

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文

探討自然對流對活塞之熱傳效益

**An Investigation of Natural Convection for
Heat Transfer Efficiency on the Piston**



研究生：楊忠霖

指導教授：傅武雄 博士

中華民國九十七年七月

探討自然對流對活塞之熱傳效益

**An Investigation of Natural Convection for Heat
Transfer Efficiency on the Piston**

研究生：楊忠霖

Student: Chung-Lin Yang

指導教授：傅武雄

Advisor: Wu-Shung Fu

國立交通大學

機械工程學系



Submitted to Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Chiao Tung University

in Partial Fulfillment of the Requirements

for the Degree of

Master of Science

in

Mechanical Engineering

July 2008

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

探討自然對流對活塞之熱傳效益

研究生：楊忠霖

指導教授：傅武雄

國立交通大學機械工程學系碩士班

摘要

本文主要目的以套裝軟體 STRA-CD 以三維的方式模擬活塞內部加裝冷卻渠道，觀察此渠道在活塞做往復運動下以及考慮自然對流效應下，渠道內部流場和溫度場的變化，並討論冷卻流體對活塞高溫壁面的熱傳增益，而模擬結果並與同步與實驗作對照，以驗證模擬的真實性。

主要探討在往復運動下的流場和溫度場之變化，以了解這類問題的運動機制，並針對不同的流場雷諾數、進口速度與振動頻率，以及加熱壁面溫度，比較其對活塞高溫壁面的熱傳增益。綜合所獲得的結果，當活塞運動後，會在活塞高溫壁面附近產生類似的牽引和推擠流體現象，使得原本附近高溫壁面上之溫度邊界層受到擾動而被破壞和縮小，熱傳效果會普遍提升。

An Investigation of Natural Convection for Heat Transfer Efficiency on the Piston

Student: Chung-Lin Yang

Advisor: Wu-Shung Fu

Department of Mechanical Engineering

National Chiao Tung University

Abstract

The aim of this simulation is to investigate the variations of flow and thermal fields in the cooling channel within the reciprocating piston, and discuss the heat transfer effect of the cooling flow on the heat surface of the piston.

The STRA-CD is adopted to investigate the variations of the flow and thermal fields induced by the reciprocation of the piston. The heat transfer effects of different Reynolds numbers, and reciprocating frequency on heat transfer rate are shown and discussed. Based on the above procedures, the results show that the reciprocating piston would draw and push the cooling flow. Therefore, the heat transfer rate is enhanced remarkably.

誌 謝

衷心的感謝指導老師傅武雄教授兩年來給予課業和論文的指導，以及在生活上的關心跟教誨，在此謹致最高的感謝與敬意。同時也感謝機械系諸師長在課業上的指導，以及同門的連信宏學長在數值模擬上的協助，使本研究可以順利完成。

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



目錄

中文摘要	i
英文摘要	ii
誌謝	iii
目錄	iv
表目錄	v
圖目錄	vi
符號說明	viii
第一章	緒論	1
1.1	研究動機	1
1.2	文獻回顧	2
1.3	研究目的	5
第二章	物理模式	8
2.1	物理模式	8
2.2	分析假設與統御方程式	8
2.3	邊界條件	9
第三章	數值方法	17
3.1	數值方法	17
3.2	PISO 數值計算	19
3.3	暫態滑移網格(sliding mesh)	21
第四章	結果與討論	27
4.1	態模擬數值	27
4.2	動態模擬數值	28
4.3	動態與靜態比較	30
4.4	實驗流場可視化與模擬比較	32
第五章	結論	66
	參考文獻	67

表目錄

表 2-1 標準 $k-\varepsilon$ 紊流模式係數.....	13
表 4-1 靜態實驗與模擬數值之 \overline{Nu} 差異度.....	35
表 4-2 動態 $Re=300, \Delta T=10^\circ C, F_c=0.2$ 之 \overline{Nu} 模擬與實驗數值差異度.....	52
表 4-3 $Re=300, \Delta T=10^\circ C$ 動態模擬與靜態模擬之 \overline{Nu} 增加百分比.....	53
表 4-4 動態 $Re=300, F_c=0.2, \Delta T=10^\circ C, 40^\circ C$ 加熱區之 \overline{Nu}	54
表 4-5 動態 $Re=200, F_c=0.2, \Delta T=10^\circ C, 40^\circ C$ 加熱區之 \overline{Nu}	54
表 4-6 動態 $Re=150, F_c=0.2, \Delta T=10^\circ C, 40^\circ C$ 加熱區之 \overline{Nu}	55
表 4-7 動態 $Re=300, F_c=0.4, \Delta T=10^\circ C, 40^\circ C$ 加熱區之 \overline{Nu}	55
表 4-8 動態 $Re=200, F_c=0.4, \Delta T=10^\circ C, 40^\circ C$ 加熱區之 \overline{Nu}	56
表 4-9 動態 $Re=150, F_c=0.4, \Delta T=10^\circ C, 40^\circ C$ 加熱區之 \overline{Nu}	56
表 4-10 $Re=300$ 時不同無因次震動頻率下之整體 \overline{Nu} 增加率.....	59
表 4-11 $Re=200$ 時不同無因次震動頻率下之整體 \overline{Nu} 增加率.....	60
表 4-12 $Re=150$ 時不同無因次震動頻率下之整體 \overline{Nu} 增加率.....	61

圖目錄

圖 1-1	Sulzer RTA90 機型之活塞冠斷面示意.....	6
圖 1-2	歷年 Sulzer 柴油引擎動力輸出圖.....	7
圖 2-1	引擎活塞機構示意.....	14
圖 2-2	物理模式圖.....	15
圖 2-3	加熱區段位置圖.....	16
圖 3-1	相鄰網格中心點及離散面相關位置示意圖.....	22
圖 3-2	計算流程圖.....	23
圖 3-3	對流通量示意圖.....	24
圖 3-4	PISO 示意圖.....	25
圖 3-5	滑移網格進行方式說明示意圖.....	26
圖 4-1	(a)靜態 $Re=300$, $\Delta T=10^{\circ}C$ 之流線圖.....	33
圖 4-1	(b)靜態 $Re=300$, $\Delta T=10^{\circ}C$ 之等溫線圖.....	34
圖 4-2	靜態 $Re=300$, $\Delta T=10$ 模擬數值與實驗數值趨勢圖.....	36
圖 4-3	(a)靜態 $Re=300$, $\Delta T=40^{\circ}C$ 之流線圖.....	37
圖 4-3	(b)靜態 $Re=300$, $\Delta T=40^{\circ}C$ 之等溫線圖.....	38
圖 4-4	靜態 $Re=300$, $\Delta T=40^{\circ}C$ 模擬數值與實驗數值趨勢圖.....	39
圖 4-5	(a)靜態 $Re=150$, $\Delta T=10^{\circ}C$ 之等流線圖.....	40
圖 4-5	(b)靜態 $Re=150$, $\Delta T=10^{\circ}C$ 之等溫線圖.....	41
圖 4-6	靜態 $Re=150$, $\Delta T=10^{\circ}C$ 模擬數值與實驗數值趨勢圖.....	42
圖 4-7	動態 $Re=300$, $\Delta T=10^{\circ}C$, $F_c=0.2$ 一個週期流場流線圖.....	43
圖 4-8	動態 $Re=300$, $\Delta T=10^{\circ}C$, $F_c=0.2$ 一個週期流場之等溫線圖.....	44
圖 4-9	$Re=300$, $\Delta T=10^{\circ}C$, $F_c=0.2$ 前加熱區之 Nu_x	45
圖 4-10	$Re=300$, $\Delta T=10^{\circ}C$, $F_c=0.2$ 前加熱區之 Nu_x	46
圖 4-11	$Re=300$, $\Delta T=10^{\circ}C$, $F_c=0.2$ 前加熱區之 Nu_x	47
圖 4-12	$Re=300$, $\Delta T=10^{\circ}C$, $F_c=0.2$ 前段加熱區之 Nu 週期分佈圖.....	48
圖 4-13	$Re=300$, $\Delta T=10^{\circ}C$, $F_c=0.2$ 中段加熱區之 Nu 週期分佈圖.....	49

圖 4-14	$Re=300, \Delta T=10^{\circ}C, F_c=0.2$ 後段加熱區之 Nu 週期分佈圖.....	50
圖 4-15	前、中、後段加熱區每次週期之 \overline{Nu}	51
圖 4-16	模擬 $F_c=0.2, \Delta T=10^{\circ}C$ 在 $Re=300$ 、 $Re=200$ 及 $Re=150$ 下之 \overline{Nu} 趨勢圖.....	57
圖 4-17	模擬 $F_c=0.2, \Delta T=40^{\circ}C$ 在 $Re=300$ 、 $Re=200$ 及 $Re=150$ 下之 \overline{Nu} 趨勢圖.....	58
圖 4-18	$Re=150, \Delta T=40^{\circ}C$ 靜態入口之流場可視化與模擬比較.....	62
圖 4-19	$Re=150, \Delta T=40^{\circ}C$ 動態 $\tau = \frac{3}{4}$ 時入口之流場可視化與模擬比較.....	63
圖 4-20	$Re=150, \Delta T=40^{\circ}C$ 靜態出口之流場可視化與模擬比較.....	64
圖 4-21	$Re=150, \Delta T=40^{\circ}C$ 動態 $\tau = \frac{3}{4}$ 時出口之流場可視化與模擬比較.....	65



符號說明

$C_\mu, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, C_{\varepsilon 3}, C_{\varepsilon 4}$	k- ε 紊流模式的經驗係數	
$F_{h,j}$	於 x_j 方向上的能量擴散通量	
\sqrt{g}	特定公制張量	
k	紊流動能	
p	壓力	[N m ⁻²]
s_i	動量源項	
s_{ij}	剪應變率張量	
s_ϕ	來源係數	
t	時間	[sec]
x_i	卡式座標 (i=1, 2, 3)	
u	流體切線速度	[m s ⁻¹]
u_i	流體在 x_i 方向的絕對速度	[m s ⁻¹]
\tilde{u}_i	流體與座標系統的相對速度	[m s ⁻¹]
u_w	壁面速度	
\overline{Nu}	平均紐塞數	
h	流體熱對流係數	[W m ⁻² K]
k	流體熱傳導係數	[W m K]
L	渠道特徵長度	[m]
\dot{q}	加熱區之平均熱通量	[W m ⁻²]
T_{in}	進口溫度	[K]
T_w	加熱面之溫度	[K]
F_c	無因次振動頻率	
Re	雷諾數	
Gr	Grashof number	

Nu_x	局部紐塞數	
\dot{q}_x	局部熱通量	$[W\ m^{-2}]$
En	整體 \overline{Nu} 增加率	

希臘符號

ε	實驗與模擬數值的差異度	
Γ_ϕ	擴散係數	
μ	黏滯係數	
ρ	密度	$[kg\ m^{-3}]$
μ_t	紊流黏滯係數	
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$	k- ε 紊流模式的經驗係數	
τ_{ij}	黏滯應力張量	
ϕ	代表任一獨立物理量	



第一章 緒論

1-1 研究動機

高溫壁面的熱傳問題在工業界中十分常見，近年來為因應許多工程上的需要，機械元件所需承受的熱負載不斷增加，造成元件損害與故障，熱傳效應對機構的影響也一再被研究，因此對增加機構上的熱傳量一直是重要的研究課題。

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

為因應全球石油危機，節約能源的政策已經得到諸多先進國家的共識與注意，因此為了降低燃油成本在航運成本所佔的高比例，船舶引擎的發展將朝向低引擎轉速、高溫高壓之熱力循環等方向邁進。為了使船舶的引擎效率提昇，以最少的消耗油量產生最大的輸出動力，勢必要提高燃燒壓力，也因此增加了燃燒溫度。目前船舶柴油主機推進引擎，其內部燃燒室之最大循環壓力與溫度(Maximum cycle pressure and temperature)已高達 120 bar 及 1500°C，活塞在此高溫高壓工作環境下，經常會有損壞的情形。為因應船舶引擎的馬力輸出再提高，所造成引擎活塞熱負載增高的問題，活塞之冷卻技術必須配合提昇，以便能將瞬間達到高溫的部分熱量帶走，降低其溫度，使得活塞材料能夠承受更高的溫度與壓力。因此對活塞內更有效之冷卻系統熱傳性能的研究，實為現代造船工業朝向低耗油率、輸出馬力大等發展趨勢之重要研究焦點。

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

至 1998 年，蘇撒之大型柴油機每單位活塞面積上所能承受的引擎最大輸出功率，與其相對應時間之活塞內部的冷卻系統發展過程。如圖裡所示，在這 30 年期間，柴油機內之每單位活塞面積所能負載的最大功率由 0.34 增加至 0.78 (kW/cycle cm²)，除了表示活塞內部冷卻系統更有效率外，也因此使得其設計逐年複雜。在 1969 至 1979 年間，蘇撒大型柴油機的冷卻系統主要為在活塞冠內之冷卻室設計一些冷卻孔道，當活塞作往復運動時，加壓的冷卻流體經由在冷卻室下方的伸縮管進入此孔道內，完成熱交換後，再藉由另一伸縮管將冷卻流體送出引擎外，完成冷卻系統的循環。為了能使活塞承受更大的輸出功率，1980 年後，蘇撒採用了另一種冷卻系統。此種冷卻系統保留之前的冷卻室，但額外在活塞冠下方加裝少許的密封管道，稱之為往復運動熱管，即是利用其往復運動的特性來增加冷卻效果，又因此冷卻管道可盡量接近受熱表面，使冷卻效果大增。在最近幾年，更出現以衝擊噴射 (jet impingement) 來提昇活塞內的熱傳性能，雖然此技術有助於冷卻效率的提昇，卻也因此無形中增加了製造上的困難。

由於活塞冷卻通道內之冷卻流體會隨活塞作往復運動，其流場與其熱傳特性除與管道的幾何形狀有關外，也會受系統往復運動時所產生的往復力影響，形成流場邊界隨往復運動移動之特殊流場，可歸屬於移動邊界的問題。相關此類的研究文獻並不多見。

1-2 文獻回顧

探討引擎活塞熱負載的問題相當複雜，由於內容牽扯到垂直向的活塞往復運動和在燃燒室裡面變化的流場，在過去就已有文獻簡化此類複雜的問題來做初步的研究，Grassmann 和 Tuma [1] 在 1979 年以實驗探討於紊流模式下，受一脈動力之平滑管流，於紊流狀態下之質傳特性。結果證明其 Sh. no. (Sherwood number) 可增加至一般穩態管流的 250%，Kim [2] 等人更利用數值模擬方法，發現受脈動力影響之流場，其熱傳特性也會受其所施的脈動力大小不同而有所差異，Bergles [3] 在 1996 年的美國國家熱傳會議邀請演講中，指出近年來工業界提昇熱傳性能的技术有環形管流 (coiled tubes)、表面粗糙法 (rough surface)、衝擊噴射

(jet impingement) 等實用技術。其中以表面粗糙法之內設凸起物 (rib) 較被廣泛採用，於工業應用中，很多熱交換器及燃器渦輪葉片內，即利用各種不同形式之凸起物來提昇熱傳性能，因為凸起物本身穿透流場次邊界層 (sub-layer)，並引生渦流 (eddy) 及增加紊流強度 (turbulence intensity)，使得熱傳性能得以提昇。而自 60 年代即有許多有關此方面的研究，Patera 和 Mikic [4] 利用擁有凹槽結構管道來達到流場內部的不穩定性 (hydrodynamics instability)，結果顯示當流場趨近臨界雷諾數時，流體的震盪擾動會導致流場產生頻率共振 (resonant) 現象，進而提高熱傳效率，例如 Webb [5]，Lewis [6] 等人，以實驗量測及數值模擬來探討於平滑管中加裝凸起物對熱傳性能的影響，結果都證明其熱傳效果都遠比平滑管來得好。在 Bergles [7][8] 詳細地探討與整理各種增加熱傳效率的方法，並且將增加熱傳效率方法略分為兩大類：一為不需另外作功的被動式 (passive) 方法，比如再避面加一層塗料、將壁面作表面粗糙處理、增加熱傳表面積、加裝混合流體或使流體產生旋轉流動的機構、與在流體中加入添加物等；另一類為須外加能量的主動式 (active) 方法，包括有以機構增加流體的擾動、使壁面振動或振動流場、增加電磁場、噴入流體、移除覆蓋熱傳面的冷凝水膜、或加裝噴嘴直接對高溫壁面噴出流體等。此外，Bergles 與 Webb [9] 進一步將過去有關提高熱傳效率的文獻，依據上述分類整理製表。

