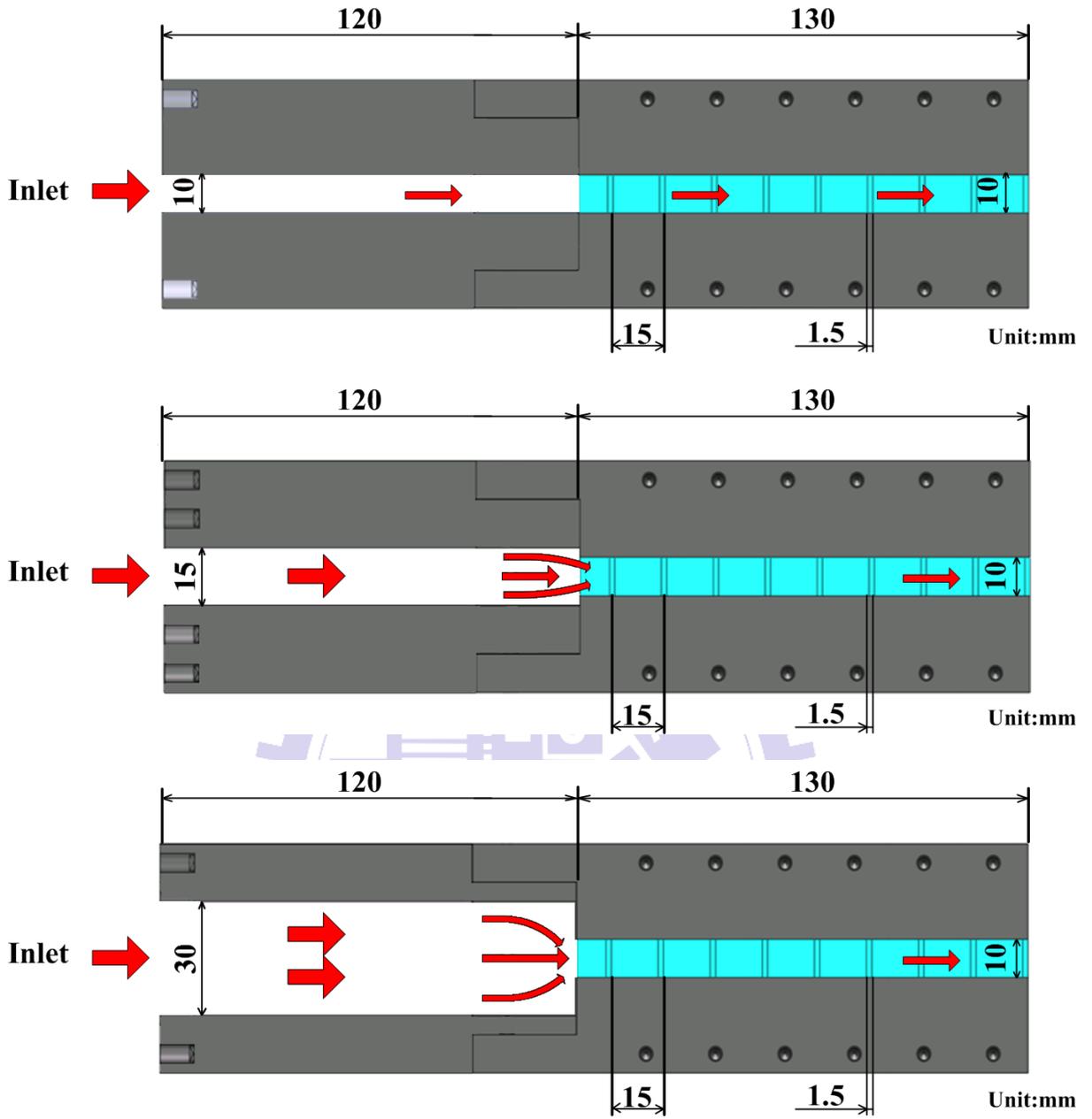


圖 3-2：三種入口區高度圖(無導角)

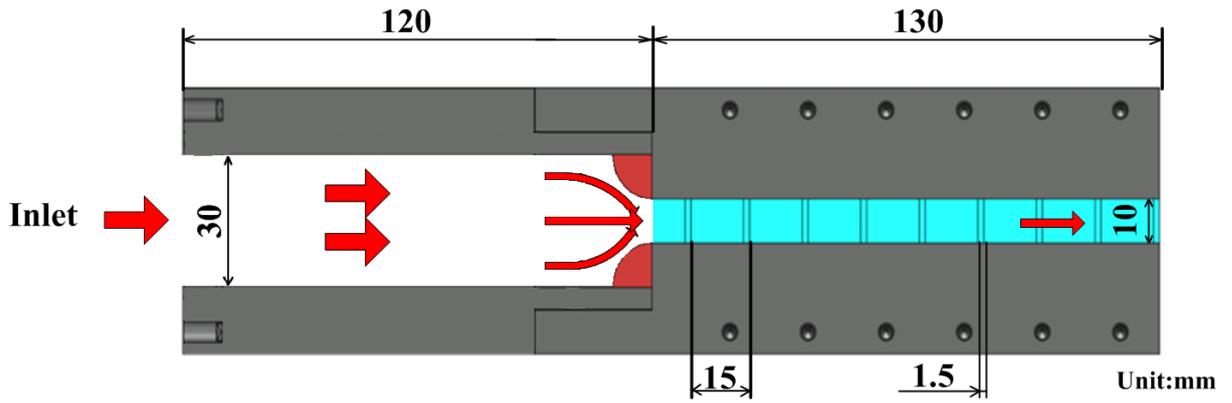


圖 3-3：圓形導角擺設位置

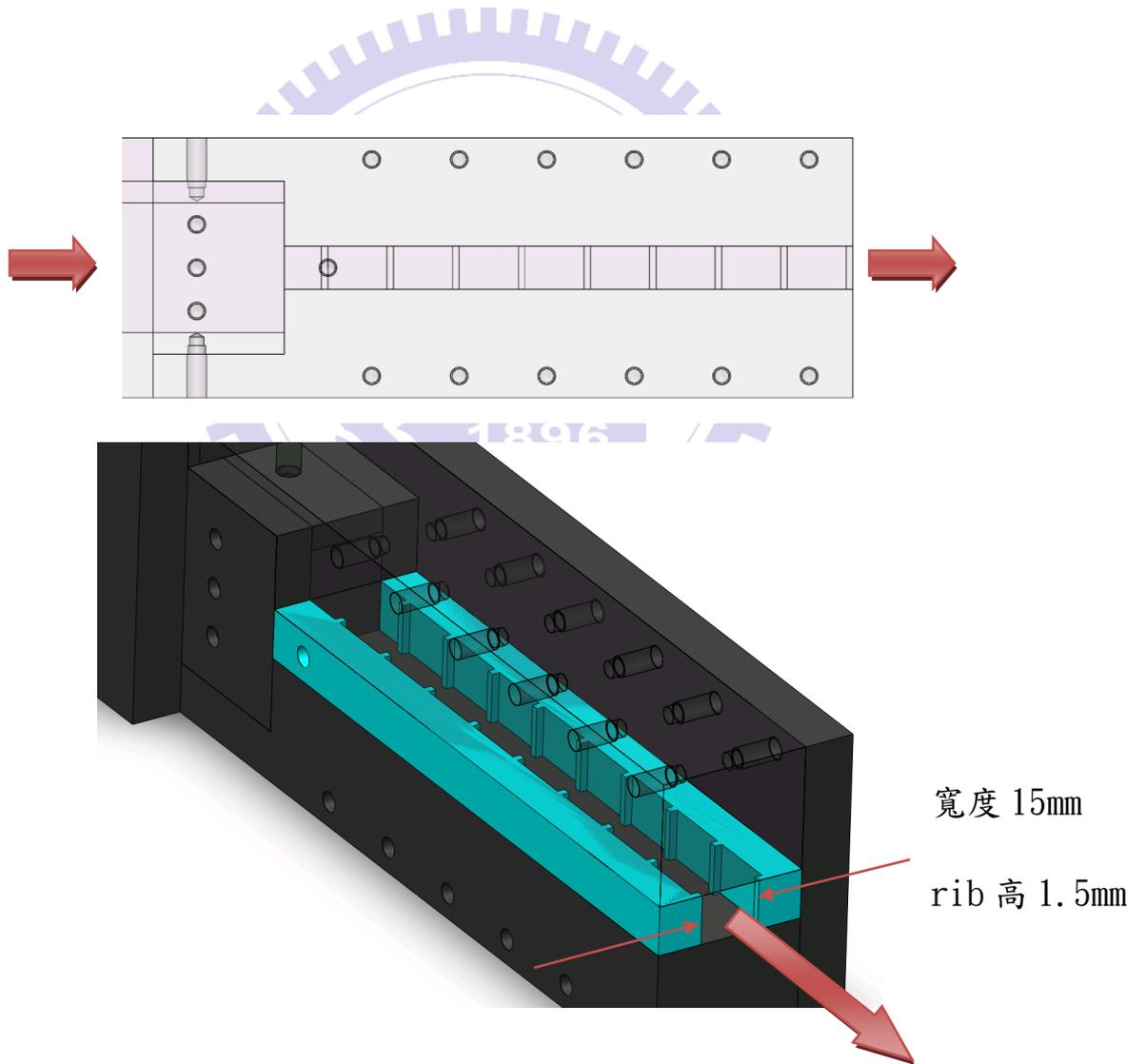


圖 3-4：測試區立體與平面圖

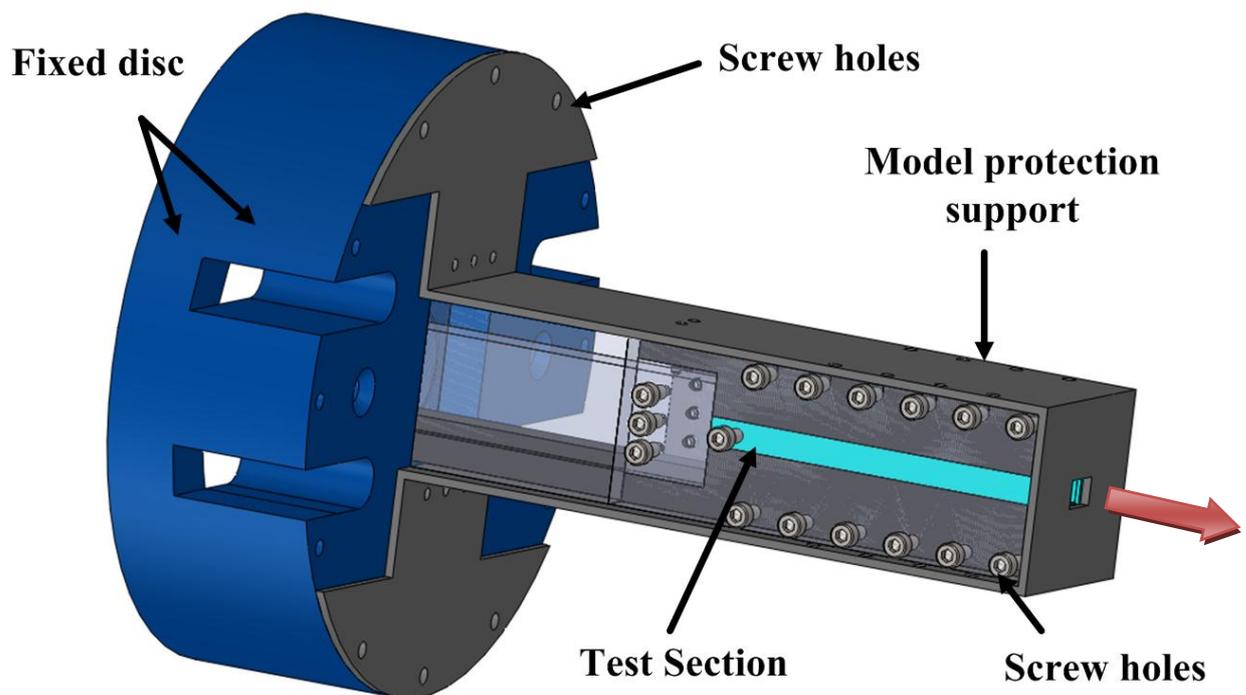


圖 3-5：測試冷卻通道完整示意圖(3 比 1 突縮型)