Han [10] 以雷諾數從 7000 至 9000 之紊流流場在內設凸起物之方管中進行實驗，發現因加裝凸起物所受的影響，其局部 St 數 (local Stanton number) 可增加至平滑管的 150% - 220%，往後持續性的研究大都朝向改變入口區的形狀、長度，以及改變凸起物的幾何形狀與裝設位置等方面進行，Park [11] 研究不同形狀之熱交換管內插入結構對提高熱傳效率的影響。結果顯示圓錐型盤管 (conic coil) 與肋狀 (ribbon type) 的插入結構約可提高 30% 的熱傳效率。

Chang [12] 利用實驗量測方法，比較內設凸起物之靜止流場與受往復運動之動態流場的熱傳性能。結果發現往復運動下的熱傳效果，會隨著往復運動速度的增加而提昇，當達到其實驗中的最高往復運動速度時，熱傳效果可比在靜止流場

中增加 45%。之後 Chang[13]又對往復平滑面反重力式盲管進行熱傳實驗，發現於往復管中慣性力相對強度提升可提高熱傳，但亦增加無因次壁溫，視管壁區間及往復數範圍，增加往復力相對強度可提高或降低無因次壁溫。Fu et al. [14]在加熱壁面上裝置移動薄塊，藉由薄塊在加熱壁面上快速地往復運動，破壞壁面的邊界層，使的管內熱傳效率增加，其結果顯示熱傳最大可以增加 98%。

賴[15]採用 ALE 法(Arbitrary Lagrangian-Eulerian method)模擬活塞內部加裝冷卻渠道，實際的活塞頂部受到引擎室爆炸的影響溫度非常之高，該區流場受溫度效應影響的比例非常大，因此自然對流效應不容忽視。賴的模擬過程中，加入了溫度對於自然對流的影響，並針對不同噴入氣流的雷諾數、活塞震盪頻率、活塞振幅、重力方向，比較其熱傳效益。其結果顯示當重力方向和進口流相反時，活塞頂部的流體容易由於高溫而形成溫度層化，導致活塞頂部熱傳效率降低；當進口流體雷諾數變大時，除了導致流體衝擊高溫壁面的現象更加明顯外，流體隨活塞做往復運動期間，流道內部流場的擾動也會隨著雷諾數增加而變大，因此活塞頂部高溫壁面的熱傳效益會明顯的隨著流體雷諾數的增加而增加；而當重力方向和流體的進口方向相同時，由於浮力效應會將高溫流體帶離高溫壁面，因此增加了管道內冷流體接觸高溫壁面的機會，而使熱傳效率增加的情形，而活塞在做運動時，在各週期時中流場變化極為相似，整體平均的紐塞數會產生類似的週期性變化。

連[16]進一步在冷卻渠道上多加上一層多孔性介質並探討其熱傳效應，結果顯示加入多孔性介質能增加活塞頂部高溫的熱傳，相同的浮力效應的影響下，進口流速度較高時，活塞頂面的熱傳效果較好，且重力方向與進口流相同時的高溫面熱傳效率較重力方向與進口流相反時差。劉[17]、黃[18]指出，流場中加入多孔性介質可以增加流體的熱傳效果，改善壁面的熱傳效率，因此本文在流道的高溫面加入多孔性介質，以期可以增強高溫面的熱傳效率，並有效降低活塞的工作溫度。

余[19]陳[20]為有效提升門型渠道上頂部熱傳效率，實驗方法於門型渠道上

裝設一往復式移動機構，藉由往復運動造成渠道頂部壁面與內部流動流體相互撞擊，已達成提升熱傳效率目的，實驗結果顯示， Γ 型渠道下處於高雷諾數狀態下，低無因次振動頻率對其熱傳效果不明顯，且 Γ 型渠道處於無因次振動頻率為0.05狀態下時，其熱傳效率所增加的趨勢最明顯。

1-3 研究目的

賴[15]以二維的方式研究渠道底部加熱時的熱傳情況，因為考慮自然對流的狀況，二維的模擬相對三維模擬可能比較不精確，所以本研究將以三維的方式做模擬分析，使用往復式機構並考慮自然對流下觀察流體在動態與靜態熱傳效率的差異，並且探討其流場的變化，為了驗證模擬的真實性，將同步與實驗進行對照，希望這次的研究能增加活塞頂部熱傳分析研究的完整性，對於未來工業上的應用，或是活塞熱傳分析上能有所幫助。



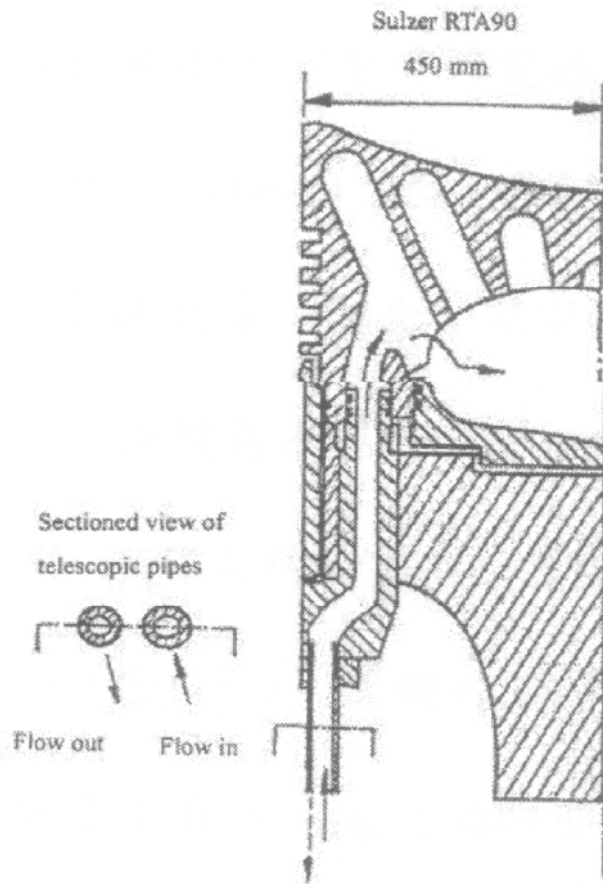


圖 1-1 Sulzer RTA90 機型之活塞冠斷面示意圖

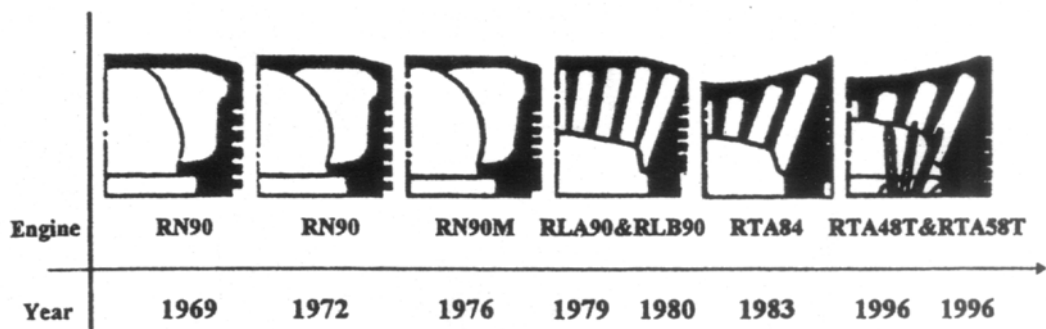
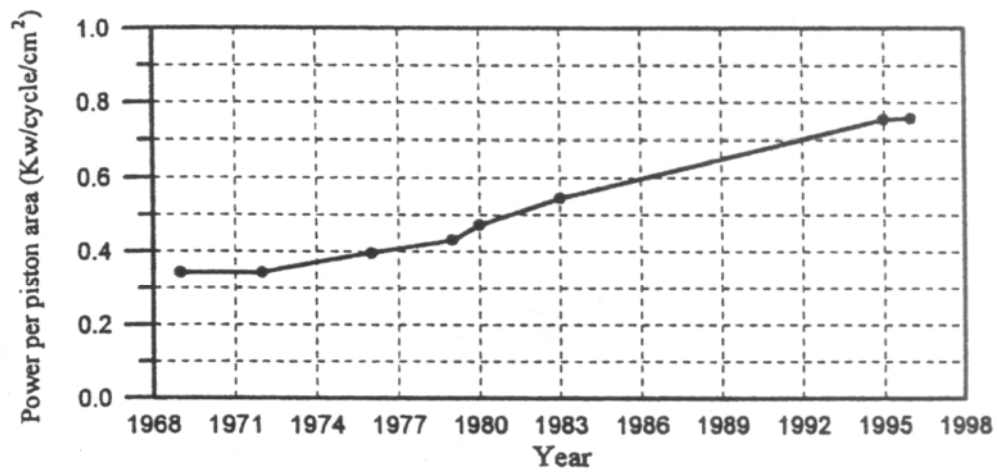


圖 1-2 歷年 Sulzer 柴油引擎動力輸出圖

第二章 物理模式

2-1 物理模式

本研究探討自然對流對於活塞做往復運動，如圖 2-1 為活塞加裝一冷卻渠道在汽缸內作往復運動之示意圖，圖中冷卻渠道上方為汽缸加熱區，藉由活塞帶動渠道做往復式運動以觀察流場變化。而本研究之物理模式圖 2-2 為模擬圖 2-1 引擎活塞機構示意圖的狀態，圖 2-2 為冷卻渠道尺寸大小之物理模式圖，冷卻流體由渠道左上方 AB 區流入，以冷卻 U 型渠道下方之三塊加熱區域(圖 2-3 為 U 型渠道底部加熱區段位置)，再將熱帶走至出口 EF 區，當動態時 U 型渠道會做上下的往復式運動，當進行往復運動時，U 型渠道會向下 30mm 此時為最低點，然後 U 型渠道再往上 30mm 到原點，原點及為最高點，U 型渠道由最高點到最低點再回到最高點的過程為一個週期，並且計算加熱區上之平均紐塞爾數(average nusselt number) \overline{Nu} ，比較渠道在靜態與動態時之流場現象，以及熱傳效益，而平均紐塞爾數 \overline{Nu} 計算方式如下式：

$$\overline{Nu} \equiv h \cdot L/k = \frac{\dot{q}}{(T_{in} - T_w)} \cdot \frac{L}{k} \quad (2.1)$$

其中： h 為流體熱對流係數($W/m^2 \cdot K$)

k 為流體熱傳導係數($W/m \cdot K$)

L 為渠道特徵長度(m)

\dot{q} 為各加熱區之平均熱通量(W/m^2)

T_{in} 及 T_w 分別為進口溫度與加熱面之溫度(K)

2-2 分析假設與統御方程式

本文選擇使用高雷諾數 $k-\varepsilon$ 紊流模式來模擬流場。為了簡化分析，本研究對流場作了以下的假設：

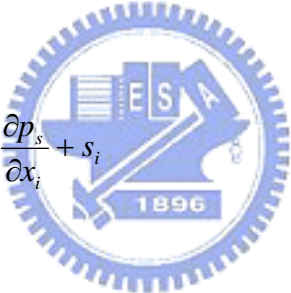
1. 工作流體定為空氣，流體性質為牛頓流體(Newtonian fluid)，黏滯係數 (Viscosity) 為等方向性，為不可壓縮流場。
2. 考慮重力影響。
3. 流體與物體間滿足無滑移條件(no-slip condition)。

流場的統御方程式：

連續方程式：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \tilde{u}_j) = 0 \quad (2-2)$$

動量方程式：

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \tilde{u}_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p_s}{\partial x_i} + s_i \quad (2.3)$$


其中：

$$\tau_{ij} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \overline{\rho u_i' u_j'} \quad (2.4)$$

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.5)$$

能量方程式(energy equations)：

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho h_t) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \tilde{u}_j h_t - F_{h_t,j}) = \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\tilde{u}_j \rho) - \rho \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + s_h - \sum_m H_m s_{c,m} \end{aligned} \quad (2.6)$$

其中：

$$h_t = \bar{c}_p T - c_p^o T_o \quad (2.7)$$

$F_{h_t,j}$ - diffusional thermal energy flux in direction x_j .

$s_{c,m}$ - rate of production or consumption of species m due to chemical reaction.

紊流動能方程式 (k -equations) :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}[\rho \tilde{u}_j k - (\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j}] = \\ \mu_t (P + P_B) - \rho \varepsilon - \frac{2}{3} (\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \mu_t P_{NL} \end{aligned} \quad (2.8)$$

其中：

$$P \equiv 2s_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial u_j} \quad (2.9)$$

$$P_B \equiv -\frac{g_i}{\sigma_{h,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (2.10)$$

$$P_{NL} = -\frac{\rho}{\mu_t} \overline{u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - [P - \frac{2}{3} (\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\rho k}{\mu_t}) \frac{\partial u_i}{\partial x_i}] \quad (2.11)$$

σ_k 為經驗值。

紊流動量消耗方程式(ε -equations)：

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}[\rho\tilde{u}_j\varepsilon - (\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon})\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}] = \\ C_{31}\frac{\varepsilon}{k}[\mu_t P - \frac{2}{3}(\mu_t\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k)\frac{\partial u_i}{\partial x_j}] + C_{\varepsilon 3}\frac{\varepsilon}{k}\mu_t P_B \\ - C_{\varepsilon 2}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} + C_{\varepsilon 4}\rho\varepsilon\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + C_{\varepsilon 1}\frac{\varepsilon}{k}\mu_t P_{NL} \end{aligned} \quad (2.12)$$

其中：

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (2.13)$$

$\sigma_\varepsilon, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, C_{\varepsilon 3}, C_{\varepsilon 4}$ 為經驗值。

2-3 邊界條件

本文流場以空氣為冷卻流體，搭配不同進口流速，其主要條件分別為，入口條件、出口壓力。

1. 入口條件(進口流速)：

$$U = 0, V = V_{in}, W = 0$$

2. 出口條件：

本文出口壓力為壓力邊界，設定一大氣壓

$$p = 0, \frac{\partial k}{\partial n} = 0, \frac{\partial \varepsilon}{\partial n}$$

3. 壁面邊界條件：

一般而言流體邊界適用於無法移動邊界設定，如天花板、牆面、地板、阻礙物的接觸面，均可使用此設定，壁面設為無滑移條件(no-slip conditions)。

$$U = 0, V = 0, W = 0$$

k 與 ε 則採用 near-wall model 處理

$$u^+ = \begin{cases} y^+ & , y^+ \leq y_m^+ \\ \frac{1}{k} \ln(Ey^+) & , y^+ > y_m^+ \end{cases} \quad (2-14)$$

其中

$$u^+ : (u - u_w) / u_\tau$$

u : 流體的切線速度

u_w : 壁面速度

$$u_\tau : (\tau_w / \rho)^{\frac{1}{2}}$$

τ_w : 壁面剪應力

$$y^+ : \rho C_\mu^{1/4} k^{1/2} y / \mu$$

k, E : 經驗係數

y_m^+ 滿足下列方程式：

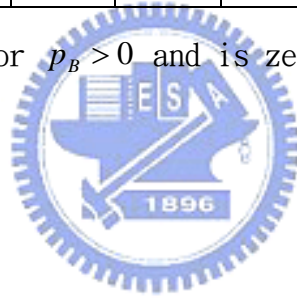
$$y_m^+ - \frac{1}{k} \ln(Ey_m^+) = 0$$

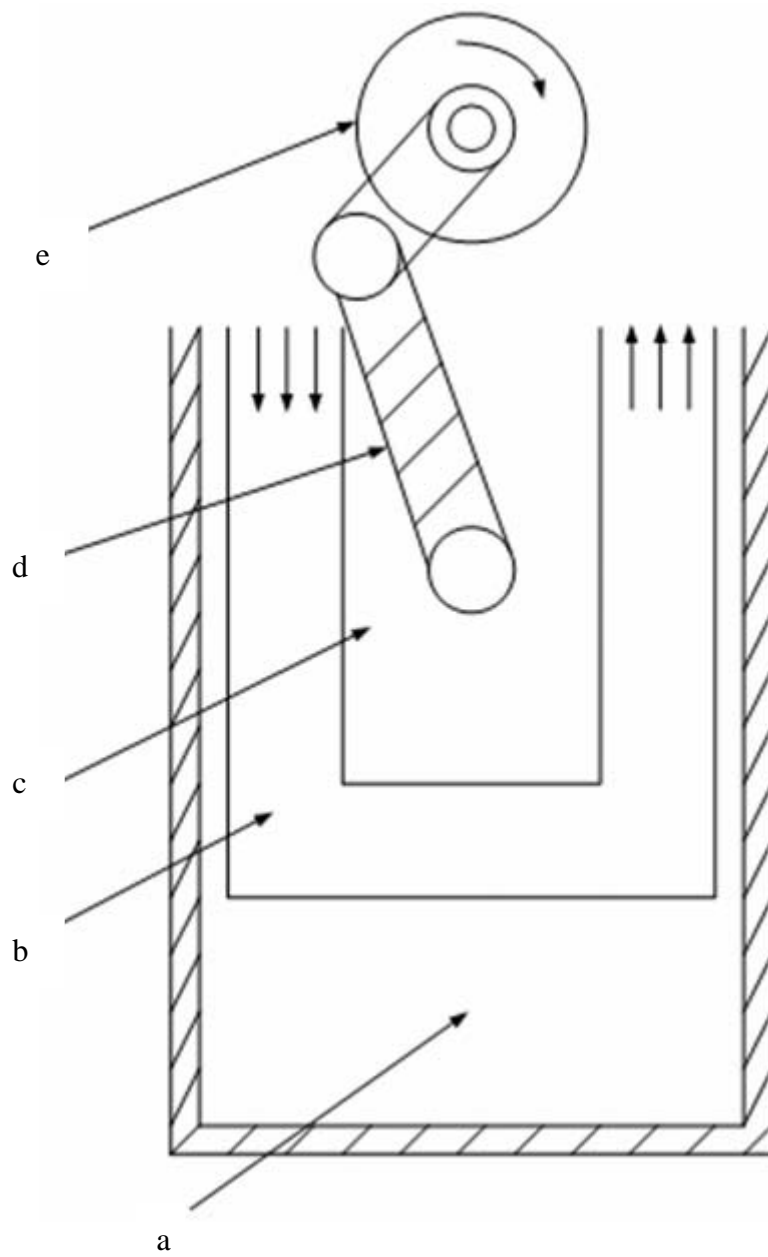


表 2-1 標準 $k-\varepsilon$ 紊流模式係數

C_μ	σ_k	σ_ε	σ_h	σ_m	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	$C_{\varepsilon 4}$	k
0.09	1.0	1.22	0.9	0.9	1.44	1.92	0.0or1.44	-0.33	0.42

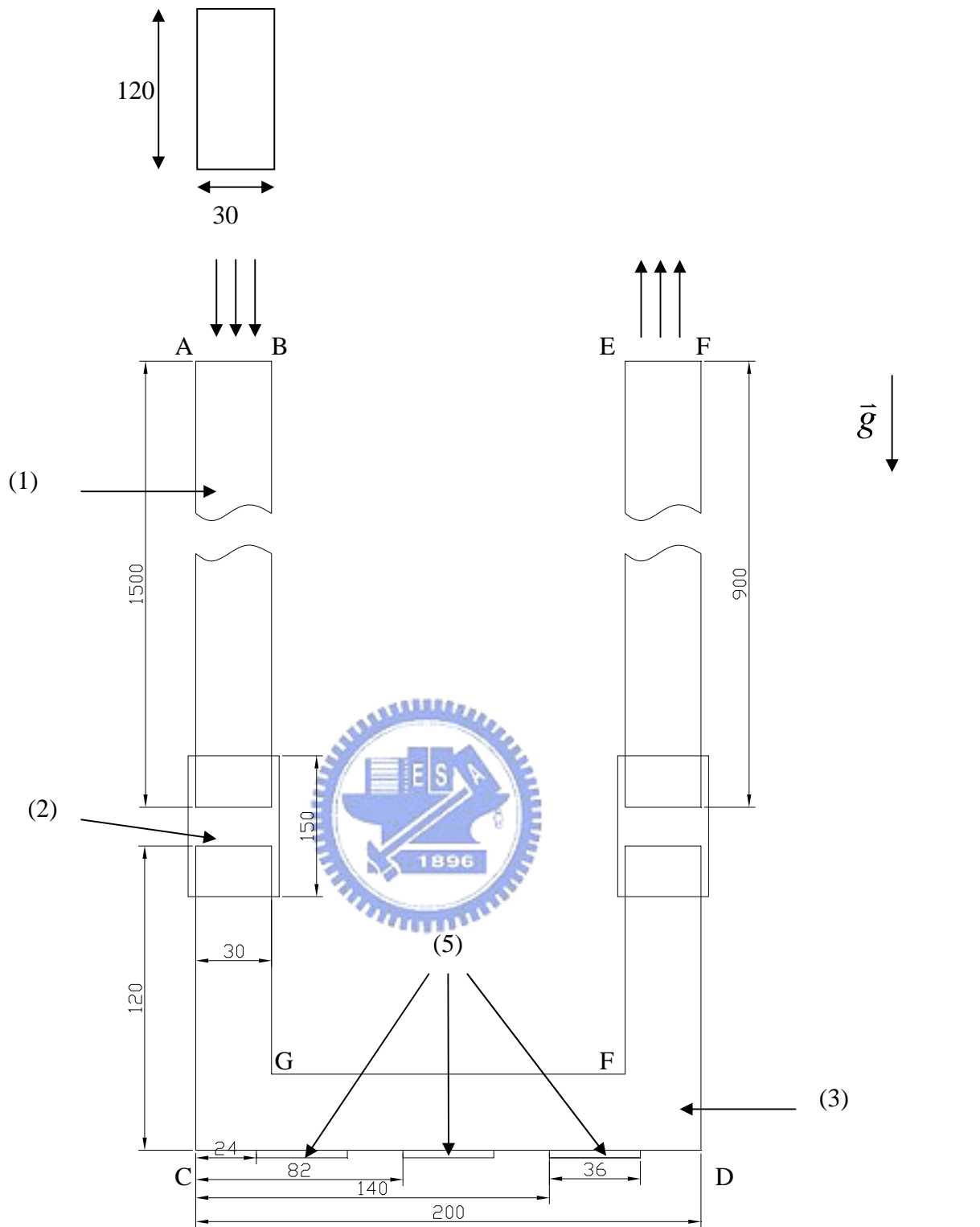
$C_{\varepsilon 3}=1.44$ for $p_B > 0$ and is zero otherwise





- (a) 汽缸燃燒室
- (b) 冷卻渠道
- (c) 活塞
- (d) 曲柄軸
- (e) 飛輪

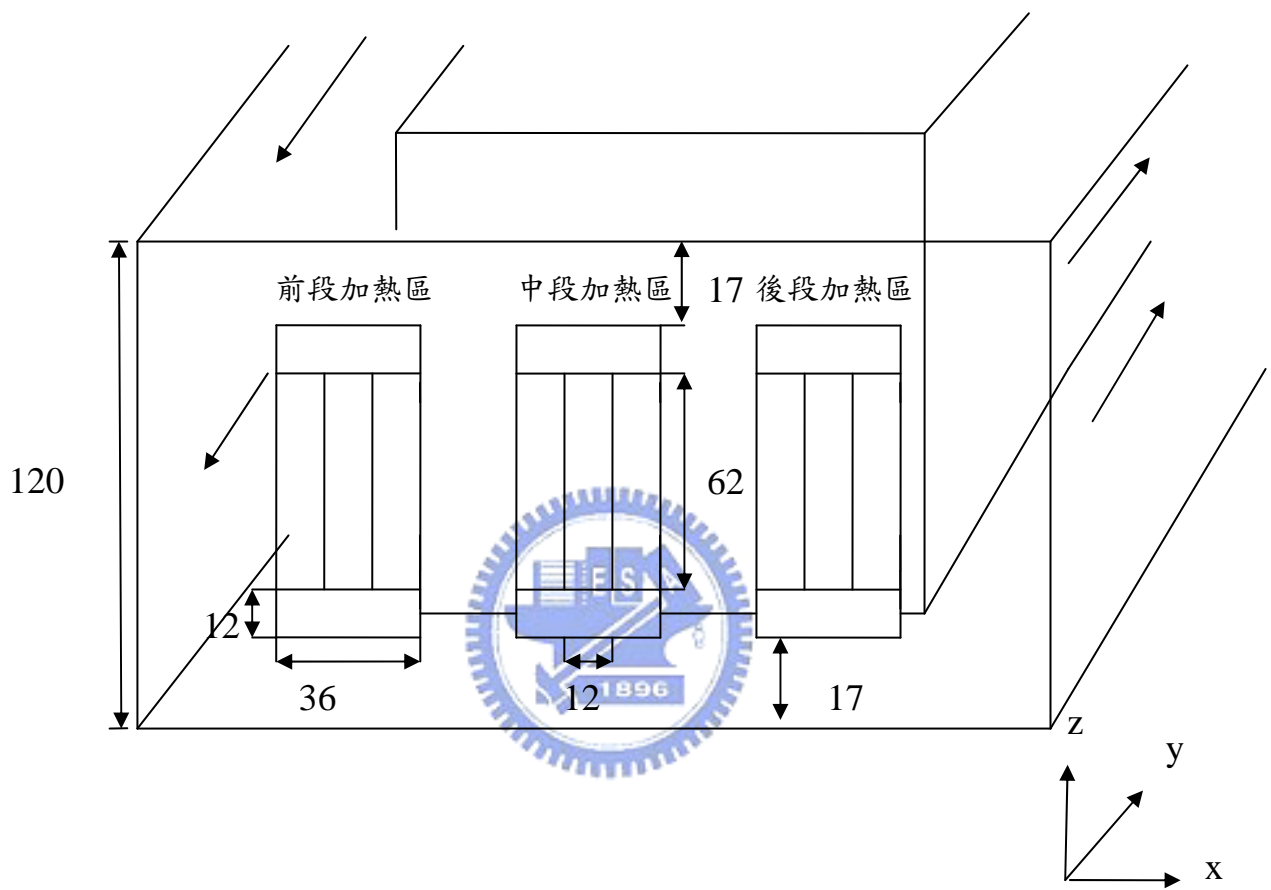
圖 2-1 引擎活塞機構示意圖



- (1) 延長渠道
- (2) 方形套管
- (3) 冂型渠道
- (5) 加熱區域

單位：公釐

圖 2-2 物理模式圖



單位：公釐

圖 2-3 加熱區段位置圖

第三章 數值方法

3-1 數值方法

本文利用數值方法，求解移動物體其周圍流場的變化，此數值方法乃是應用流體力學輔助軟體 STAR-CD 作為計算平台，紊流流場 $k-\varepsilon$ 模式及不可壓縮流模式，解三維穩態與暫態 Navier-Stokes equations，並利用有限容積法(finite-volume)以及分別用 SIMPLE 演算法計算穩態流場與 PISO 演算法來計算暫態流場，物理變數定義於每個控制容積中心做積分而求得，如圖 3-1 所示，計算過程流程圖示於圖 3-2。

有限體積法的守恆方程式(conservation equations)可表示如下：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\rho\vec{u}_r\phi - \Gamma_\phi \text{grad}\phi) = s_\phi \quad (3-1)$$

其中 $\vec{u}_r = \vec{u} - \vec{u}_c$ 為流體速度 \vec{u} 與局部速度 \vec{u}_c 之相對速度， ϕ 為任意相關變數， Γ_ϕ 和 s_ϕ 分別為擴散係數(diffusion)和來源係數(source)。

將(3-1)式積分後可得：

$$\frac{d}{dt} \int_{V_p} \rho\phi dV + \sum_j \int_{S_j} (\rho\vec{u}_r\phi - \Gamma_\phi \text{grad}\phi) \cdot d\vec{S} = \int_V s_\phi dV \quad (3-2)$$

T_1
 T_2
 T_3

根據 (3-2)式，對各項作離散：

1. 擴散項(diffusion terms)

$$T_2 \approx \sum_j (\rho\vec{u}_r\phi \cdot \vec{S})_j - \sum_j (\Gamma_\phi \overrightarrow{\text{grad}\phi} \cdot \vec{S})_j \equiv \sum_j C_j - \sum_j D_j \quad (3-3)$$

擴散項用中點近似法可下列來表示：

$$D_j \approx \Gamma_{\phi,j} \left[f_j^l (\phi_N - \phi_P) + \left\{ \overrightarrow{\text{grad}\phi} \cdot \vec{S} - f_j^l \overrightarrow{\text{grad}\phi} \cdot \vec{d}_{PN} \right\}_j \right] \quad (3-4)$$

其中 f_j 為幾何因子， \vec{d}_{PN} 為 P 到 N 之向量， $\Gamma_{\phi,j}$ 為面擴散係數。

2. 來源項(source term)

$$T_3 \approx s_1 - s_2 \phi_p \quad (3-5)$$

3. 對流項

對流項以 Upwind Differencing Scheme 處理，根據(3-3)式的推導，對流項可由下列表示：

$$C_j^{UD} \equiv F_j \begin{cases} \phi_p & , F_j \geq 0 \\ \phi_{N+} & , F_j < 0 \end{cases} \quad (3-6)$$

其中

$$F_j \equiv (\rho \vec{u}_r \cdot \vec{S})_j \quad (3-7)$$

F_j 為通過面 j 和 ϕ_j 的質通量如圖 3-3 所示，輔助值 ρ 和 Γ 由線性內插得到。

綜合上述，(3-2)式可表示為：

$$\frac{(\rho V)^n - (\rho V)^0}{\delta t} + \sum F_j = 0 \quad (3-8)$$

或

$$A_p \phi_p^n = \sum_m A_m \phi_m^n + s_1 + B_p \phi_p^0 \quad (3-9)$$

和

$$A_p \equiv \sum_m A_m + s_2 + B_p \quad (3-10)$$

其中

1. A_m 為對流或擴散的影響。
2. 計算通量為所有相鄰點的總和。
3. $B_p \equiv (\rho V)^0 / \delta t$

3-2 PISO 數值計算

1. 基本方程式：

(1) 有限容積動量方程式：

$$A_p u_{i,p}^n = H(u_{i,m}^n) + B_p^0 u_{i,p}^0 + s_1 + D_p (P_{N+}^n - P_{N-}^n) \quad (3-11)$$

其中

$$H(u_{i,m}^n) \equiv \sum_m A_m u_{i,m}^n \quad (3-12)$$

而 $D_p (P_{N+}^n - P_{N-}^n)$ 近似於有限容積法的壓力梯度 $\partial p / \partial x_i$ ， D_p 為幾何係數，如圖 3-4。

(2) 有限容積連續方程式：

$$B_p^n - B_p^0 + \sum_j (\rho^n u_j^n S_j) = 0 \quad (3-13)$$

u_j 為格點單位面積 S_j 的正向速度

為了計算質通量(mass flux)以及推導壓力方程式，方程式改用點表示法，

由(3-11)式可推導出：

$$\bar{A}_p u_j^n = \bar{H}(u_{i,m}^n) + \bar{B}_p^0 u_{i,p}^0 + \bar{s}_1 + \bar{D}_p (P_{N+}^n - P_{N-}^n) \quad (3-14)$$

將(3-14)式代入(3-13)式可推導出壓力方程式：

$$A_p P_p^n = \sum_m A_m P_m^n + s_1 \quad (3-15)$$

其中 s_1 為來源項(source term)，為點速度 u_i^n 和 u_i^0 的函數。

2. 解析過程：

(1) 預測計算階段(predictor term)：

$$A_p u_{i,p}^{(1)} = H(u_{i,m}^{(1)}) + B_p^0 u_{i,p}^0 + s_1 + D_p (P_{N+}^{(0)} - P_{N-}^{(0)}) \quad (3-16)$$

其中 $P^{(0)}$ 為剛開始計算時的壓力值，初步暫時解 $u_j^{(1)}$ 可由方程式(3-14)得到。

(2) 第一次修正計算階段(first corrector stage)：

動量方程式的運算可用以下表示：

$$A_p u_{i,p}^{(2)} = H(u_{i,m}^{(1)}) + B_p^0 u_{i,p}^0 + s_1 + D_p (P_{N+}^{(1)} - P_{N-}^{(1)}) \quad (3-17)$$

壓力方程式可表示為：

$$A_p P_p^{(1)} = \sum_m A_m P_m^{(1)} + s_1 \quad (3-18)$$

可解得壓力場 $P^{(1)}$ ，其中 s_1 為已知點速度 $u_i^{(1)}$ 和 $u_i^{(0)}$ 的函數，下次運算速度 $u_i^{(2)}$ 和 $u_j^{(2)}$ 可以(3-17)計算得到。

(3) 外加修正計算階段(additional corrector stage)

$$A_p u_{i,p}^{(q+1)} = H(u_{i,m}^{(q)}) + B_p^0 u_{i,p}^0 + s_1 + D_p (P_{N+}^{(q)} - P_{N-}^{(q)}) \quad (3-19)$$

$$A_p P_p^{(q)} = \sum_m A_m P_m^{(q)} + s_1 \quad (3-20)$$

$q=1,2,3\dots$ 為修正計算等級，其中 A_p 為常數，只要增加 q 值即可完成數值解析得到的近似值。



STAR-CD 計算流場時是以下兩項作為收斂條件

1. 每一個時間步階(time step)的疊代次數。
2. 每一次疊代後所有控制容積內的殘值改變率小於給定值，即：

$$C_\phi^k = \sum (|B_p^n \phi_p^n| - |B_p^o \phi_p^o|) < (\text{給定值})$$

3-3 暫態滑移網格(sliding mesh)