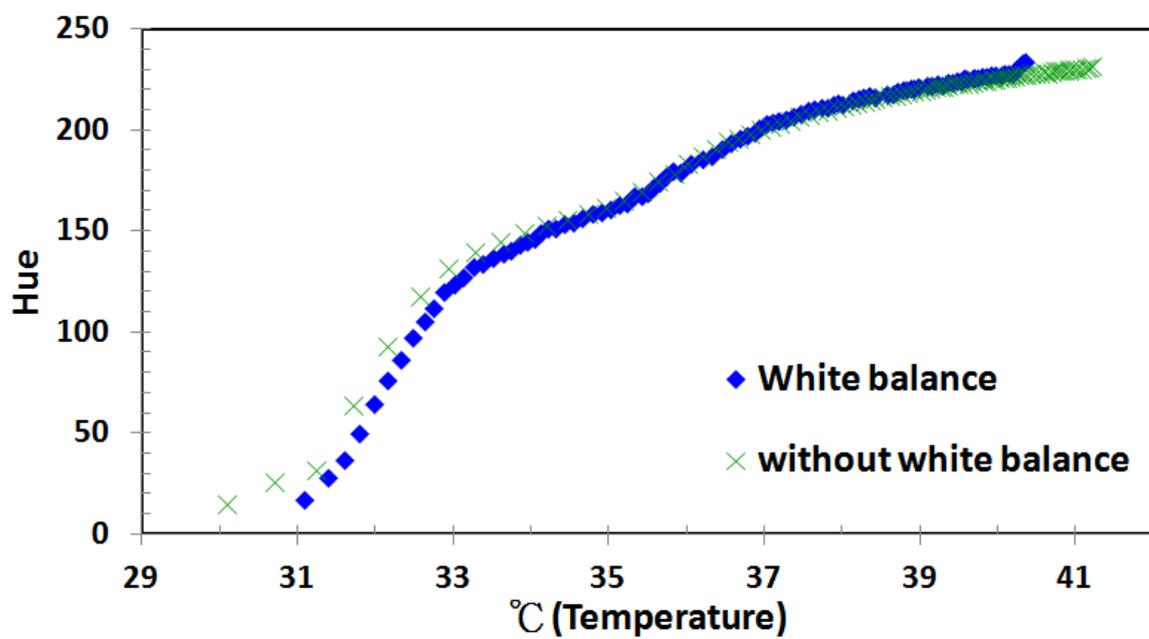


圖 4-1：感溫液晶校正曲線

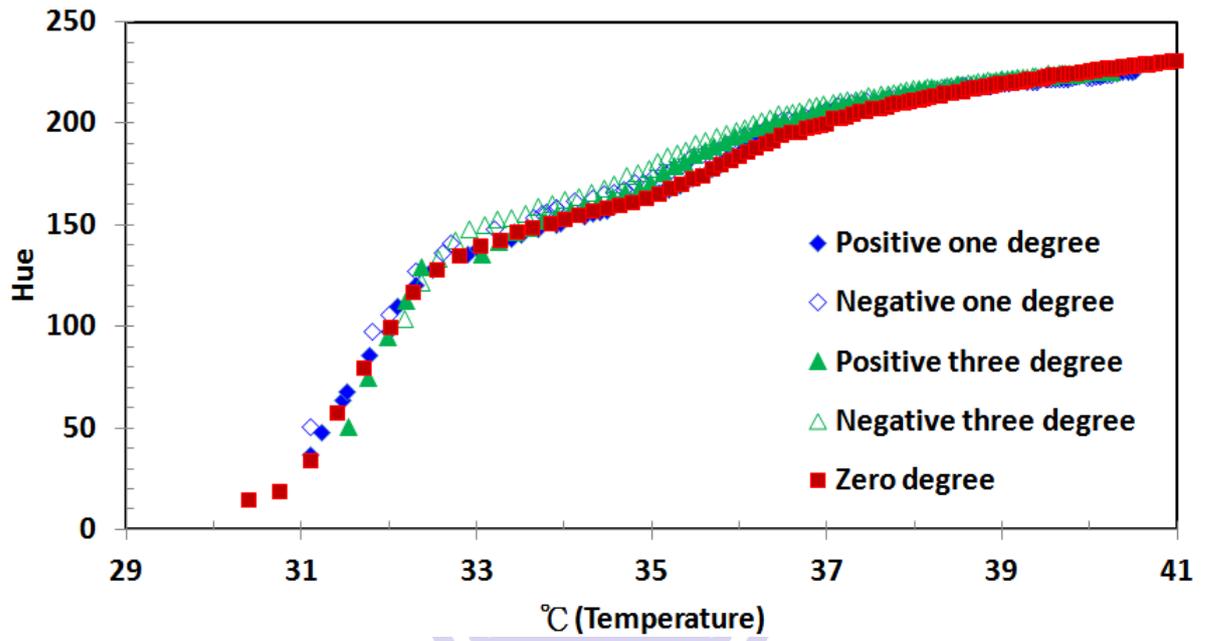


圖 4-2：拍攝角度變化對感溫液晶校正曲線之影響

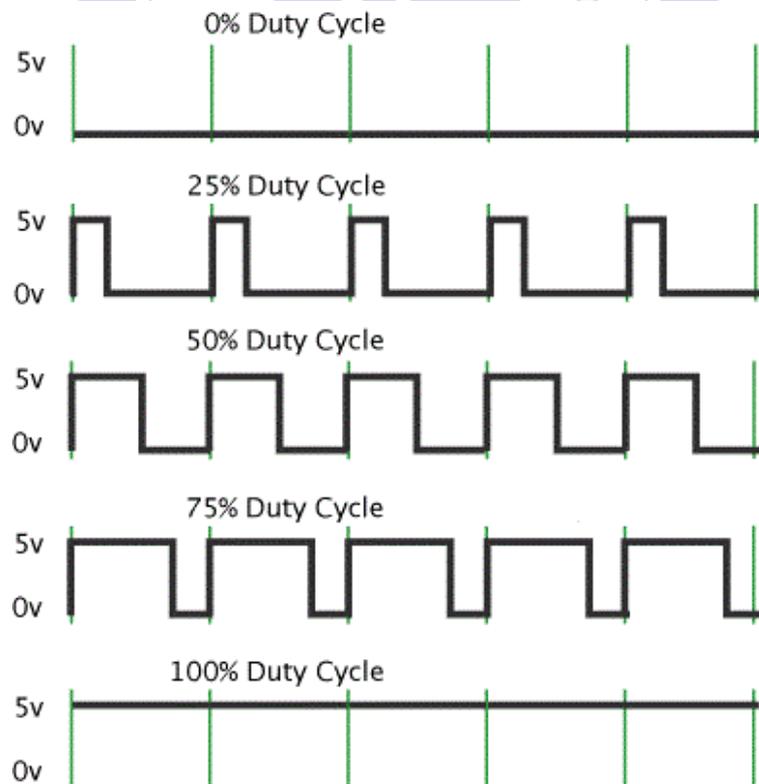


圖 4-3：占空比(Duty cycle)示意圖

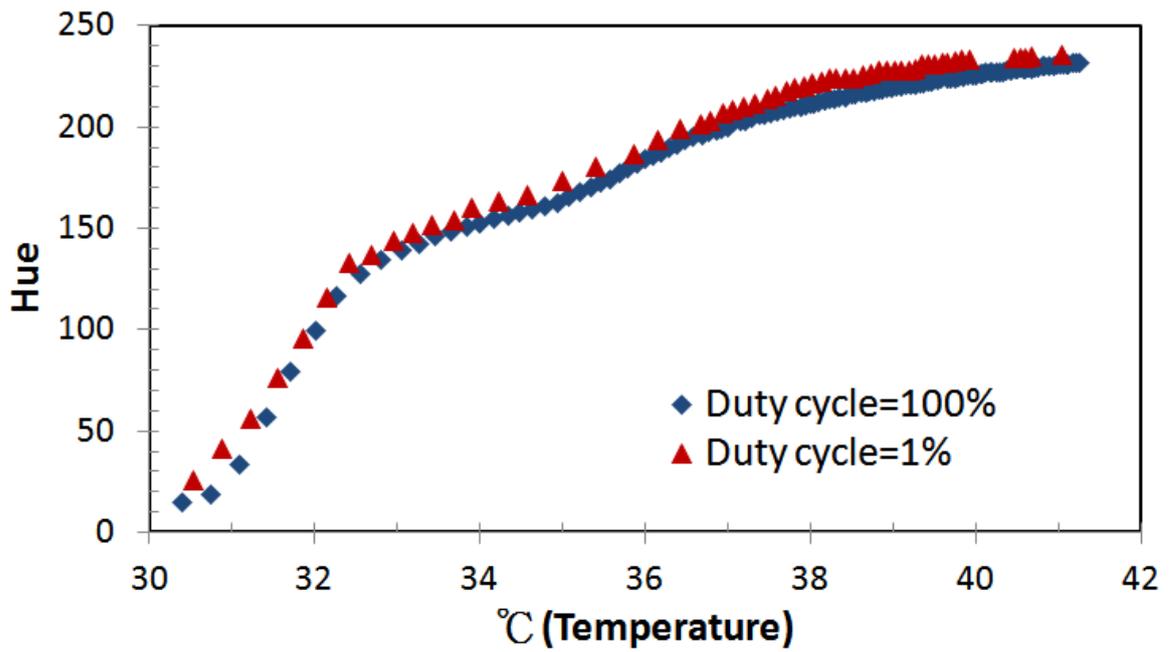


圖 4-4：占空比變化對感溫液晶校正曲線之影響

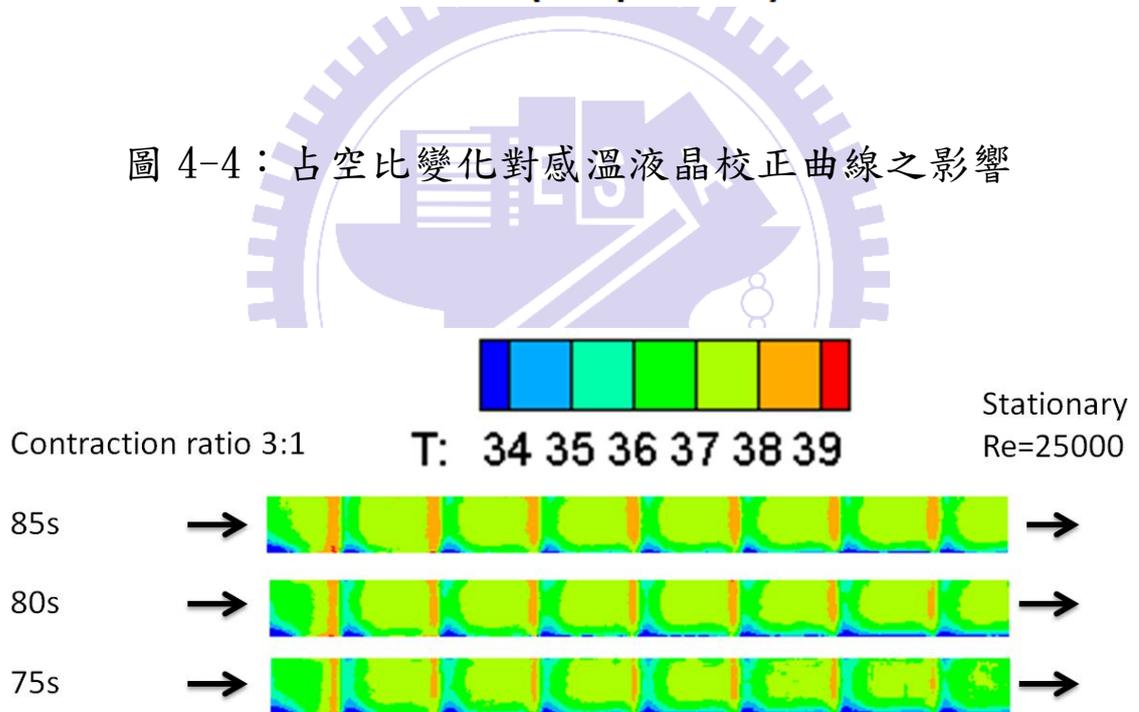


圖 4-5：不同加熱時間之溫度分布圖

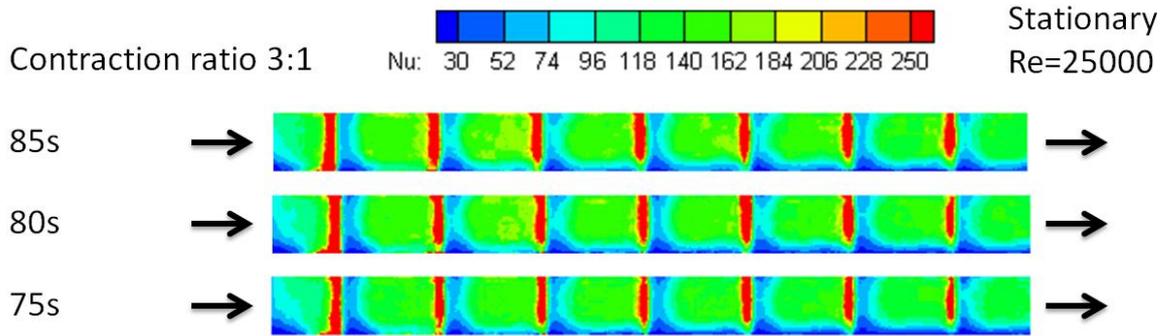


圖 4-6：不同加熱時間之紐賽數分布圖

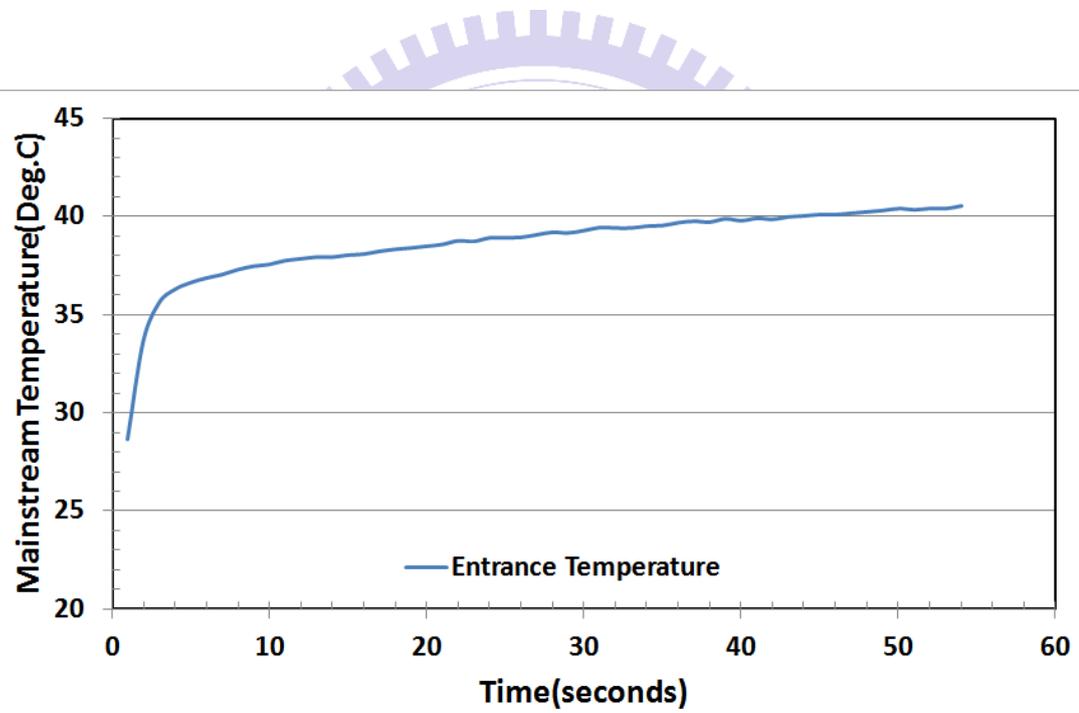


圖 4-7：溫度增量與時間變化圖