本文主要分析空間中移動物體其周圍流場的情形，處理方式則使用滑移網格進行。如圖 3-5 所示。

由圖 3-5 可知，靠近交界面上的網點(vertex number)分別為 1-6 點及 11-16 點。而在網格中心的編號則為上下交界面定義的上下交界面編號(boundary number)，其分別為 1-5 及 6-10。在滑移過程中，則以 Δt 時間乘上對應的角速度或移動速度(視移動為等角速度移動或是平移移動)，則此值為位移距離。首先移動下面從屬網格之後改變各網點位置連接關係，之後再移動交界面位置，最後再次移動下面從屬網格以恢復原本因移動而扭曲的網格，並更新上下邊界的連接關係，如原本(1)部分 1 和 6 之邊界相接，之後至(4)則改為 2 和 6 相接臨。網點亦是如此。而在每一步進時均計算整個區域內流場關係，以達到暫態轉動的效果。

此暫態滑移網格計算方式於每一次時間步進時， Δt 不可過大，否則位移距離會過大(不可超過一個網格距離)，否則造成網格修正的困難度及扭曲過於嚴重，使得流場發散而無法收斂。

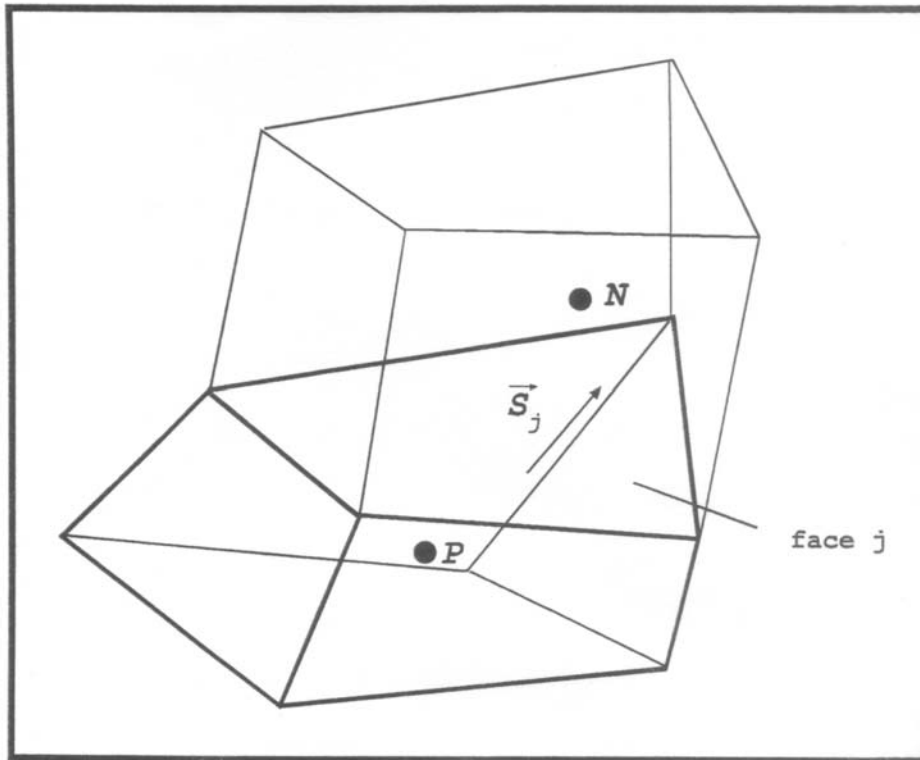


圖 3-1 相鄰網格中心點及離散面相關位置示意圖

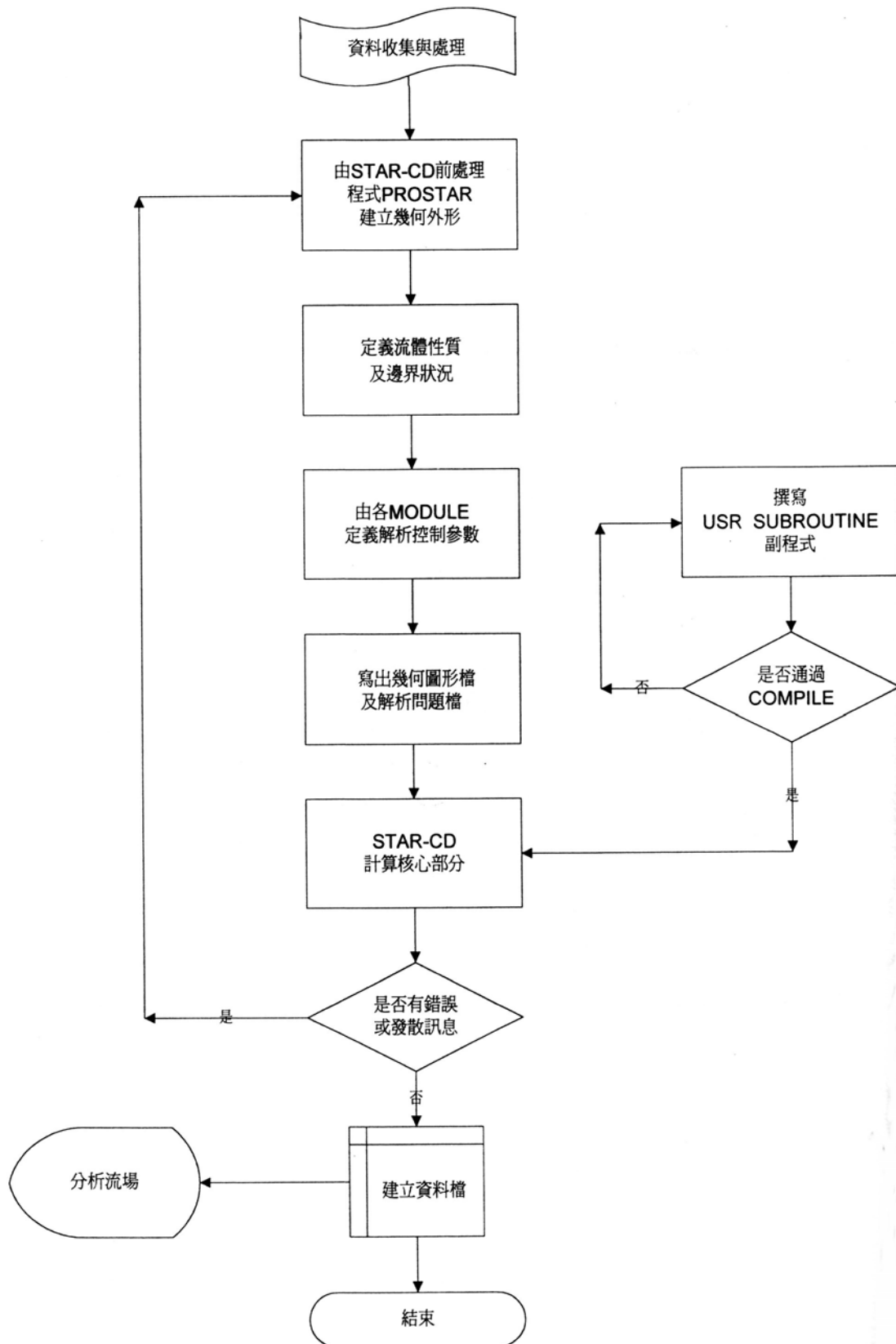


圖 3-2 計算流程圖

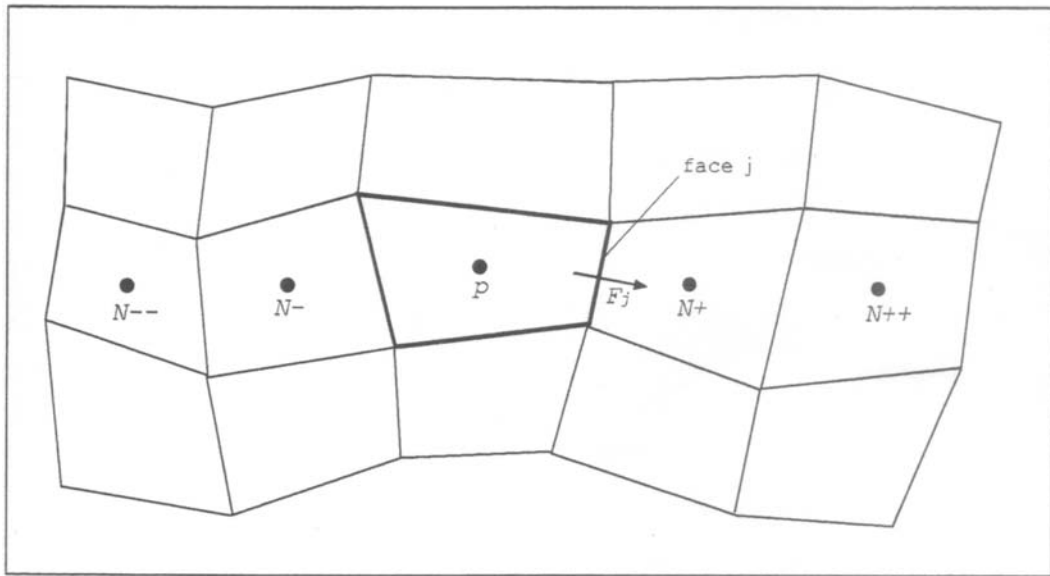


圖 3-3 對流通量示意圖

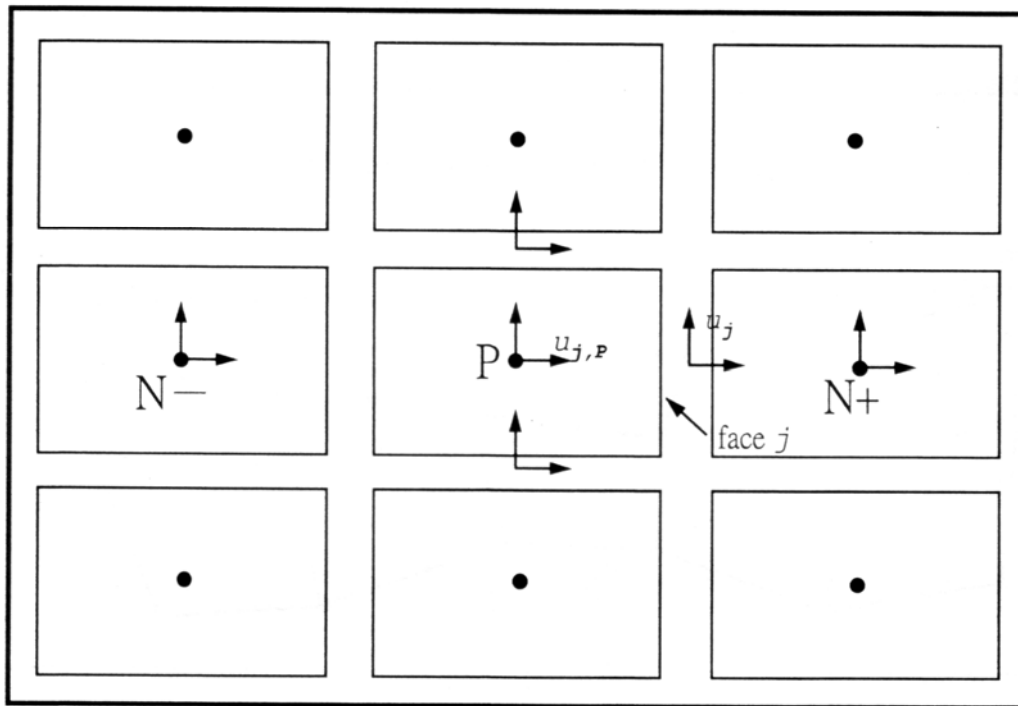


圖 3-4 PISO 示意圖

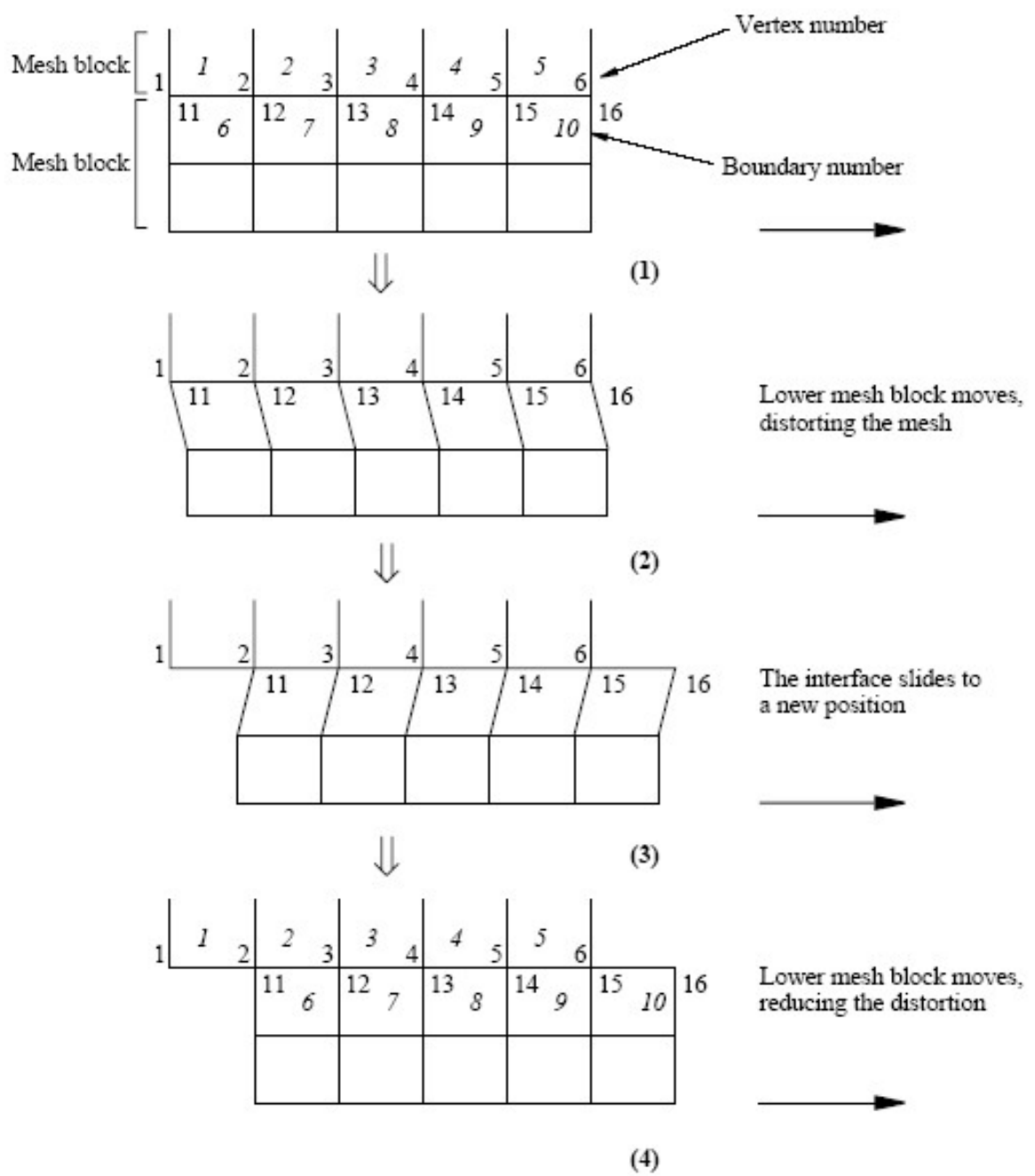


圖 3-5 滑移網格進行方式說明示意圖

第四章 結果與討論

本研究主要針對三維座標系統冷卻渠道中在不同雷諾數不同溫度並考慮自然對流情況下，比較渠道在靜態與不同無因次振動頻率動態下加熱區域上之熱傳效益，並取管道中間切面圖以觀察流場情況，本模擬與實驗進行對照，而實驗部分由本實驗室中林敬倫同學所完成。

4.1 靜態數值模擬

靜態 $Re=300$ ， $\Delta T=10^\circ C$ ， $Gr/Re^2 = 0.4$

圖 4-1(a)為靜態流場 $Re=300$ ， $\Delta T=10^\circ C$ ， $Gr/Re^2 = 0.4$ 之流線圖，此流線圖是取管道正中央切面之結果，而 ΔT 為進口冷卻空氣溫度與加熱區域溫度之差，冷卻空氣由管道左側上方進入右側上方流出，由圖中可看出在管道的左下方及右下方皆有迴流產生，圖 4-1(b)為等溫線圖，Front、Middle、Back 分別代表前段、中段、後段加熱區，等溫線圖也是擷取管道中間平面的結果。圖中可以看到前段加熱區因為冷卻流體直接衝擊的現象比較明顯，所以造成該區的等溫線分布最密集，也就是受冷卻的現象比較好的區段，而越後段等溫線分布越稀疏，右下方因為迴流的關係，造成熱量堆積而不易排出，所以該區等溫線會比較稀疏，而加熱區 \overline{Nu} 之模擬數值與實驗數值如圖 4-2 所示，可發現模擬與實驗數值的趨勢是一致的。表 4-1 為所有靜態條件下的模擬與實驗數值，由表 4-1 可看出，當雷諾數增加時，衝擊力量變大，帶走加熱區熱的能力變好，所以前、中、後段的 \overline{Nu} 都會隨之增加，表 4-1 中的 ε 為實驗與模擬數值的差異度， ε 的計算方式為：

$$\varepsilon = (\text{實驗 } \overline{Nu} - \text{模擬 } \overline{Nu}) / \text{模擬 } \overline{Nu} \times 100\%$$

因為計算出來的 \overline{Nu} 數值較小的關係，所以誤差百分比會有放大的效果。

靜態 $Re=300$ ， $\Delta T=40^\circ C$ ， $Gr/Re^2 = 1.62$

圖 4-3(a)為靜態 $Re=300$ ， $\Delta T=40^\circ C$ ， $Gr/Re^2 = 1.62$ 之流線圖，與 4-1(a) 比較可發現，圖 4-3(a)中右下方之迴流區流線較密集，所以造成該區熱量會隨

著流線打轉，熱量堆積的時間較久，而溫度圖 4-3(b)與圖 4-1(b)比較差距並不明顯，就有模擬與實驗之紐塞數趨勢也大致相同，如圖 4-4 所示。

靜態 $Re=150$ ， $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$ ， $Gr/Re^2 = 1.62$

圖 4-5(a)為靜態 $Re=150$ ， $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$ ， $Gr/Re^2 = 1.62$ 之流線圖，由此圖可知道會發生迴流位置並不隨雷諾數或溫差改變而改變。圖 4-5(b)為溫度圖，因為 $Re=150$ 進口的冷卻流速比 $Re=300$ 慢，造成帶走熱的速率較慢，所以圖 4-5(b)之等溫線比圖 4-3(b)等溫線稀疏。圖 4-6 為模擬與實驗紐塞數之趨勢，模擬與實驗的趨勢也是相當一致。而整體靜態結果由表 4-1 可知道，因為雷諾數越大的關係，流體的慣性力越強，帶走熱的速率也越快，所以 \overline{Nu} 也跟著增加，這現象是實驗與模擬較明顯一致的趨勢，至於溫度對 \overline{Nu} 的影響，相較之下就比較不明顯。

4.2 動態模擬數值

動態模擬主要以 $Re=300$ 、 200 、 150 ， $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$ 、 40°C 並搭配無因次振動頻率 (F_c) 0.2 及 0.4 並考慮自然對流的情況下，總共有 12 組動態的模擬，且觀察其流場變化，動態模擬並與靜態模擬數值作比較，同時也有實驗同步進行對照。

動態 $Re=300$ ， $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$ ， $Gr/Re^2 = 0.4$ 無因次振動頻率 0.2

圖 4-7(a)到圖 4-7(e)為一個週期之動態 $Re=300$ ， $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$ ， $Gr/Re^2 = 0.4$ ，無因次振動頻率 0.2 之流線圖，圖 4-7(a)為一開始渠道在最高點的位置，渠道正準備往下時之流線圖，此時管道左下方有渦流。圖 4-7(b)為第 $\frac{1}{4}$ 週期時，渠道正向下到一半的位置，此時渠道向下的速度為最大，所以流體被拖曳向下的速度也增強，且因為渠道向下的關係造成管道體積增加，流體為了填滿渠道內增加的體積使得回吸量也增大，因為出口出現回吸的關係，在圖中出口處有迴流生成。圖 4-7(c)為渠道到了最底部向上瞬間之流線圖，因為渠道向上的關係壓縮了流體的體積，造成流體開始加速往上流的現象，可以看出流線撞到衝擊區之後的流線向上延伸，圖 4-7(d)渠道正上升至一半的位置，流線變得很密集，流體

被加速的現象顯的更明顯，因此帶走熱的效率也大大提高，圖 4-7(e)渠道回到最高點的位置，此時流線狀況與圖 4-7(a)一致。

圖 4-8(a)到圖 4-8(e) 為一個週期之動態 $Re=300, \Delta T=10^{\circ}C, Gr/Re^2 = 0.4$ ，無因次振動頻率 0.2 之等溫線圖，圖 4-8(a)到圖 4-8(b)為渠道正在下降的過程，由等溫線圖可以看出，當渠道在下降過程時，流體受到回吸及渠道向下的作用力，流體開使速度減低，始得帶走加熱區域熱的能力變差，等溫線分部自然變的較稀疏，圖 4-8(c)是渠道到達底部正準備向上時，此時流體向下而渠道向上的情況下，導致衝擊區撞擊力道增強，所以前段加熱區附近的等溫線變的更加緊密，熱傳效益增加，圖 4-8(d)因為流體體積開始受到壓縮，導致流體在有加速現象產生，由渠道底部的等溫線變得很密集現象可以看出，此時渠道底部的熱傳效益有明顯增強的趨勢，圖 4-8(e)渠道回到最上方，完成一個週期準備做下一次週期。

圖 4-9 到圖 4-11 為前、中、後段加熱區之局部紐塞數(Local Nusselt number) Nu_x 分別在不同週期時分佈情形， Nu_x 的計算方式為：

$$Nu_x = \frac{\dot{q}_x}{(T_{in} - T_w)} \cdot \frac{L}{k}$$

其中： \dot{q}_x 為局部熱通量 (W/m^2)

圖 4-9 為前段加熱區 Nu_x 的分佈，在 $1/4$ 週期時渠道下降，此時 Nu_x 分佈比靜態時小，因為回吸的關係使熱量往渠道內補充，而導致 Nu_x 比較小， $2/4$ 週期時 Nu_x 渠道正開始向上的瞬間，所以在此時 Nu_x 比 $1/4$ 週期稍微大一點，尤其是在比較前端的位置， Nu_x 在 $2/4$ 週期比 $1/4$ 週期時大，因為在前端的位置是衝擊區最主要的地方，所以影響會比較清楚。 $3/4$ 週期時，渠道向上導致前段 Nu_x 大幅增加。 $4/4$ 週期渠道回到最高點，因為渠道是處於連續的振動過程，流場並不會

像靜態時一樣穩定，所以 Nu_x 會比靜態時大。圖 4-10 為中段加熱區之 Nu_x ，在不同週期下中段加熱區較靠近後端的地方，其 Nu_x 都有突然下降的趨勢，推測此處剛好離衝擊區的位置較遠，所以會有此現象，而 Nu_x 大小分佈與前段加熱區之 Nu_x 分佈一樣。圖 4-10 為後段加熱區之 Nu_x ，圖中可發現當渠道是在靜態時，其 Nu_x 皆比動態時任一週期還要低，因為在靜態時後段有一迴流，迴流會堆積熱量，當渠道一做振動時，渠道壁面會將迴流破壞，使得原本堆積的熱量被打散而帶至出口，導致後段 Nu_x 會增加，而且後段流體會比前段與中段來的混亂，所以渠道振動時，後段之 Nu_x 在各週期的情況沒有像前段及後段有規則。

動態 $Re=300$ ， $\Delta T=10^\circ\text{C}$ ， $Gr/Re^2 = 0.4$ ，無因次振動頻率 0.2 之前、中、後三段加熱區之 Nu 週期分佈圖如圖 4-11、4-12 及 4-13，圖中 a、b、c、d、e 分別為第 0、 $1/4$ 、 $2/4$ 、 $3/4$ 、 $4/4$ 週期，由這三張圖為渠道在做五次週期振盪後之 Nu ，經過五次週期振盪後其值趨於穩定，由圖可看出當渠道正往下的過程時，也就是在 $0 \sim 2/4$ 週期的時候，前、中、後三段加熱區的 Nu 都是下降的趨勢，因為渠道在下降過程中速度減低的關係，導致熱傳效果變差，相反的，在上升過程時（ $2/4 \sim 3/4$ 週期），流體因渠道內幾何形狀改變而產生加速的關係導致 Nu 開始上升，到 $3/4$ 週期時渠道向上速度到達最快，所以此時 Nu 為最大值。圖 4-12 到-15 分別為前、中、後段加熱區每次振盪之 Nu 週期分佈圖，圖 4-16 是將各段加熱區的 Nu 取平均後各週期之 \overline{Nu} ，經過幾次週期振盪後各段加熱區之 \overline{Nu} 漸趨穩定，而模擬數值與實驗數值比較結果如表 4-2 所示，表中實驗與模擬的差異度大致在 20% 左右以內，其中可發現在前段加熱區之 \overline{Nu} 為最大值，是因為前段加熱區在冷卻流體的衝擊區附近，所以在衝擊區附近帶走熱的能力比較好，中後段加熱區因為流體沒有直接的衝擊到加熱區的關係，所以越往後段熱傳效果顯得越差。

4.3 動態與靜態比較

為了比較動態與靜態差異，取 $Re=300$ ， $\Delta T=10^\circ\text{C}$ 在動態無因次振動頻率為

0.2 與靜態下之 \overline{Nu} 增加率 (En)，其中 En 的計算方式如下：

$$En = (\text{振動下之 } \overline{Nu} - \text{靜態下之 } \overline{Nu}) / \text{靜態下之 } \overline{Nu} \times 100\%$$

如表 4-3 所示，將 \overline{Nu} 當做熱傳效益的指標比較其熱傳效益，可以發現在動態的情況下，前、中、後三段加熱區之熱傳效益皆比靜態下來的好，整體 \overline{Nu} 增加百分比也有大幅上升的效果，整體 \overline{Nu} 增加率的計算方式為：

$$\text{整體 } \overline{Nu} \text{ 增加率} = (\text{前段加熱區之 } En + \text{中段加熱區之 } En + \text{後段加熱區之 } En) / 3$$

而由其在動態後段加熱區之 \overline{Nu} 比在靜態時增加 39.60%，因為以後段加熱區位置來看，當渠道在靜止時，會有迴流發生現象，導致熱量的堆積不易被帶走，所以當渠道振動時，熱邊界層受到破壞，所以迴流受振動的影響，一再被破壞，導致後段加熱區的熱傳效益明顯變好，

表 4-4 到表 4-9 為所有動態模擬與實驗之 \overline{Nu} ，可發現實驗與模擬數值的趨勢是相同的，因為數值小的關係，所以些微的數值差距，就會造成誤差百分比比較大的現象，但實際上數值必沒有差很多。而 \overline{Nu} 的大小主要取決於雷諾數的大小，當雷諾數越大， \overline{Nu} 也隨之上升，尤其在前段加熱區當諾數變大時，衝擊力道直接反應在前段加熱區，所以就 \overline{Nu} 值來看，前段加熱區受到雷諾數影響最顯著。

圖 4-16 及 4-17 為無因次振動頻率 0.2 在各種雷諾數下之 \overline{Nu} 趨勢分佈，可以看出，當雷諾數變大時，因為衝擊力量增強，所以 \overline{Nu} 值皆會隨著變大的趨勢。表 4-10 到 4-12 可看出 \overline{Nu} 在無因次振動頻率增大的情況下，對於熱傳效益普遍有顯著的提升。但 $Re=150$ 在動態時 \overline{Nu} 所增加百分比就沒有 $Re=300$ 與 $Re=200$ 顯著的提升。甚至在 $Re=150$ ， $\Delta T=40^\circ\text{C}$ ， $Gr/Re^2 = 6.47$ ，無因次震動頻率為 0.2 時之熱傳效益比靜態時來的差，雖然並沒有差多大的百分比，但在動態 $Re=150$ 情況下

的確與靜態時之熱傳效益差不多，會造成這種結果的可能原因是其雷諾數本來就比較低，再加上當渠道做振動時所產生的回吸現象相對於進口冷卻流體的慣性力就顯得比較大，導致流體在加熱區的時間比較久，使得流體吸收更多的熱量囤積於渠道底部，所以熱傳效益因此沒有提升的現象反而還有出現比較差的影響。

4.4 實驗流場可視化與模擬比較

為了表示模擬的真實性，將流場以實驗的方式可視化並與模擬的流場圖對照，實驗是在渠道中放置鎳絡絲，並將鎳絡絲塗上白脂油通電流達到發煙的目的，觀察煙受流場影響的情況，而鎳絡絲所發出來的煙，就好比當時狀態下流場的流線，圖 4-18 為 $Re=150$ ， $\Delta T=40^{\circ}C$ ， $Gr/Re^2 = 6.47$ ，靜態下入口之流場可視化與模擬的比較圖，圖 4-18(a) 為可視化的流場，圖中白色的線為鎳絡絲，左下方的煙顯得比較濃密，圖 4-18(b) 為對照圖 4-18(a) 之模擬流場圖，黑色較粗的線為可視化中鎳絡絲大概的位置，模擬流場的圖中左下方也是有迴流的效果，其位置與圖 4-18(a) 之可視化相同。圖 4-19 為 $Re=150$ ， $\Delta T=40^{\circ}C$ ，動態 $\frac{3}{4}$ 週期時入口之流場可視化與模擬的比較圖，為了與圖 4-19(b) 模擬做對照，可視化部份在渠道內放置 2 條鎳絡絲，分別在一高一低的位置，流體受到渠道向上的關係，導致流體受到抬升，圖 4-19(a) 相較於圖 4-18(a) 可看出在左下方的迴流受到渠道振動關係，所以迴流的位置受到破壞隨著上升，且因為流體撞擊到衝擊區的力道增強，所以在圖中後半段流體上升幅度加大，在較高的那條鎳絡絲還有迴流產生，在模擬與可視化實驗中皆有此情形發生。圖 4-20(a) 為靜態出口的位置，可視化部份在渠道右下方有一小塊迴流區域，也與圖 4-20(b) 之模擬結果一致。在動態時出口處，流體受到渠道向上抬升，右下方迴流受到破壞，流體一致向出口加速衝出，圖 4-21(a) 之流場可視化也與圖 4-21(b) 模擬相同。

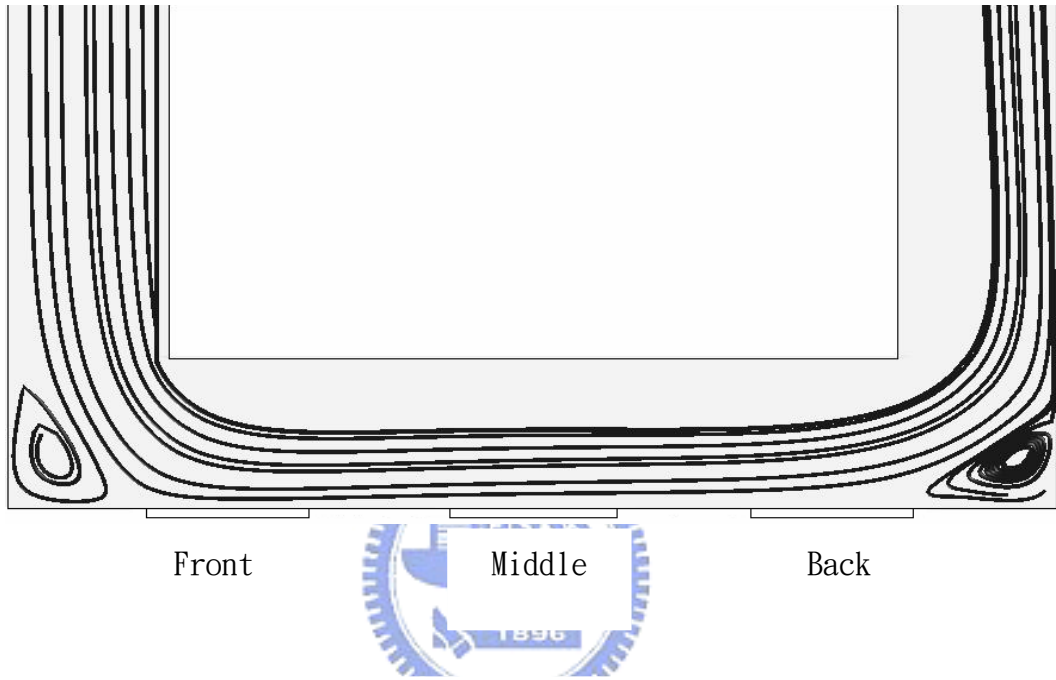


圖 4-1(a) 靜態 $Re=300$, $\Delta T=10^{\circ}C$, $Gr/Re^2 = 0.4$ 之流線圖

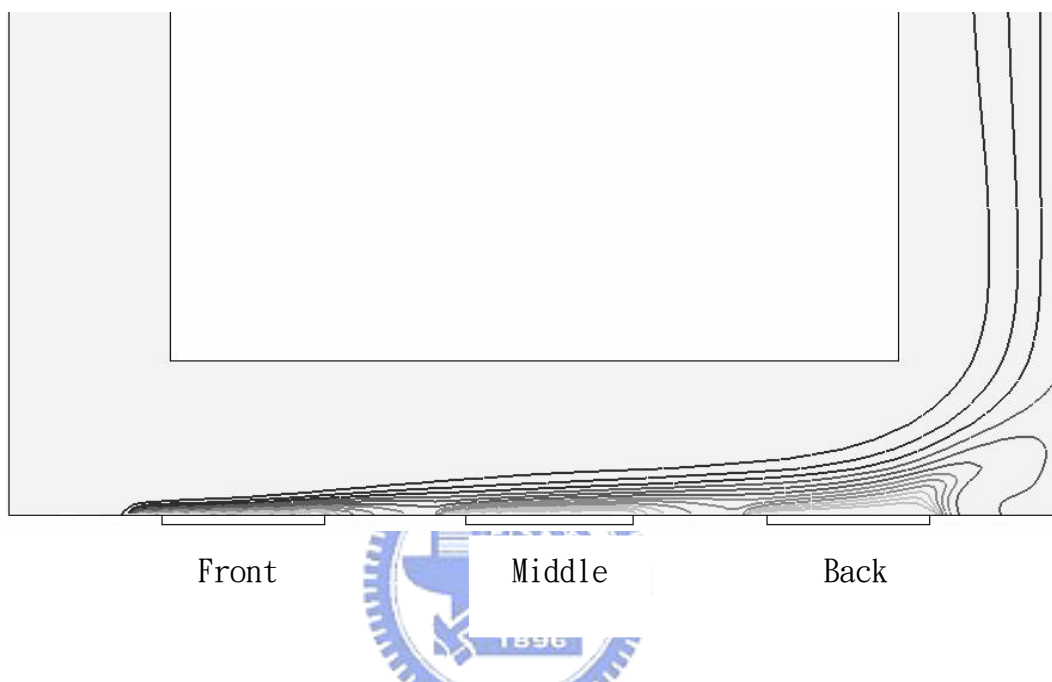


圖 4-1(b) 靜態 $Re=300$ ， $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$ ， $Gr/Re^2 = 0.4$ 之等溫線圖