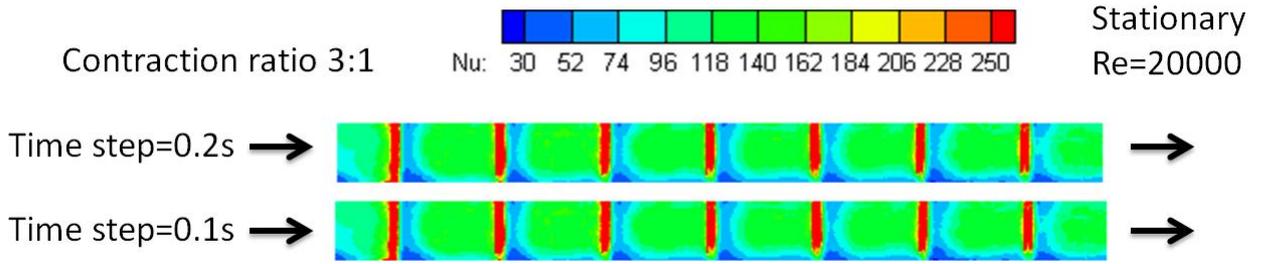


圖 4-8：不同時間步階間隔之紐賽數分布圖

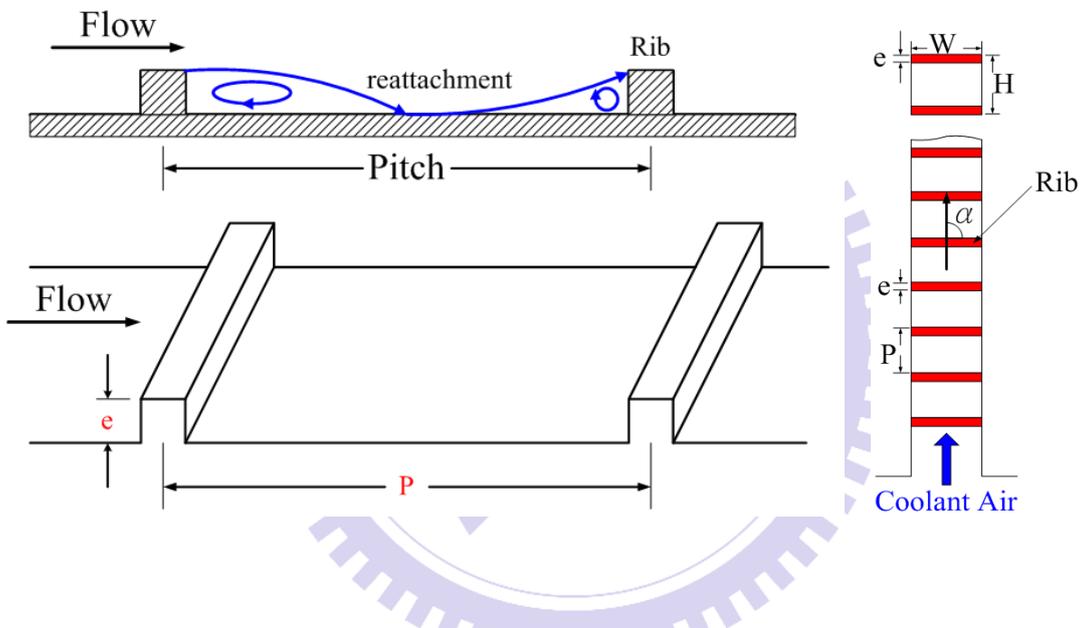


圖 4-9：90 度肋條結構與二次流動情形

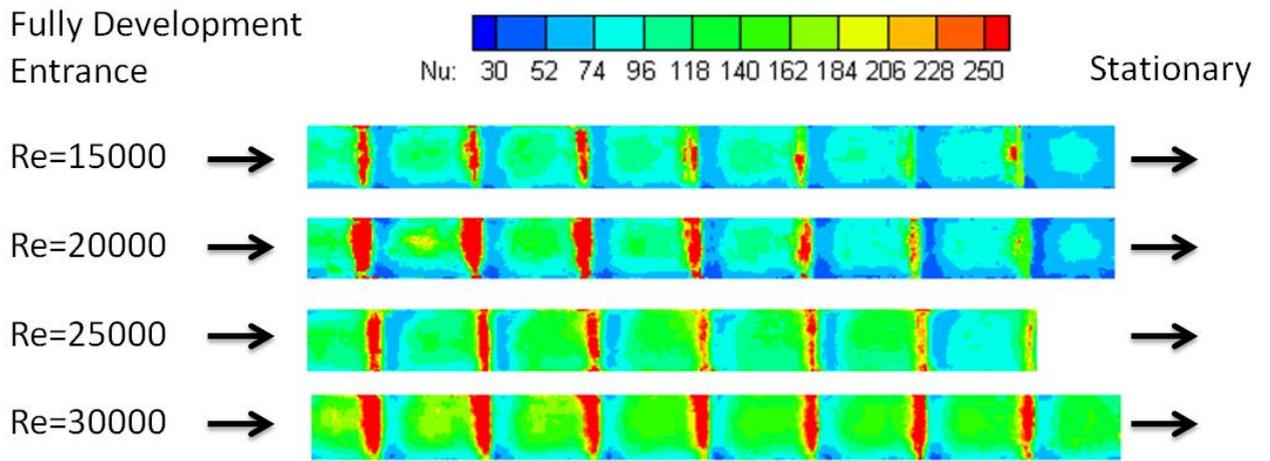


圖 4-10：完全發展型入口之紐賽數分布圖

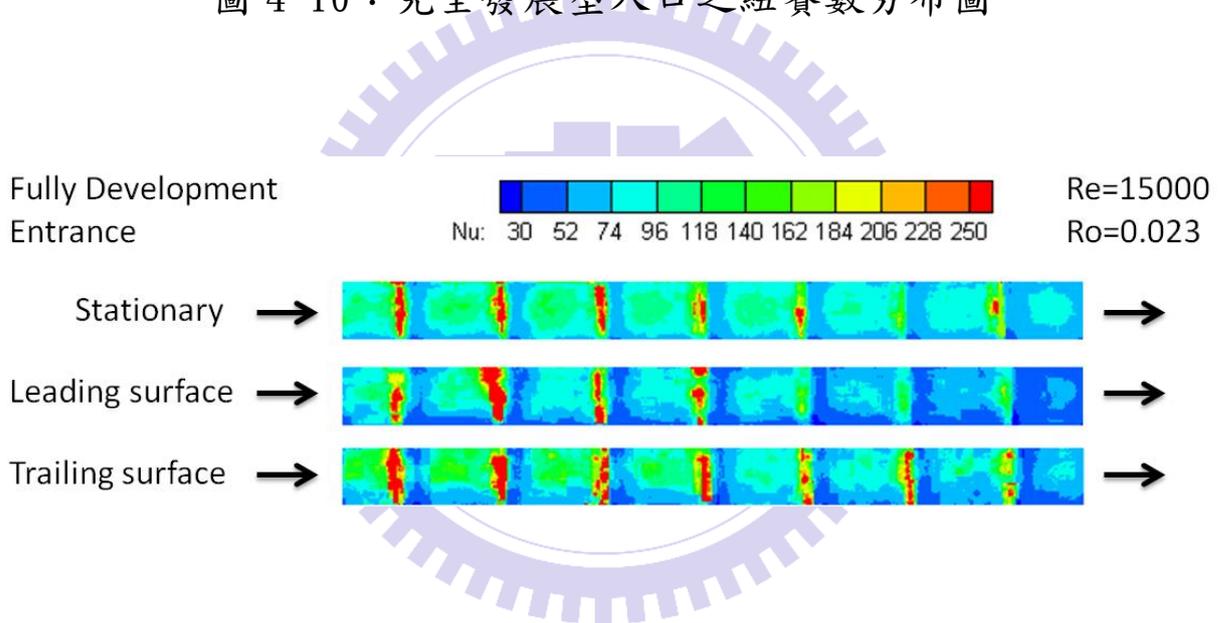


圖 4-11：完全發展型入口在旋轉數為 0.023 之紐賽數分布圖

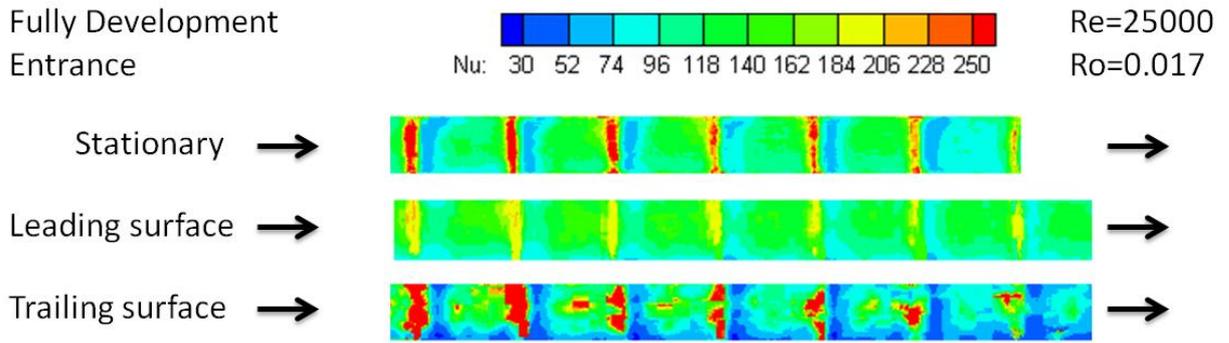


圖 4-12：完全發展型入口在旋轉數為 0.017 之紐賽數分布圖

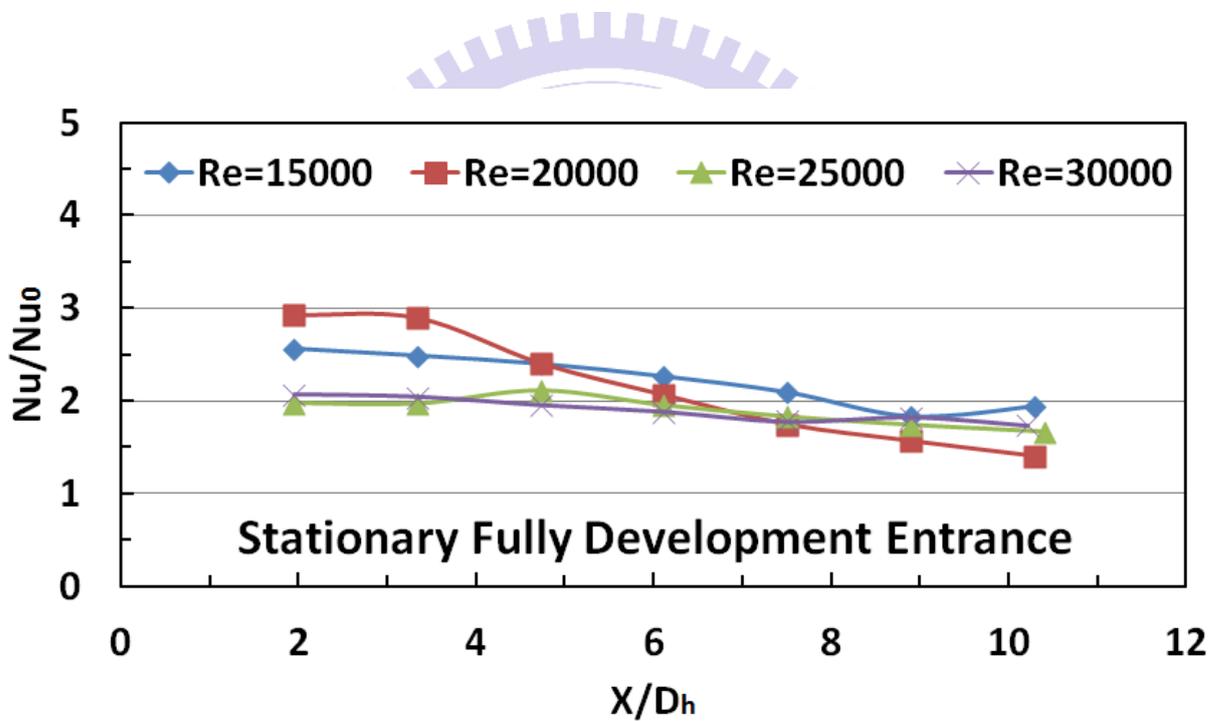


圖 4-13：完全發展型入口沿流線方向之紐賽數比

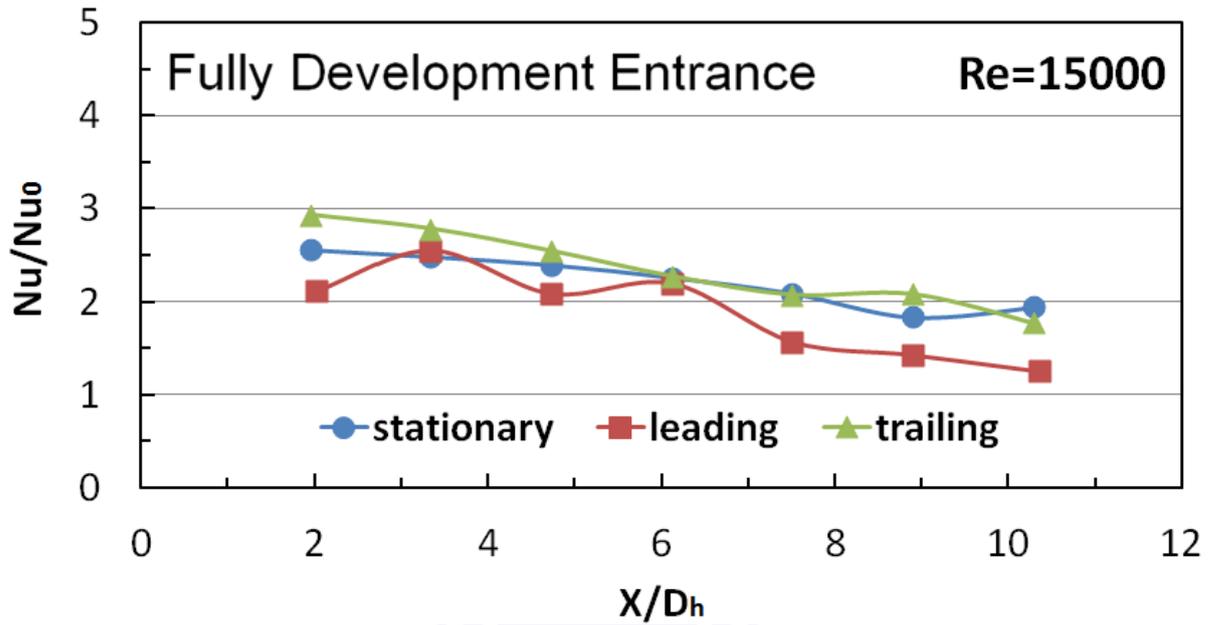