表 4-1 穩態實驗與模擬數值之 \overline{Nu} 差異度

Re	ΔT (°C)	Gr/Re ²	Numerical results (\overline{Nu})			Experimental results (\overline{Nu})			ε (%)		
			F	M	B	F	M	B	F	M	B
300	10	0.40	12.31	6.00	3.51	14.24	6.93	3.98	13.5%	13.4%	11.8%
300	20	0.81	12.25	6.00	3.57	14.07	6.34	3.47	12.9%	5.3%	-2.9%
300	30	1.21	12.25	6.02	3.66	13.29	5.91	3.88	7.8%	-1.8%	5.6%
300	40	1.62	12.22	6.03	3.72	14.44	6.26	4.34	15.3%	3.2%	14.2%
200	10	0.91	9.03	4.60	3.28	10.14	5.61	3.19	10.9%	18.0%	2.8%
200	20	1.82	9.81	5.00	3.20	10.63	5.09	3.49	7.7%	1.7%	8.2%
200	30	2.73	9.27	4.77	4.10	11.35	5.50	4.28	18.3%	13.3%	4.2%
200	40	3.64	9.82	5.11	3.50	13.10	5.49	4.25	25.0%	6.9%	17.6%
150	10	1.62	9.19	4.82	3.08	10.10	5.35	2.90	9.0%	9.9%	6.1%
150	20	3.24	8.80	4.64	3.32	10.94	4.20	2.97	19.6%	10.3%	11.9%
150	30	4.85	8.42	4.48	3.12	10.17	4.67	3.62	17.2%	4.1%	13.9%
150	40	6.47	8.41	4.53	3.30	11.20	4.82	2.86	24.8%	6.1%	15.3%

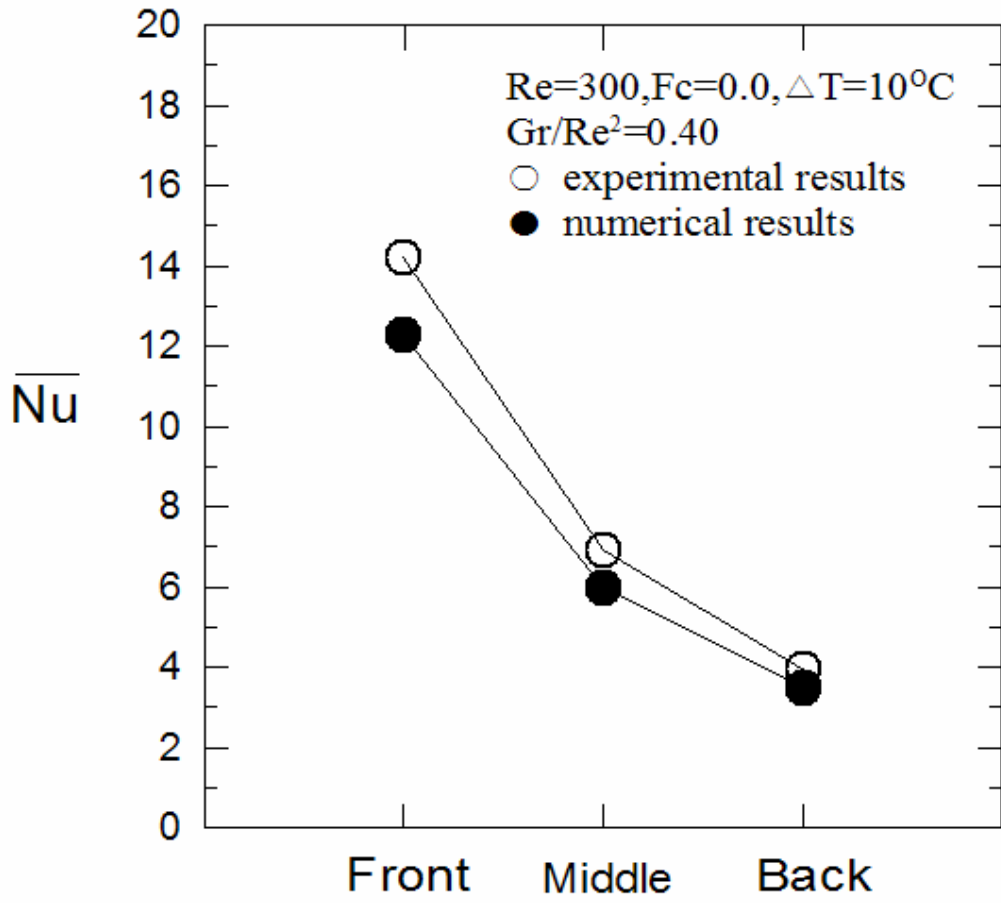


圖 4-2 靜態 $Re=300$ ， $\Delta T=10^{\circ}C$ ， $Gr/Re^2 = 0.4$ 模擬數值與實驗數值趨勢圖

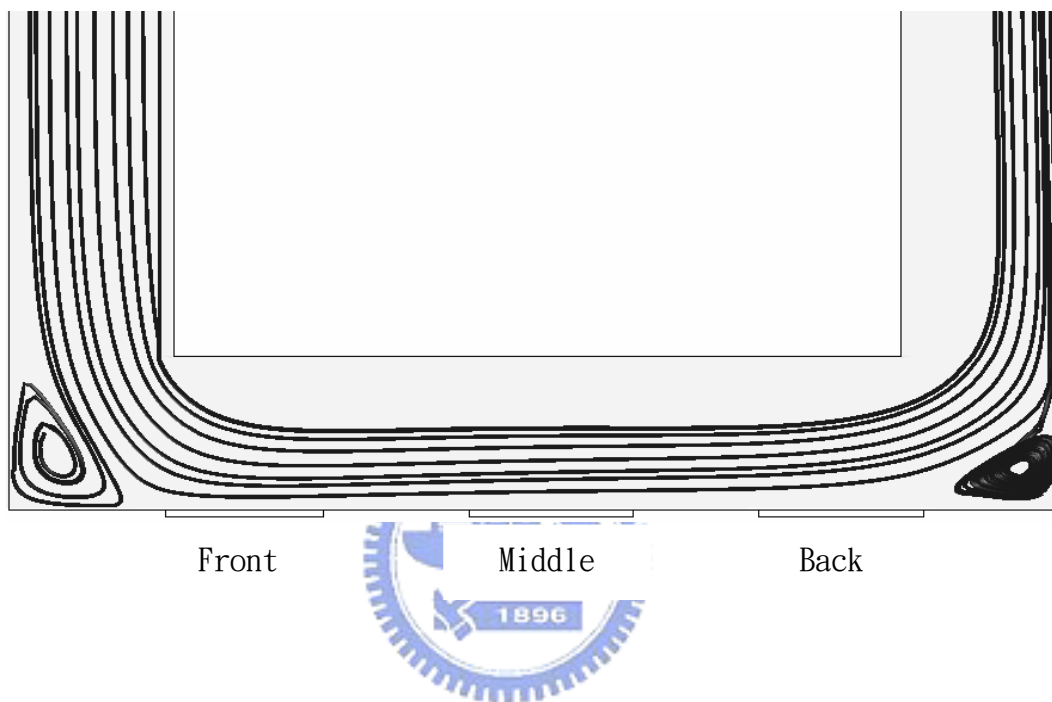


圖 4-3(a) 靜態 $Re=300$ ， $\Delta T=40^{\circ}\text{C}$ ， $Gr/Re^2 = 1.62$ 之流線圖

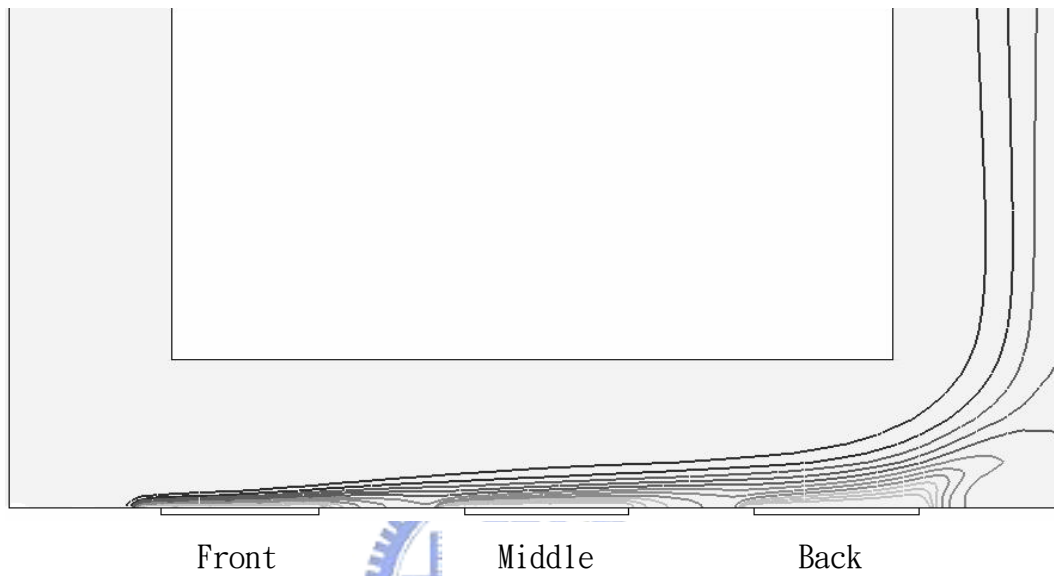


圖 4-3(b) 靜態 $Re=300$, $\Delta T=40^{\circ}C$, $Gr/Re^2 = 1.62$ 之等溫線圖

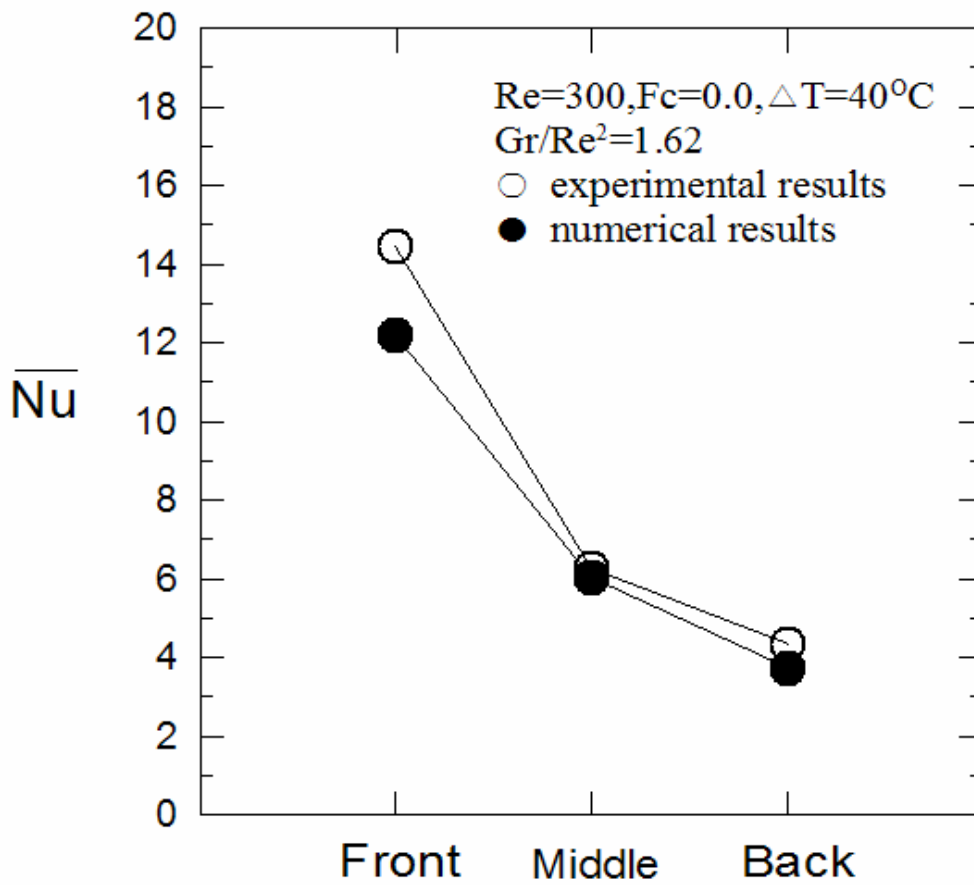


圖 4-4 靜態 $Re=300$ ， $\Delta T=40^\circ C$ ， $Gr/Re^2 = 1.62$ 模擬數值與實驗數值趨勢圖

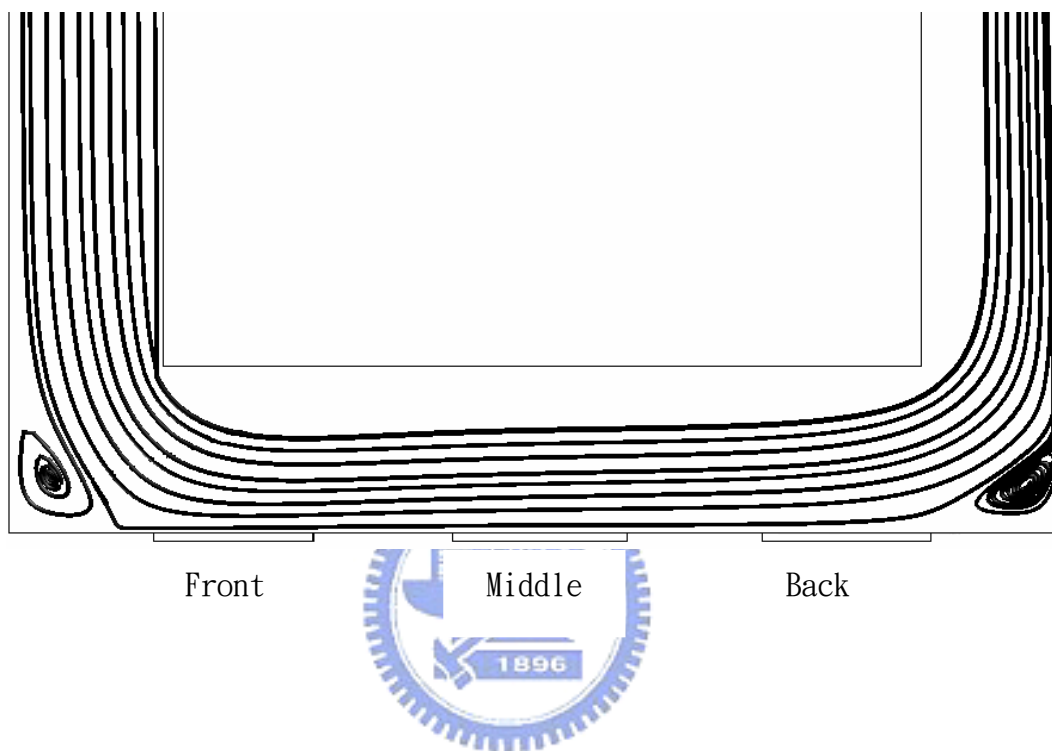


圖 4-5(a) 靜態 $Re=150$ ， $\Delta T=10^\circ\text{C}$ ， $Gr/Re^2 = 1.62$ 之流線圖

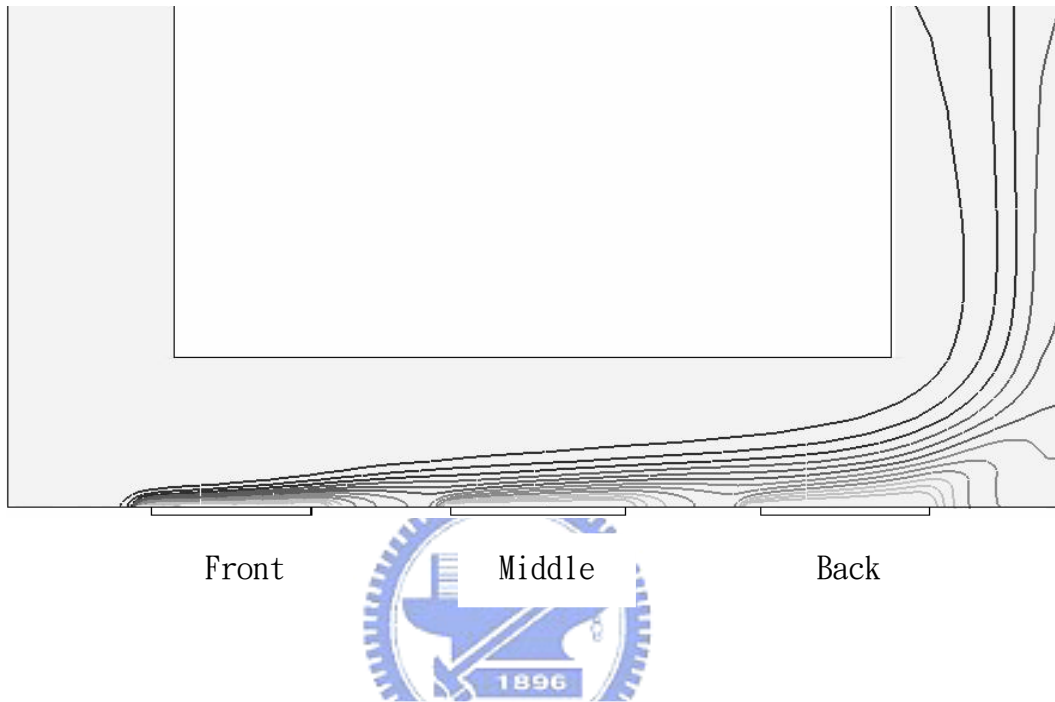


圖 4-5(b) 靜態 $Re=150$ ， $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$ ， $Gr/Re^2 = 16.2$ 之等溫線圖