圖 4-14：完全發展型入口在旋轉數為 0.023 時沿流線方向之紐賽數比

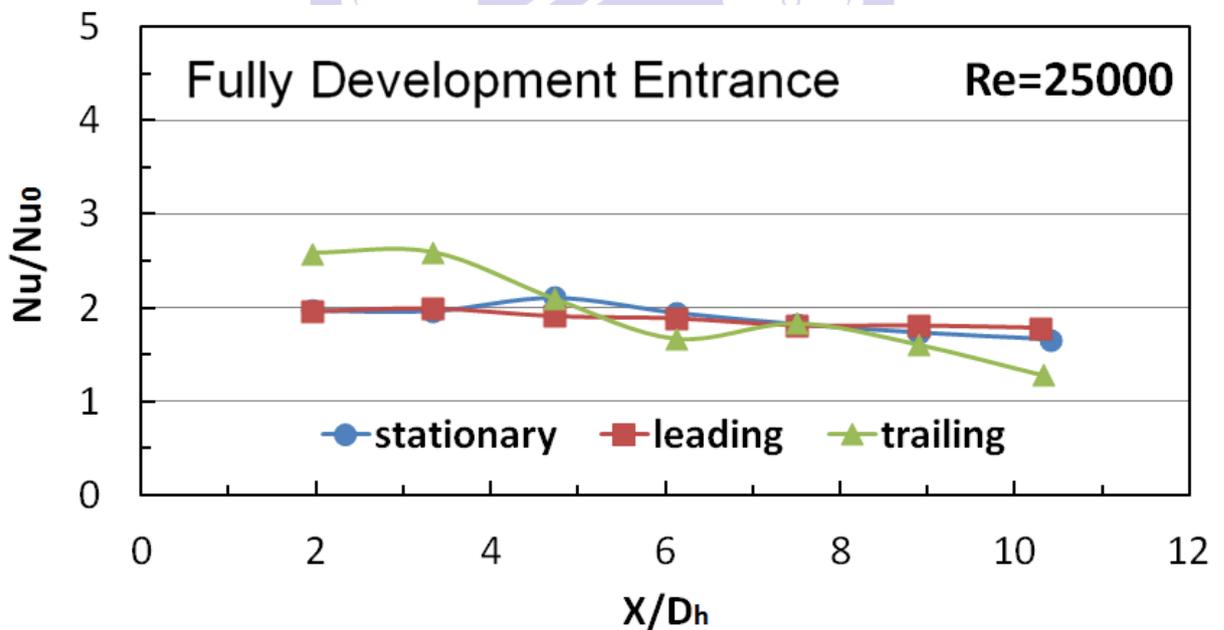


圖 4-15：完全發展型入口在旋轉數為 0.017 時沿流線方向之紐賽數比

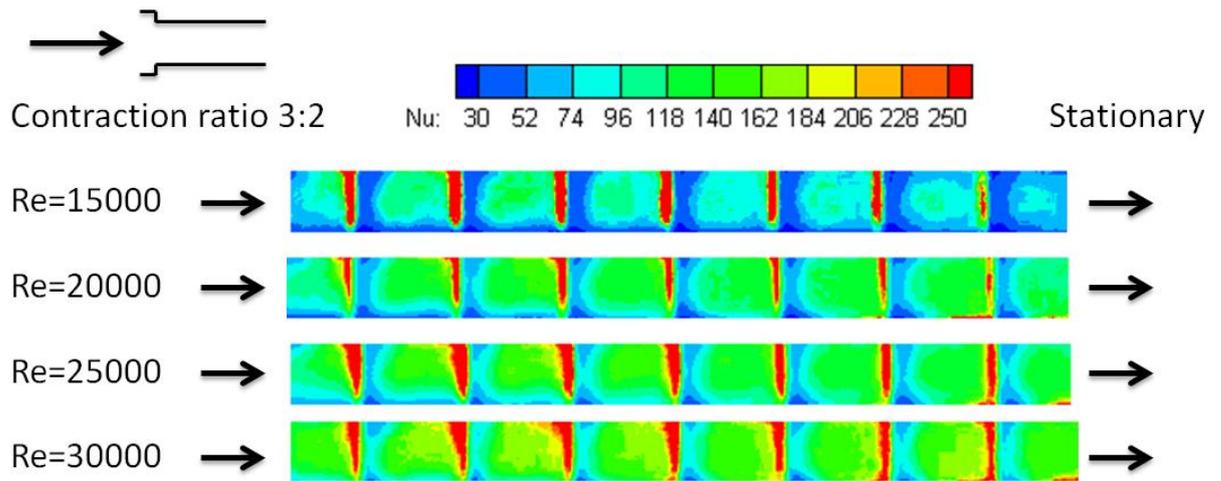


圖 4-16：3 比 2 突縮型入口之紐賽數分布圖

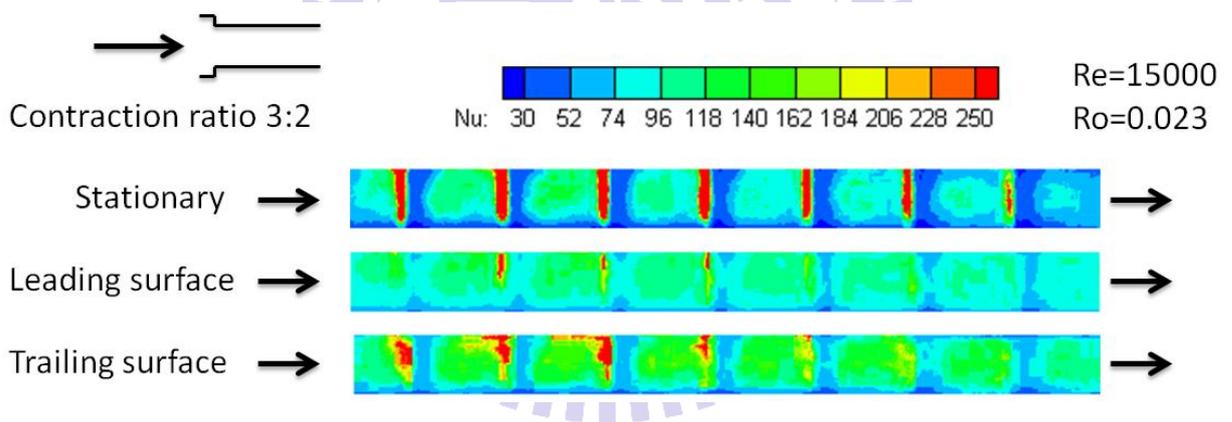


圖 4-17：3 比 2 突縮型入口在旋轉數為 0.023 之紐賽數分布圖

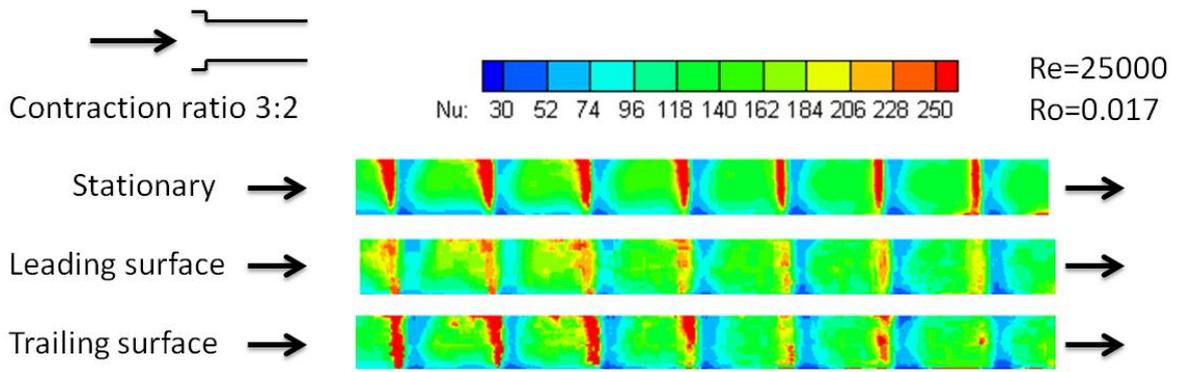


圖 4-18：3 比 2 突縮型入口在旋轉數為 0.017 之紐賽數分布圖

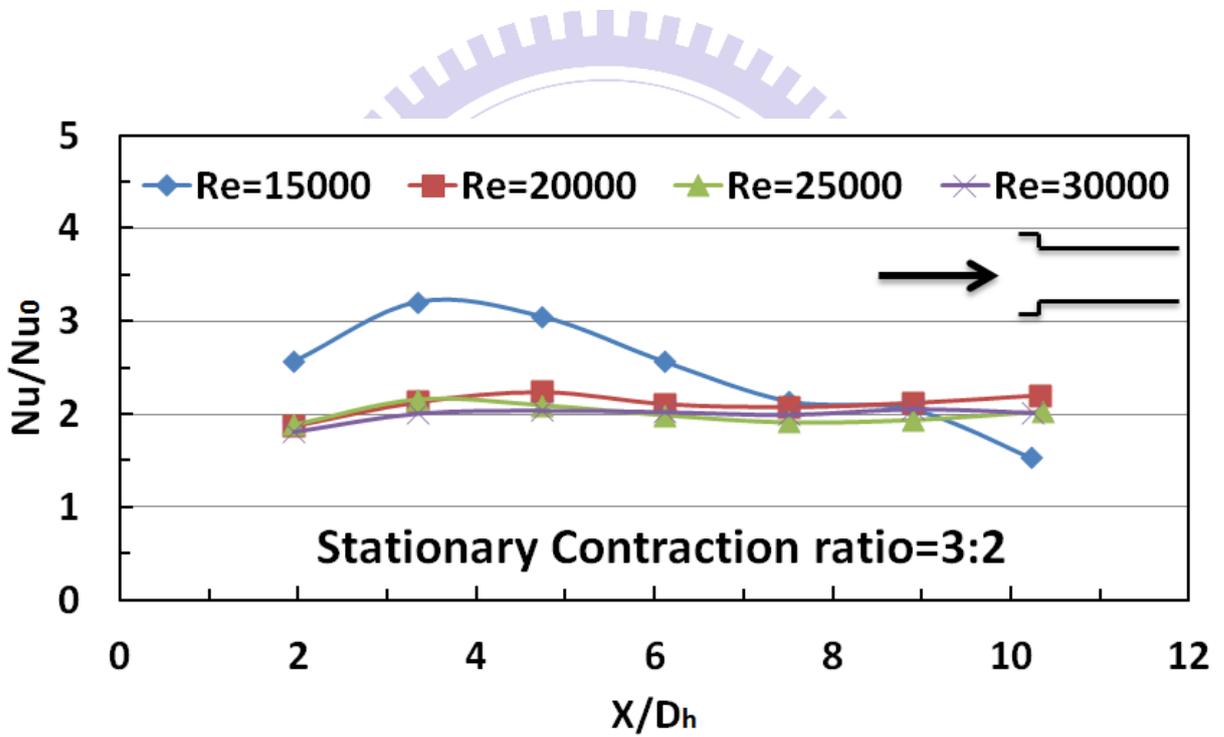


圖 4-19：3 比 2 突縮型入口沿流線方向之紐賽數比

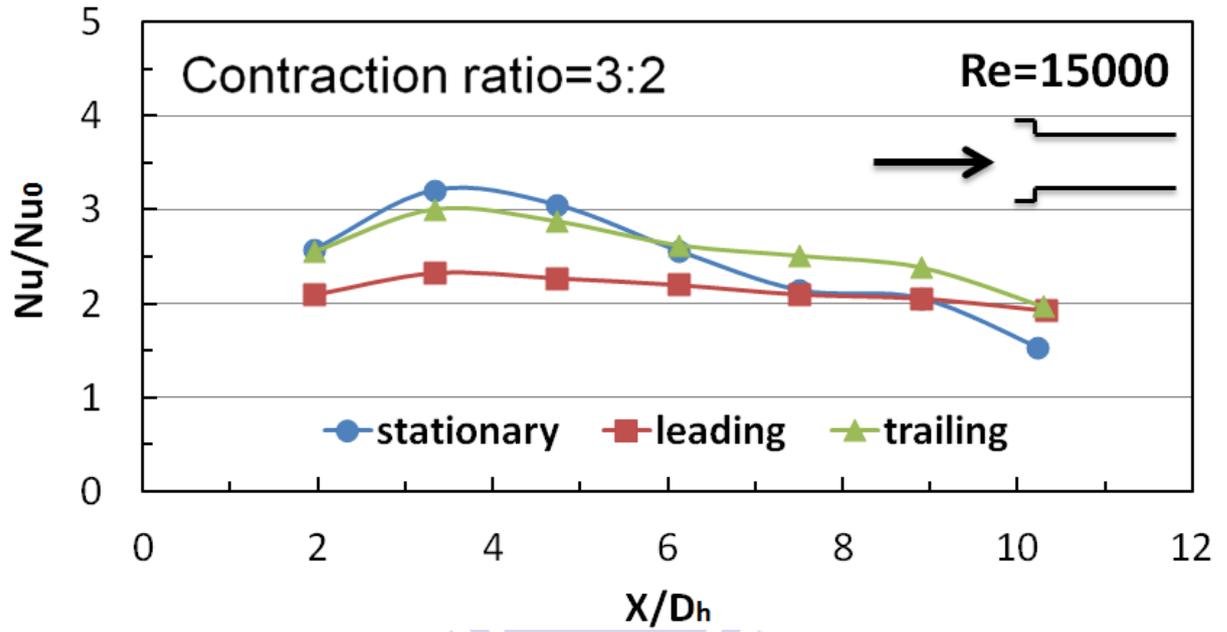


圖 4-20: 3 比 2 突縮型入口在旋轉數為 0.023 時沿流線方向之紐賽數比

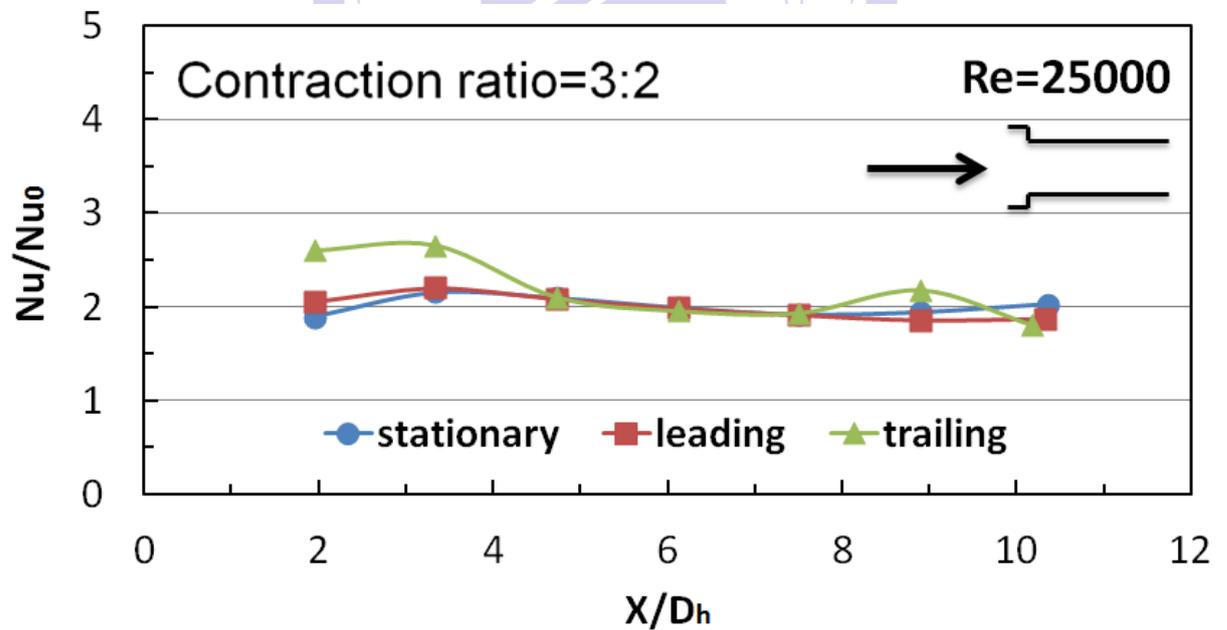


圖 4-21: 3 比 2 突縮型入口在旋轉數為 0.017 時沿流線方向之紐賽數比

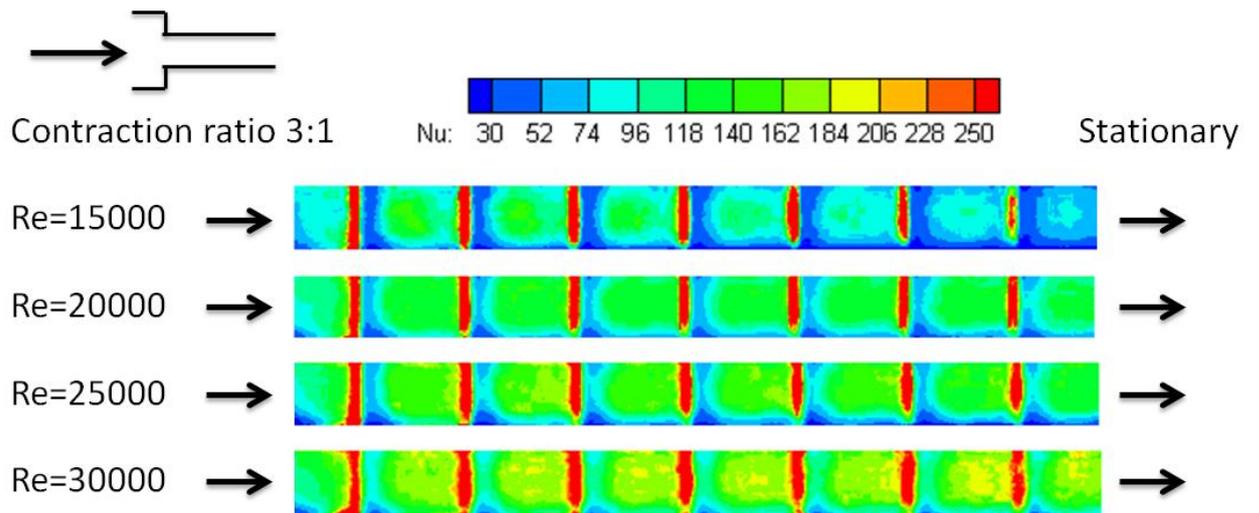


圖 4-22：3 比 1 突縮型入口之紐賽數分布圖

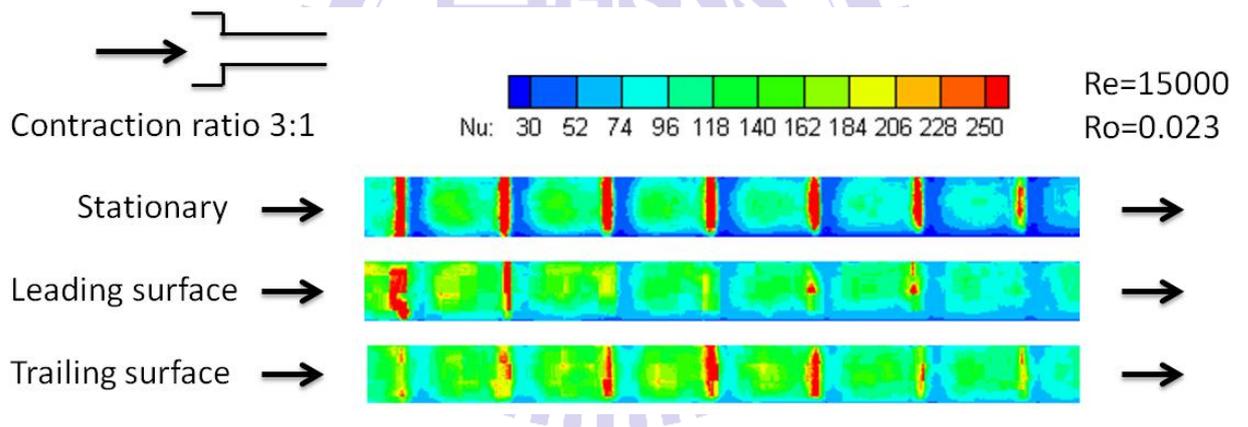


圖 4-23：3 比 1 突縮型入口在旋轉數為 0.023 之紐賽數分布圖

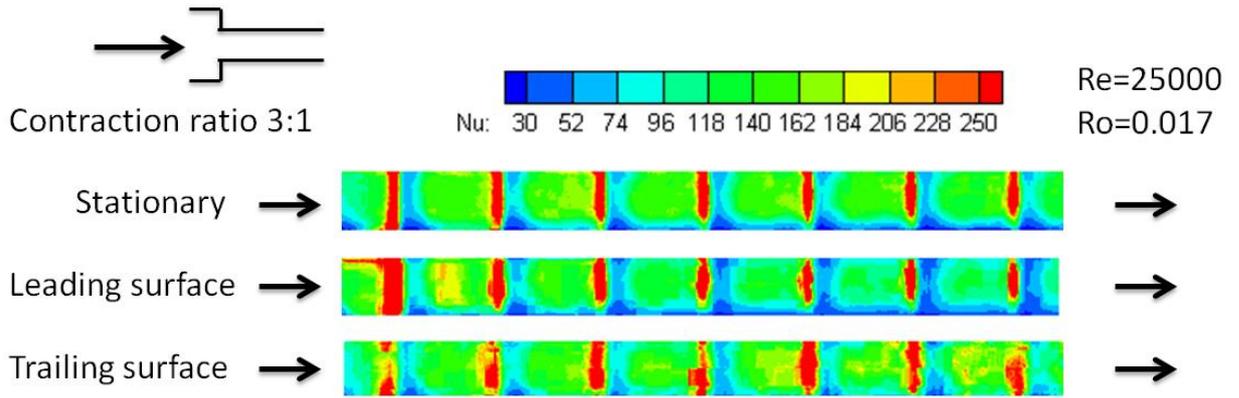


圖 4-24：3 比 1 突縮型入口在旋轉數為 0.017 之紐賽數分布圖

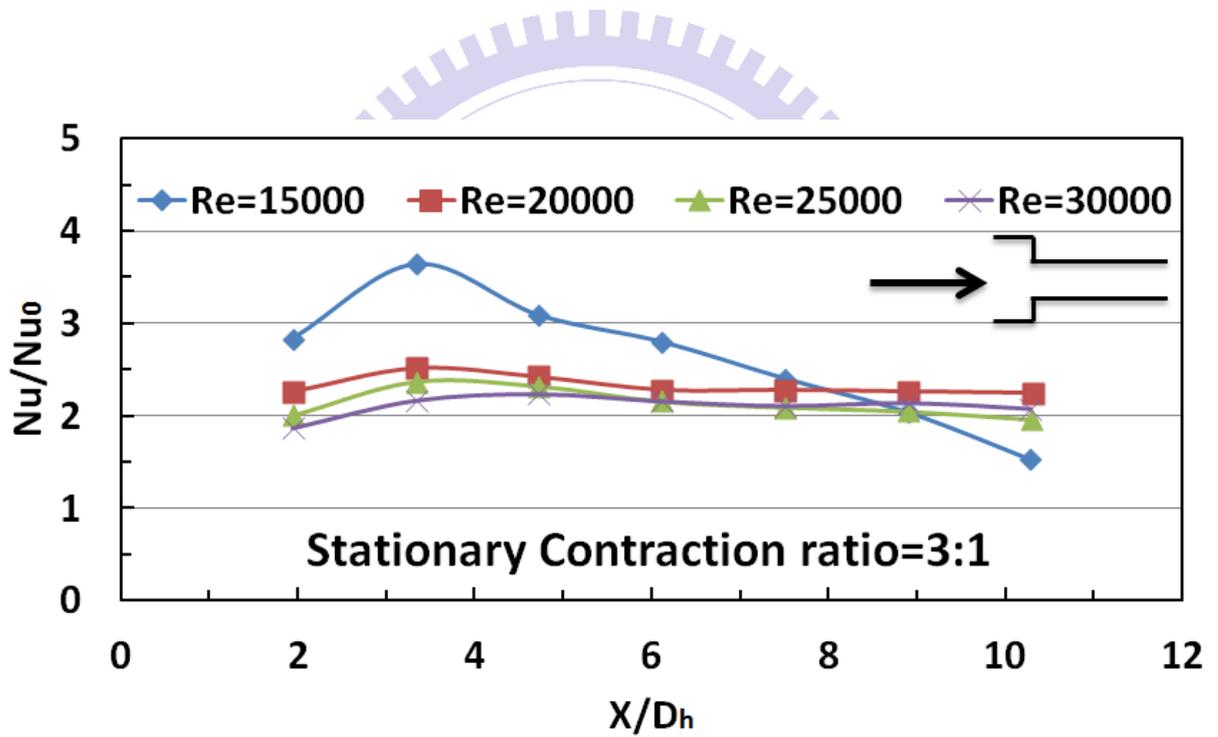


圖 4-25：3 比 1 突縮型入口沿流線方向之紐賽數比