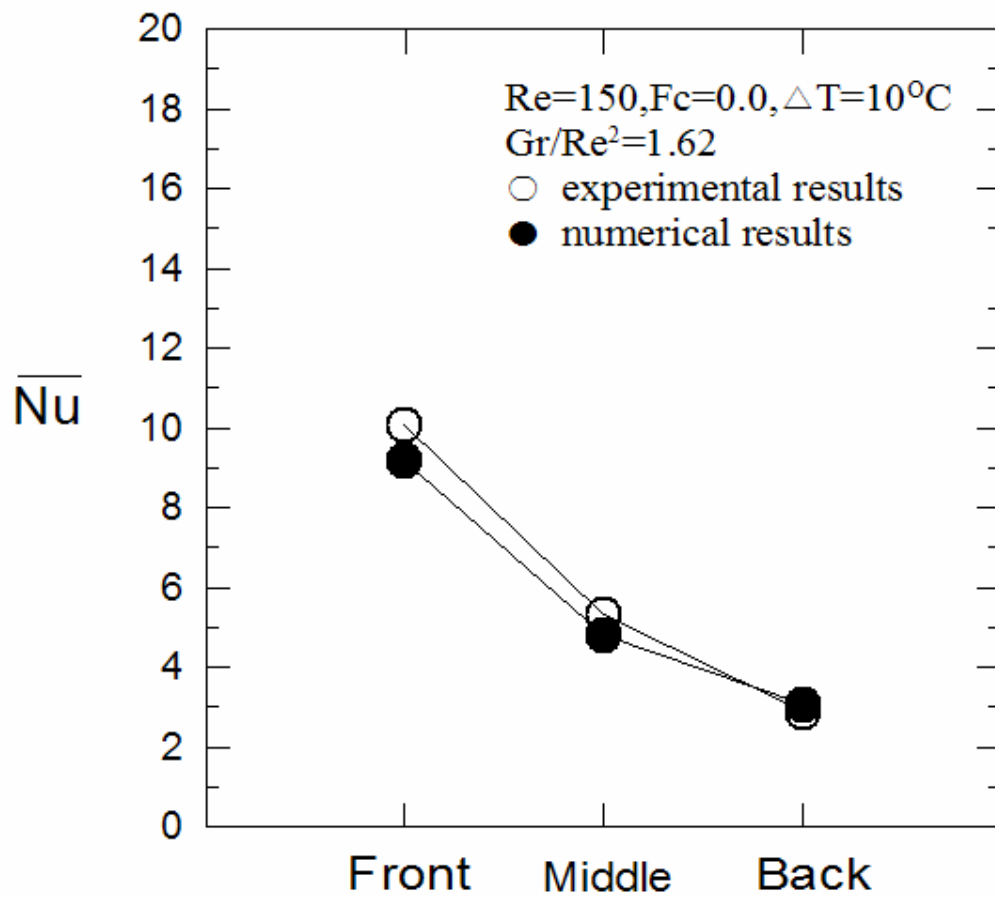
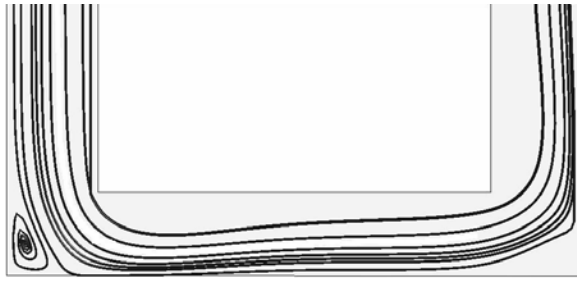
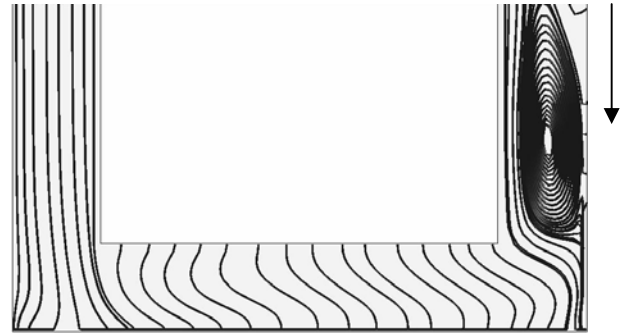


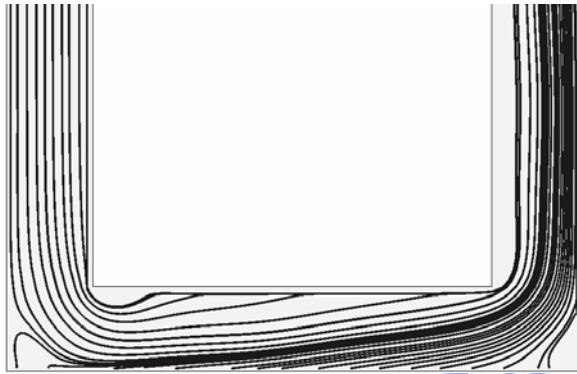
圖 4-6 靜態 $Re=150$ ， $\Delta T=10^{\circ}C$ ， $Gr/Re^2 = 1.62$ 模擬數值與實驗數值趨勢圖



(a) $\tau = 0$



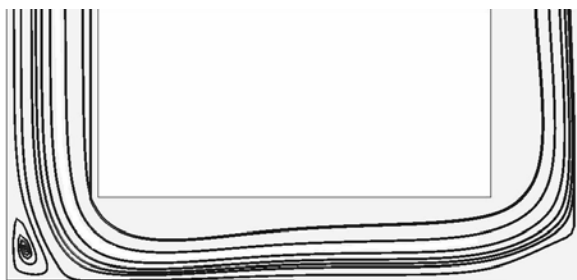
(b) $\tau = \frac{1}{4}$



(c) $\tau = \frac{2}{4}$

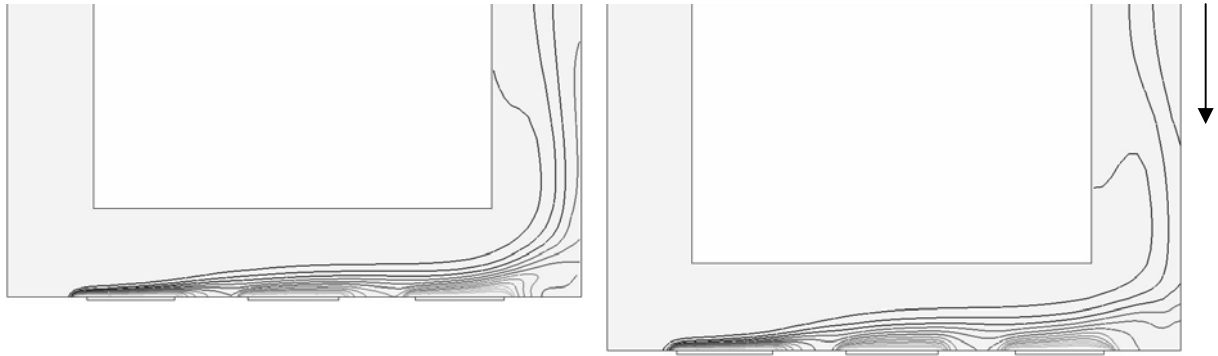


(d) $\tau = \frac{3}{4}$



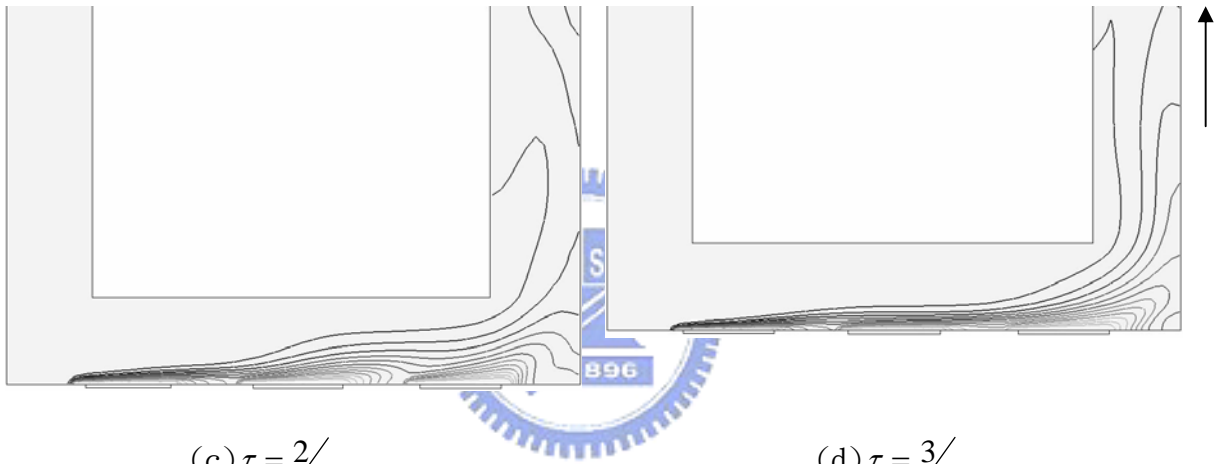
(e) $\tau = \frac{4}{4}$

圖 4-7 動態 $Re=300$ ， $\Delta T=10^\circ\text{C}$ ， $F_c=0.2$ 一個週期流場流線圖



(a) $\tau = 0$

(b) $\tau = \frac{1}{4}$



(c) $\tau = \frac{2}{4}$

(d) $\tau = \frac{3}{4}$



(e) $\tau = \frac{4}{4}$

圖 4-8 動態 $Re=300$ ， $\Delta T=10^\circ C$ ， $F_c=0.2$ 一個週期流場之等溫線圖

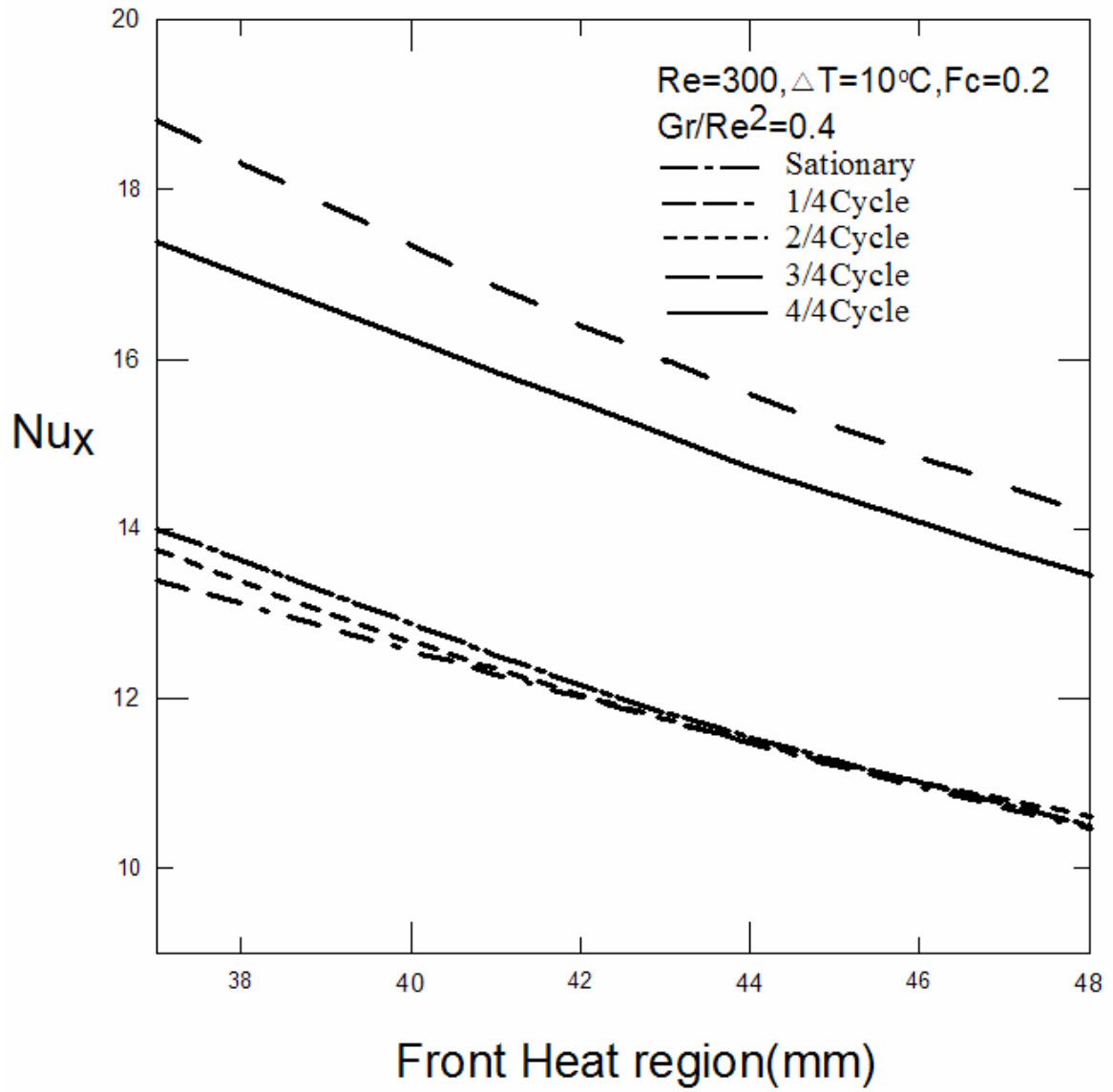


圖 4-9 $Re=300$, $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$, $F_c=0.2$ 前加熱區之 Nu_x