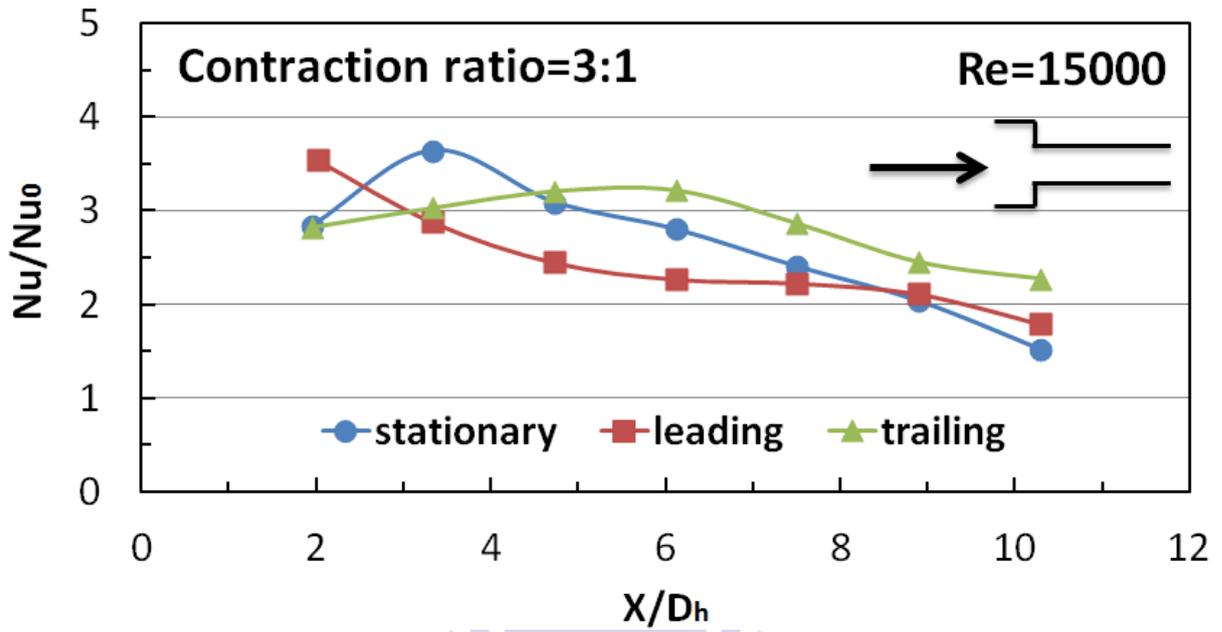


圖 4-26: 3 比 1 突縮型入口在旋轉數為 0.023 時沿流線方向之紐賽

數比

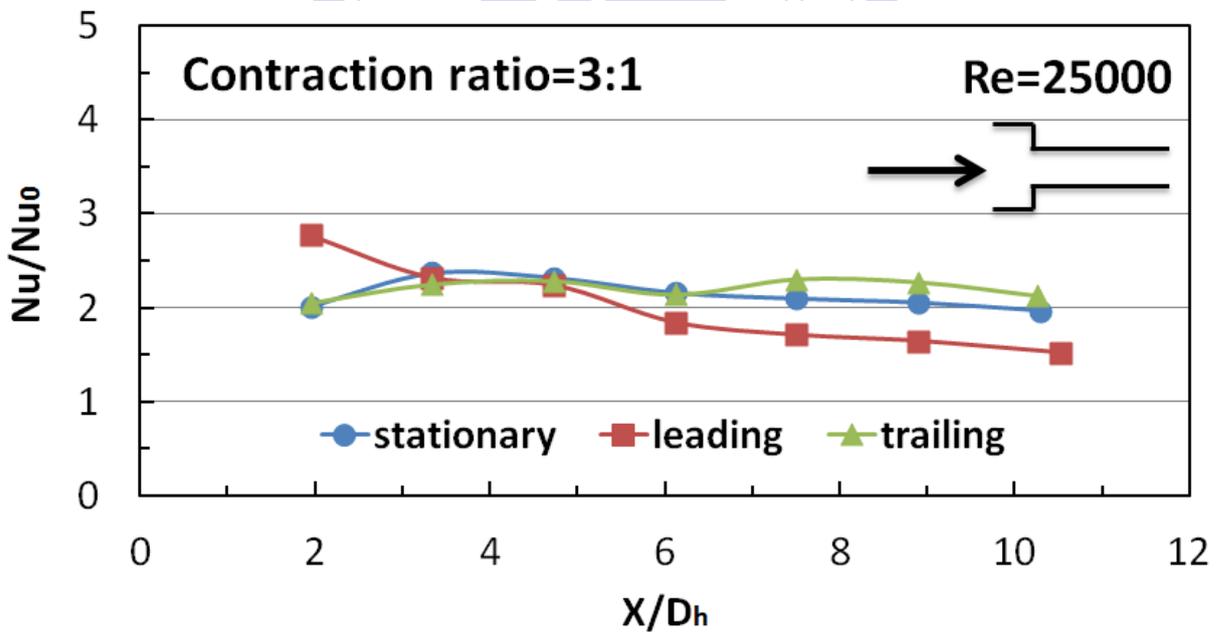


圖 4-27: 3 比 1 突縮型入口在旋轉數為 0.017 時沿流線方向之紐賽

數比

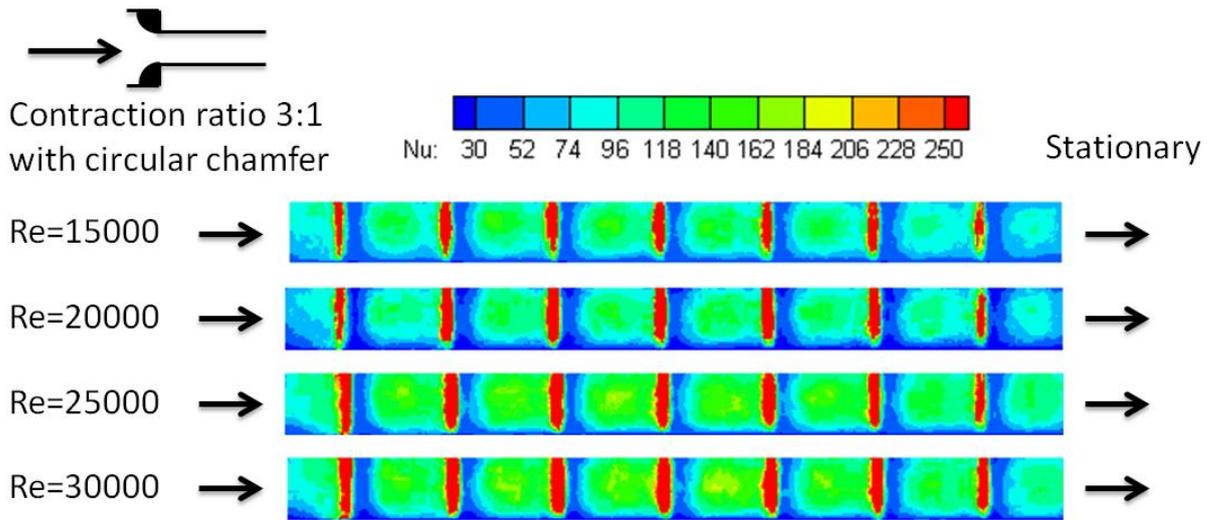


圖 4-28：3 比 1 突縮型入口外加圓型導角之紐賽數分布圖

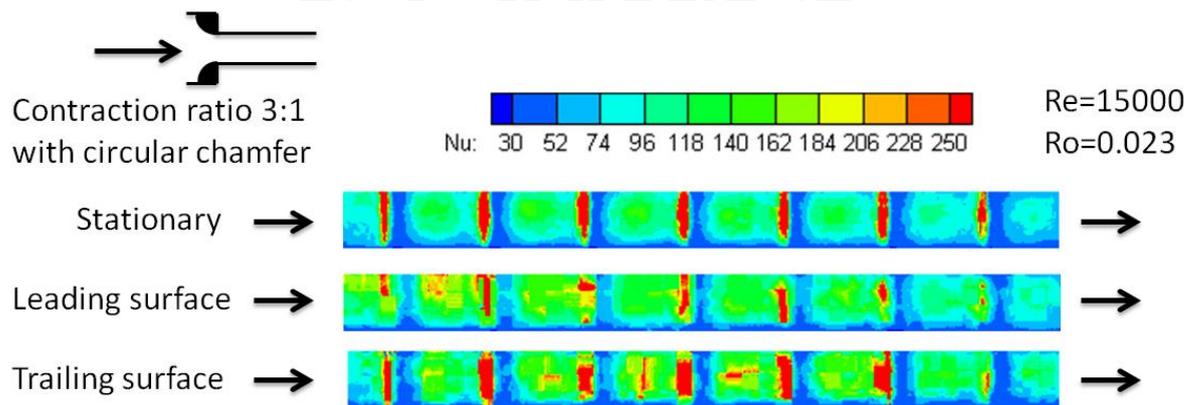


圖 4-29：3 比 1 突縮型入口外加圓型導角在旋轉數為 0.023 之紐
賽數分布圖

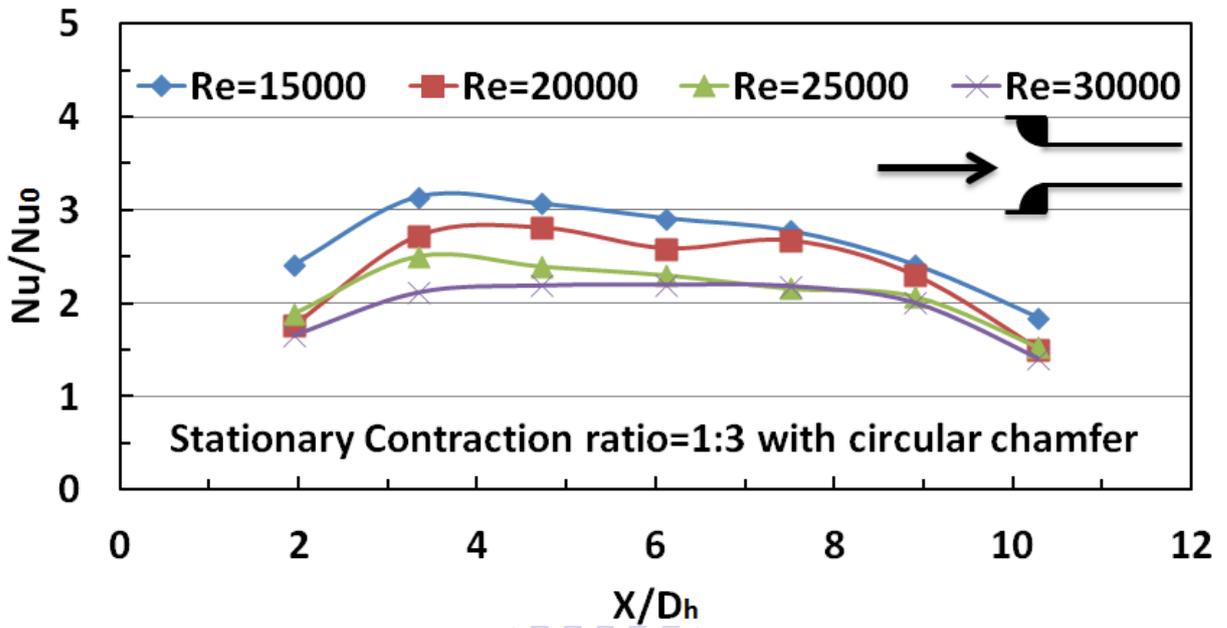


圖 4-30：3 比 1 突縮型入口外加圓型導角沿流線方向之紐賽數比

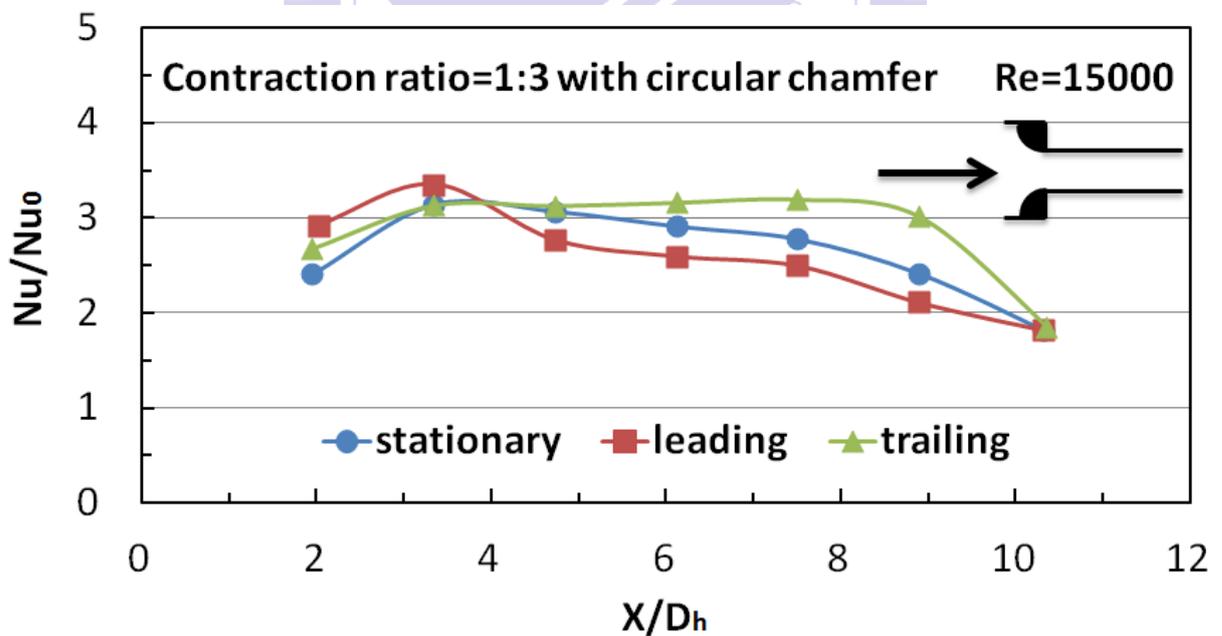


圖 4-31：3 比 1 突縮型入口外加圓型導角在旋轉數為 0.023 時沿流線方向之紐賽數比

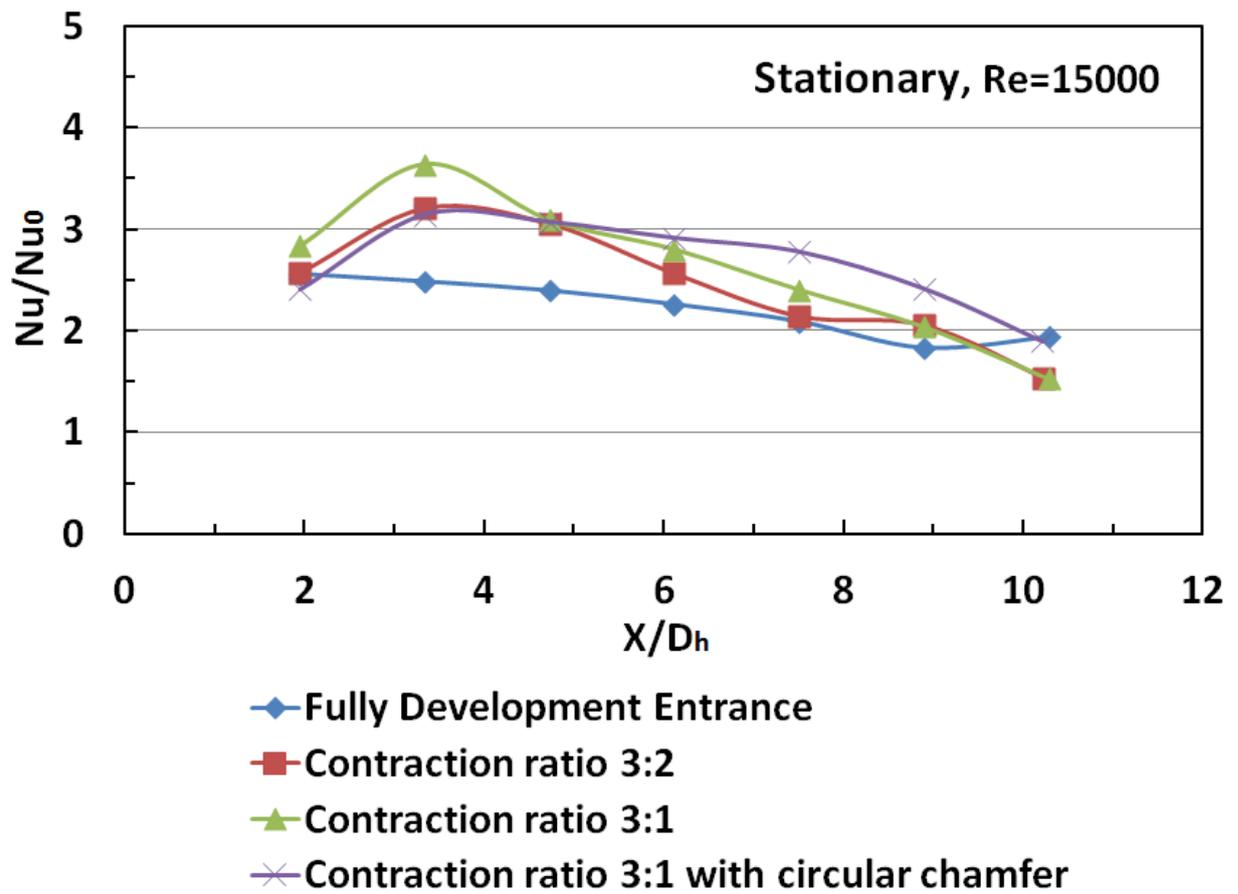


圖 4-32：不同入口條件在雷諾數為 15000 時沿流線方向之紐賽數

比

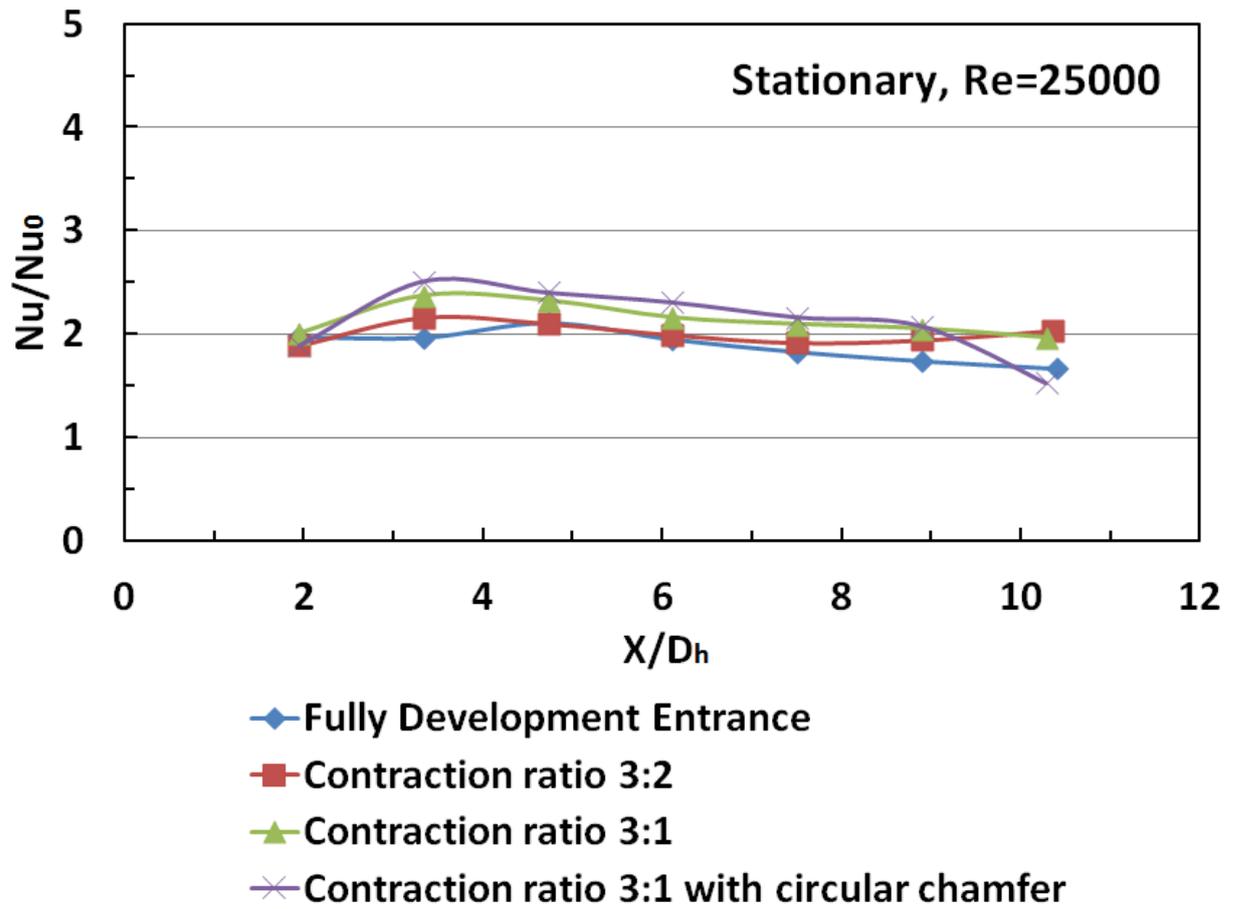


圖 4-33：不同入口條件在雷諾數為 25000 時沿流線方向之紐賽數
比

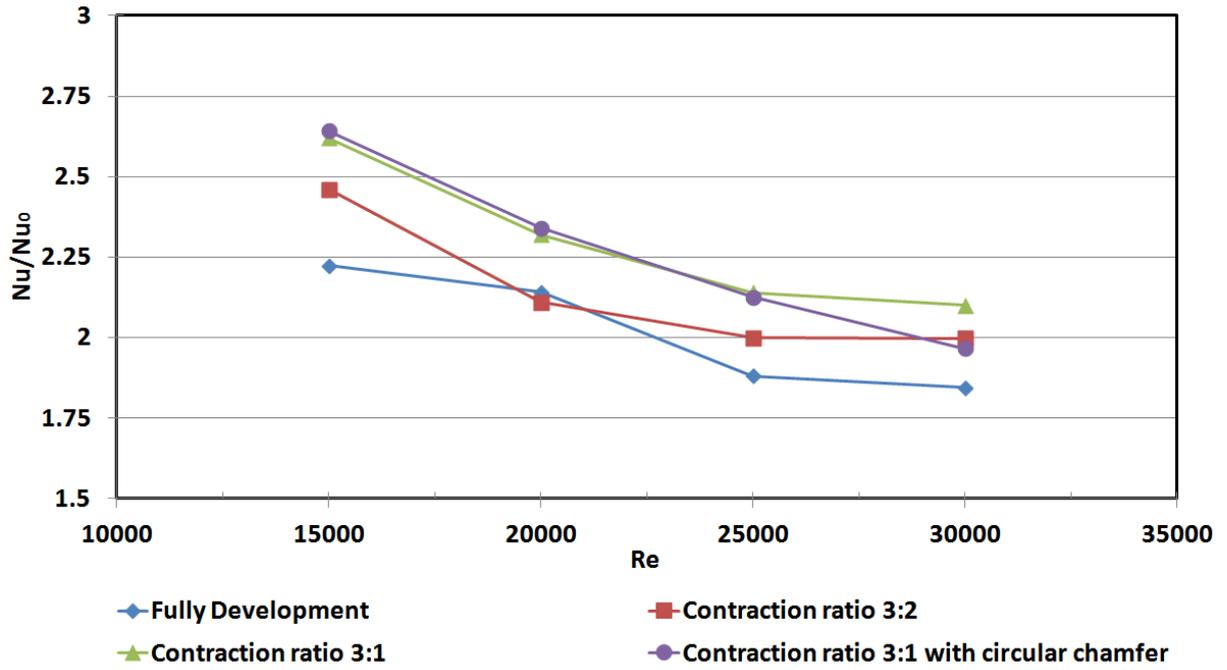


圖 4-34：靜止時紐賽數比分布圖

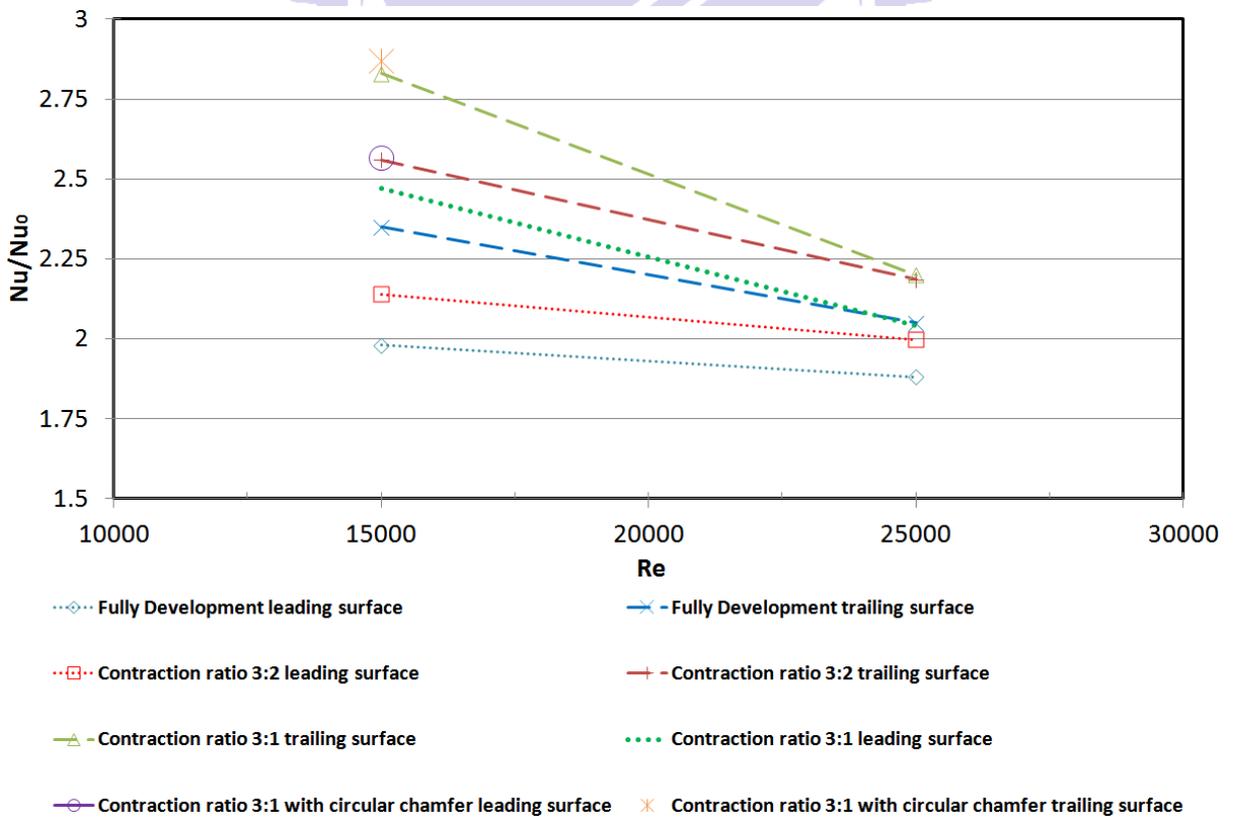


圖 4-35：旋轉時紐賽數比分布圖

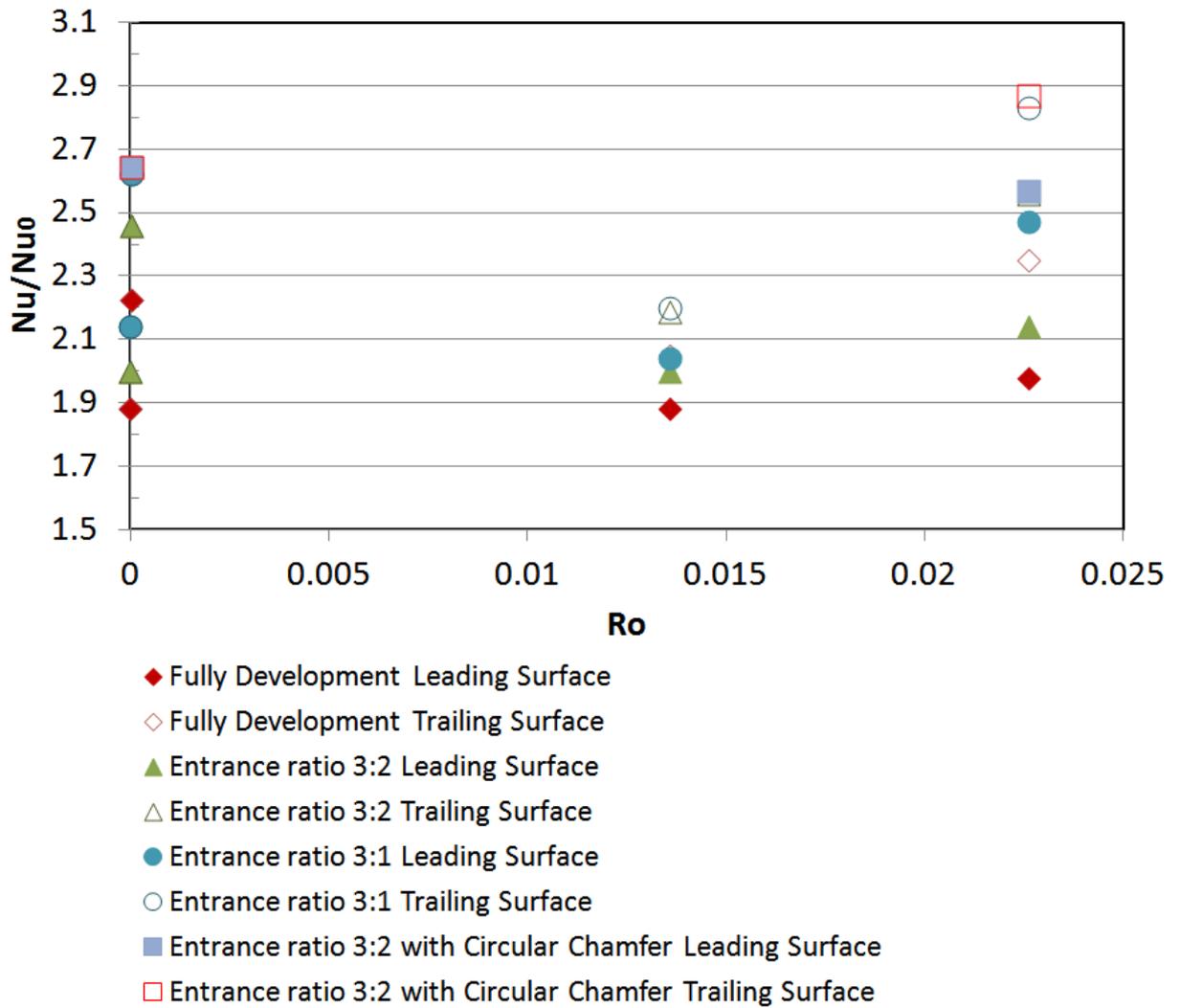


圖 4-36：紐賽數比隨旋轉數變化分布圖

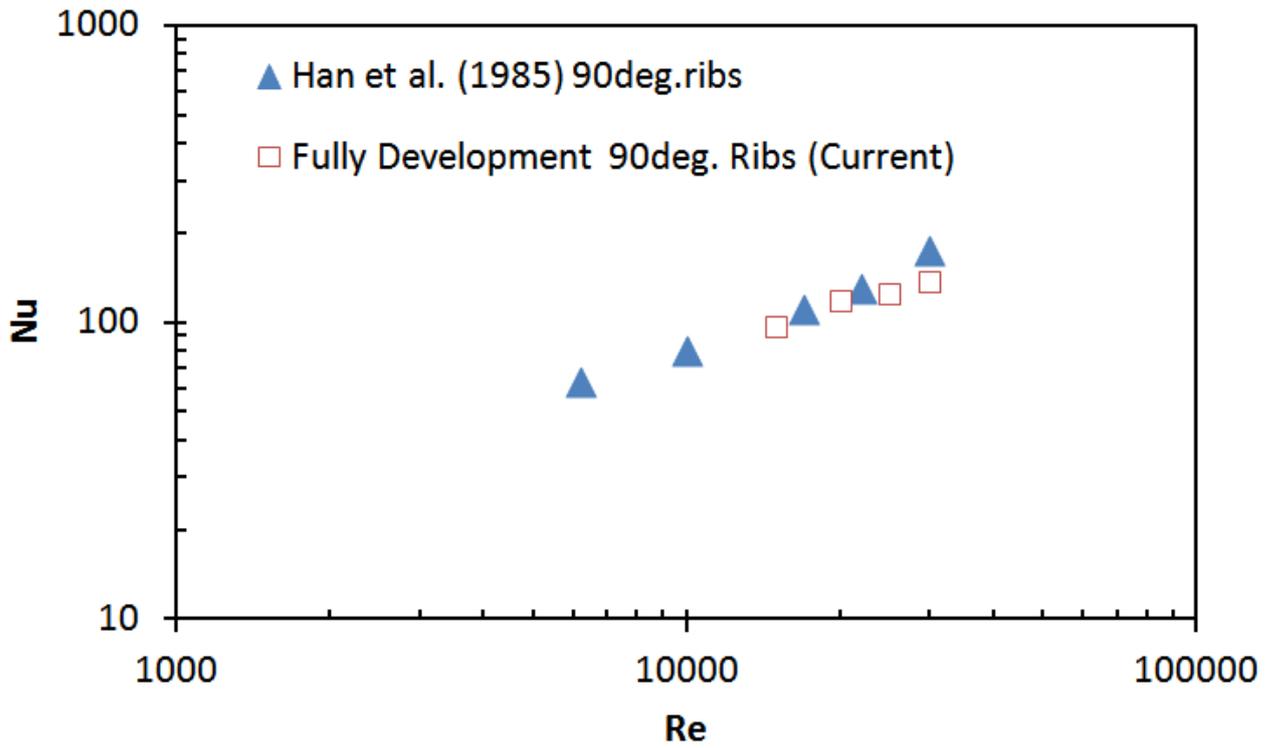


圖 4-37：紐賽數比較圖【9】

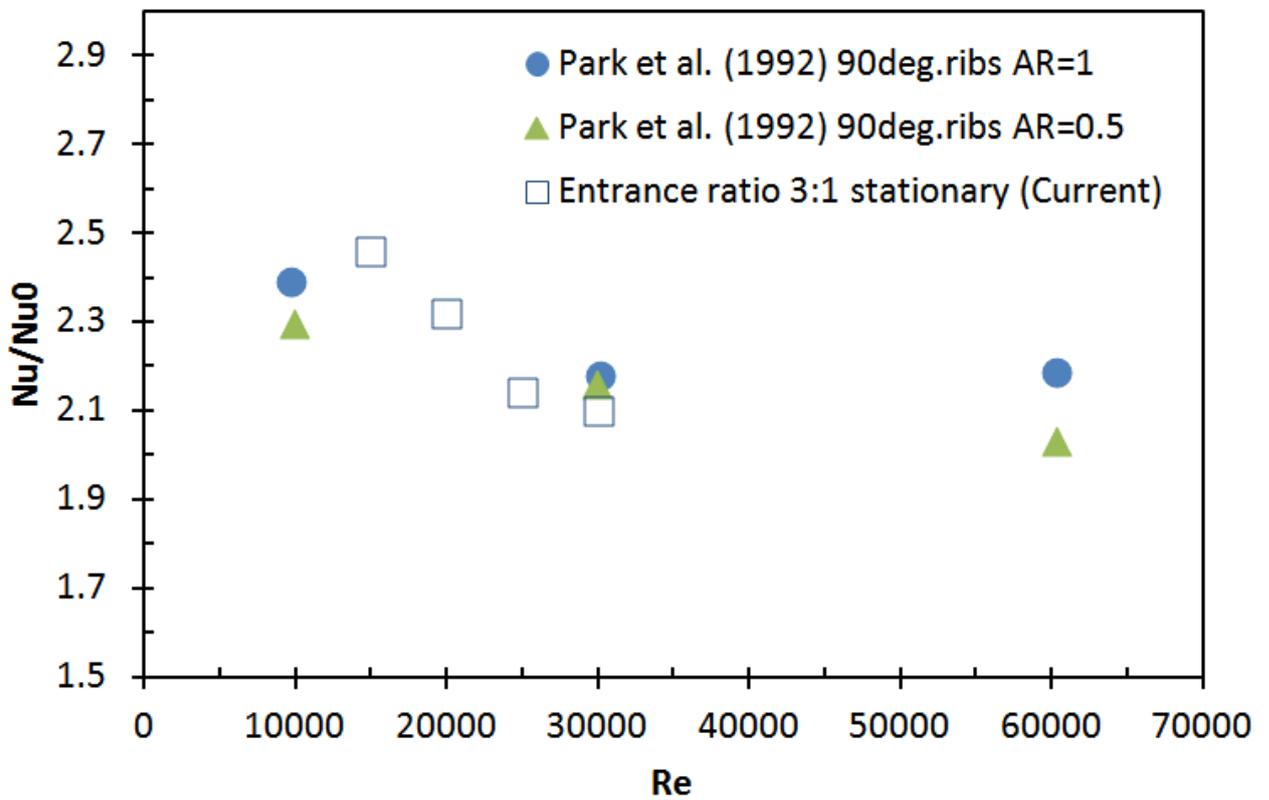
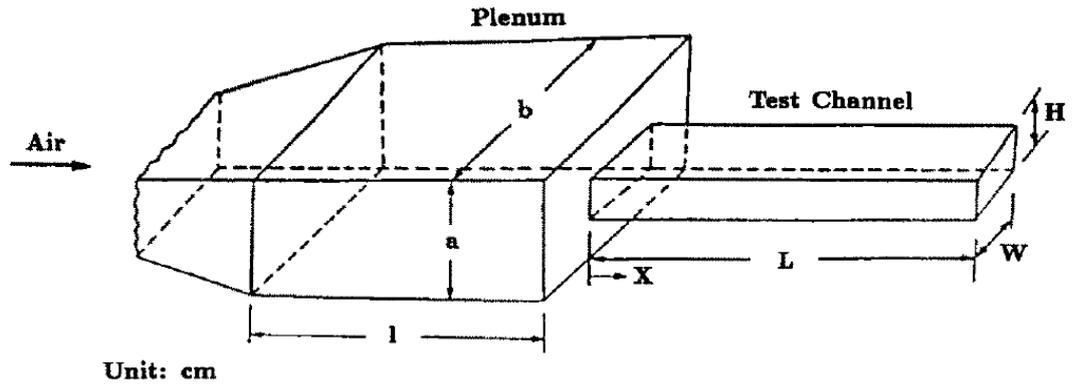


圖 4-38：突縮型入口紐賽數比比較圖【11】



	W	H	W/H	D	L	b	a	CR	l
Square Channel	5.1	5.1	1	5.1	127.5	15.3	15.3	9	15D
Rectangular Channel I	10.2	5.1	2	6.8	127.5	30.6	15.3	9	15D
Rectangular Channel II	10.2	2.55	4	4.08	127.4	30.6	15.3	18	25D
Rectangular Channel IA	5.1	10.2	2/4	6.8	127.5	30.6	15.3	9	15D
Rectangular Channel IIA	2.55	10.2	1/4	4.08	127.5	30.6	15.3	18	25D

圖 4-39：熱傳文獻比較-測試通道設計 Park et al. (1992) 【11】