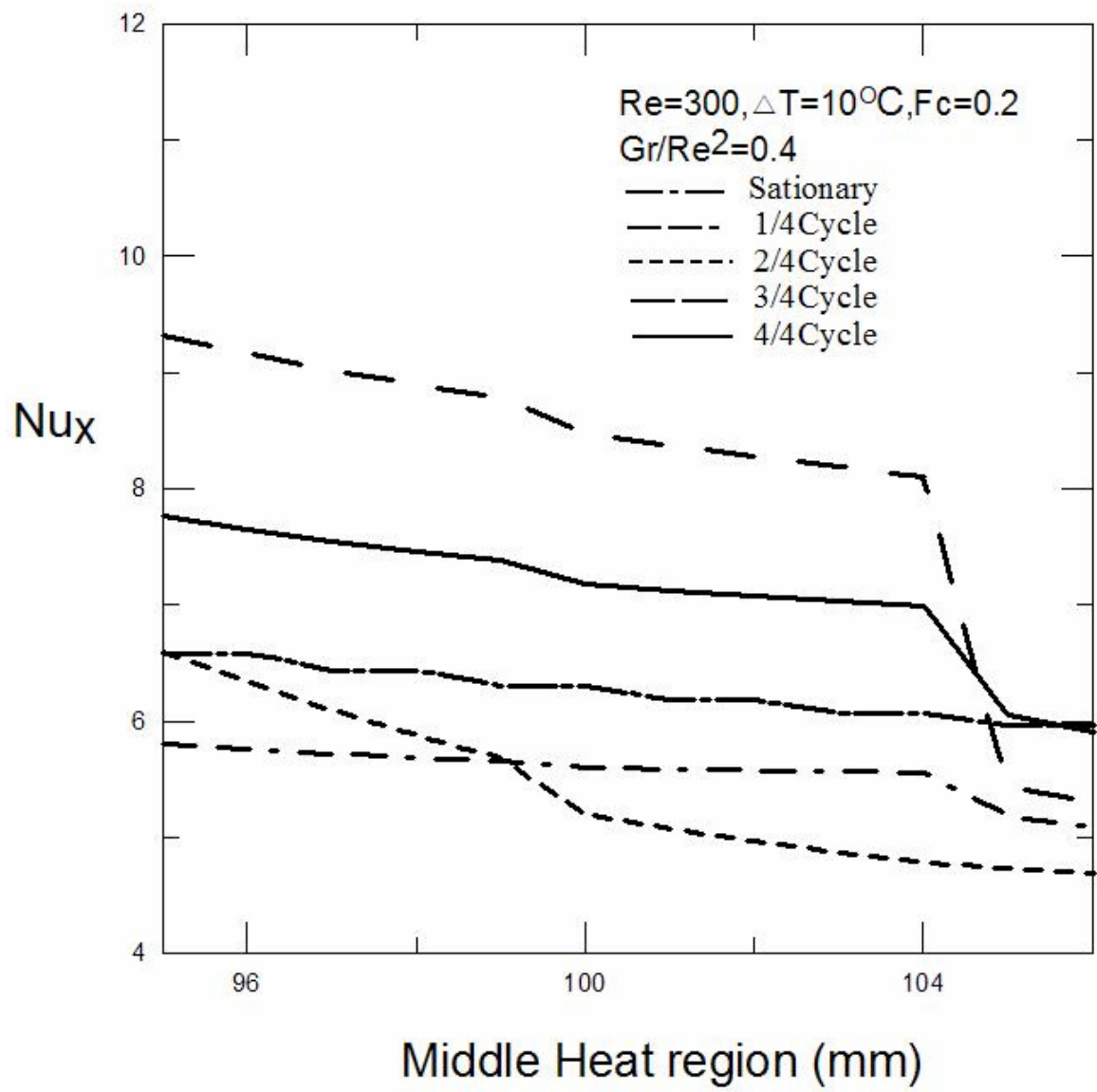


圖 4-10 $Re=300$ ， $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$ ， $F_c=0.2$ 前加熱區之 Nu_x

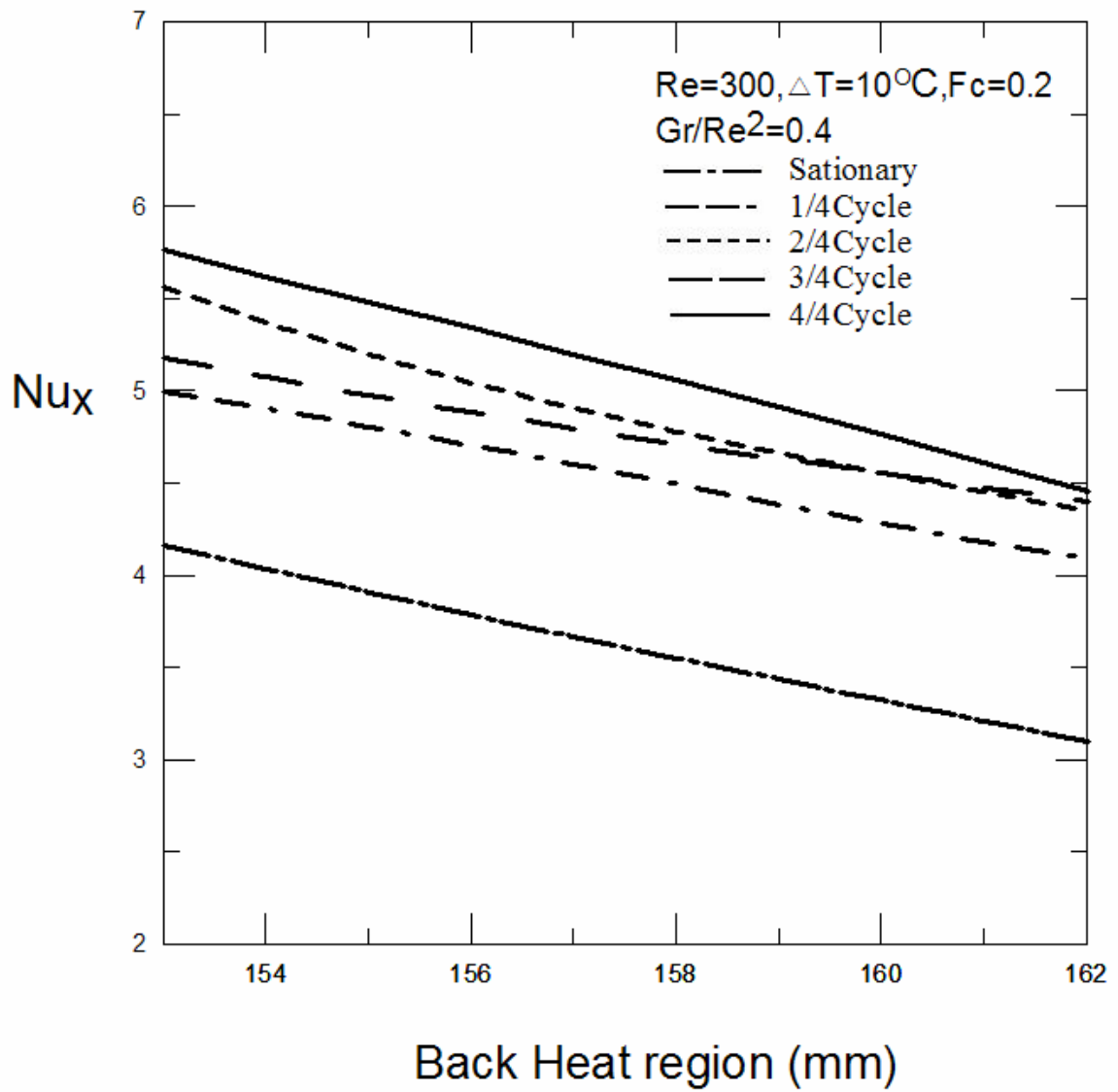


圖 4-11 $Re=300$ ， $\Delta T=10^{\circ}C$ ， $F_c=0.2$ 前加熱區之 Nu_x

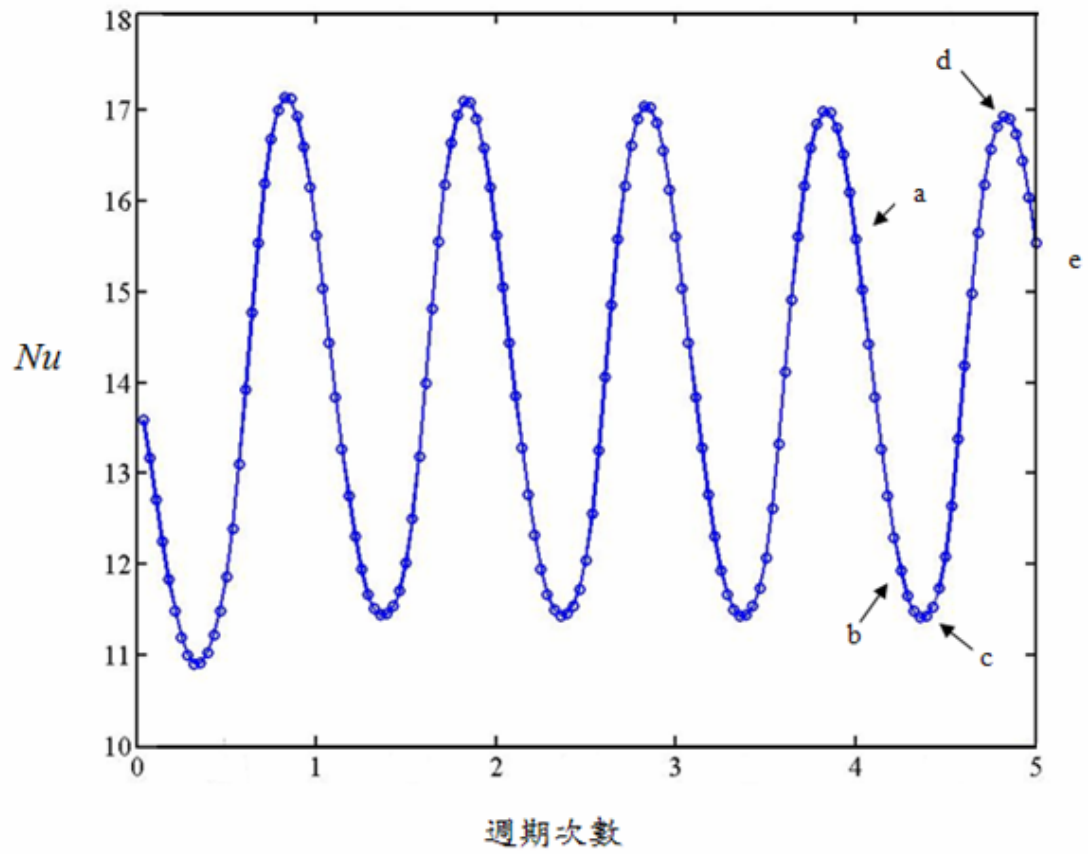


圖 4-12 $Re=300$ ， $\Delta T=10^\circ C$ ， $F_c=0.2$ 前段加熱區之 Nu 週期分佈圖

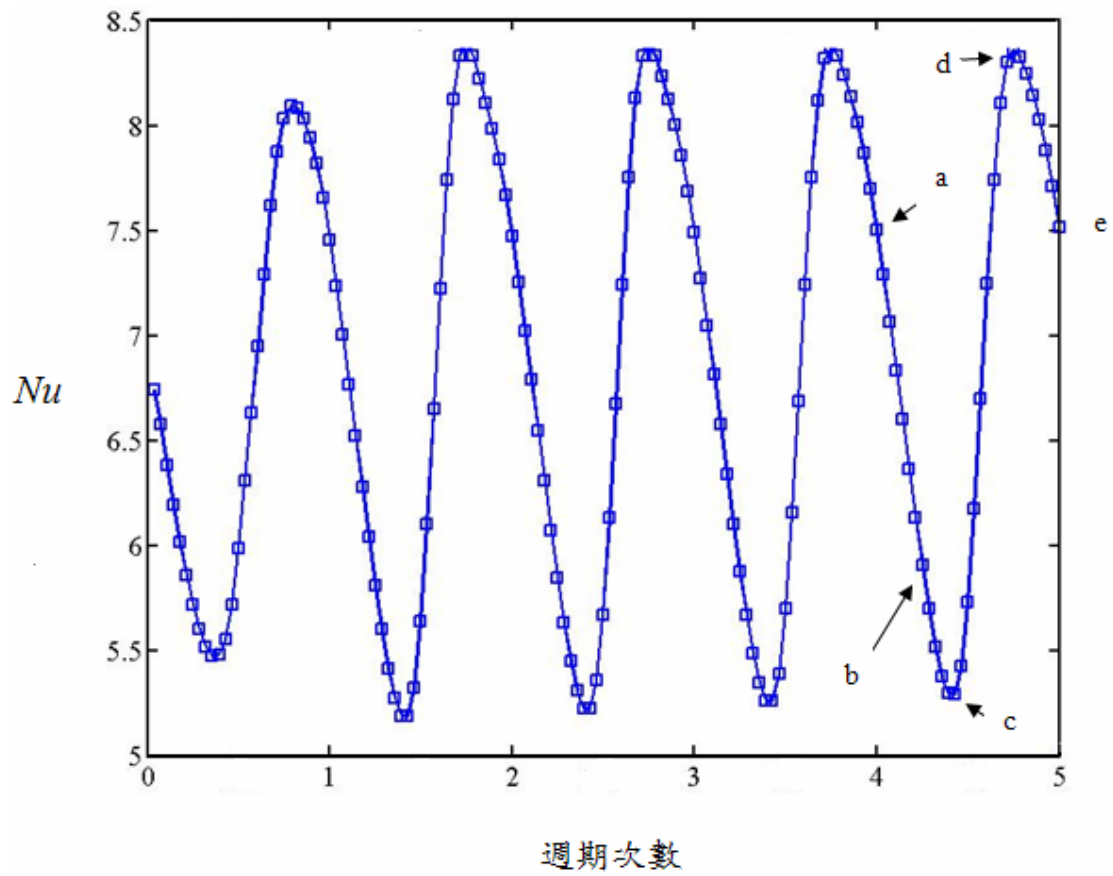


圖 4-13 $Re=300$ ， $\Delta T=10^\circ C$ ， $F_c=0.2$ 中段加熱區之 Nu 週期分佈圖

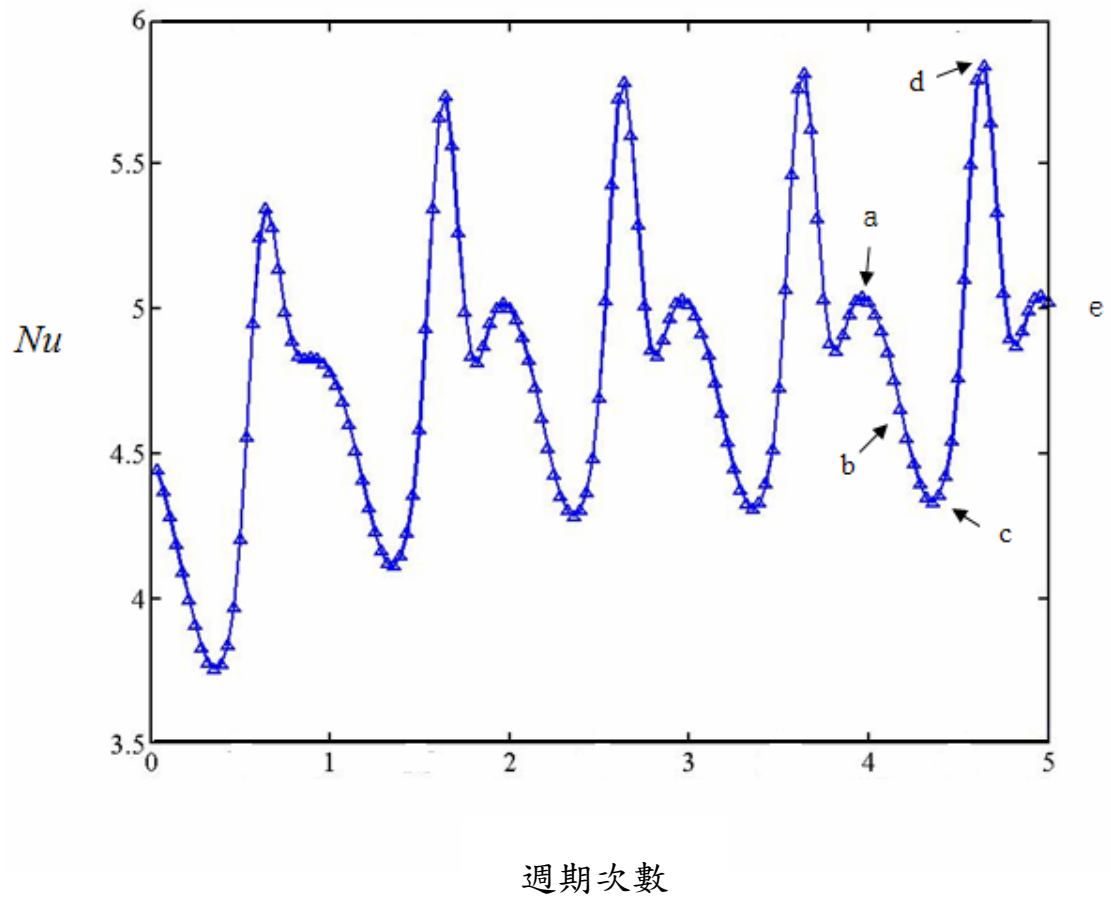


圖 4-14 $Re=300$ ， $\Delta T=10^\circ C$ ， $F_c=0.2$ 後段加熱區之 Nu 週期分佈圖

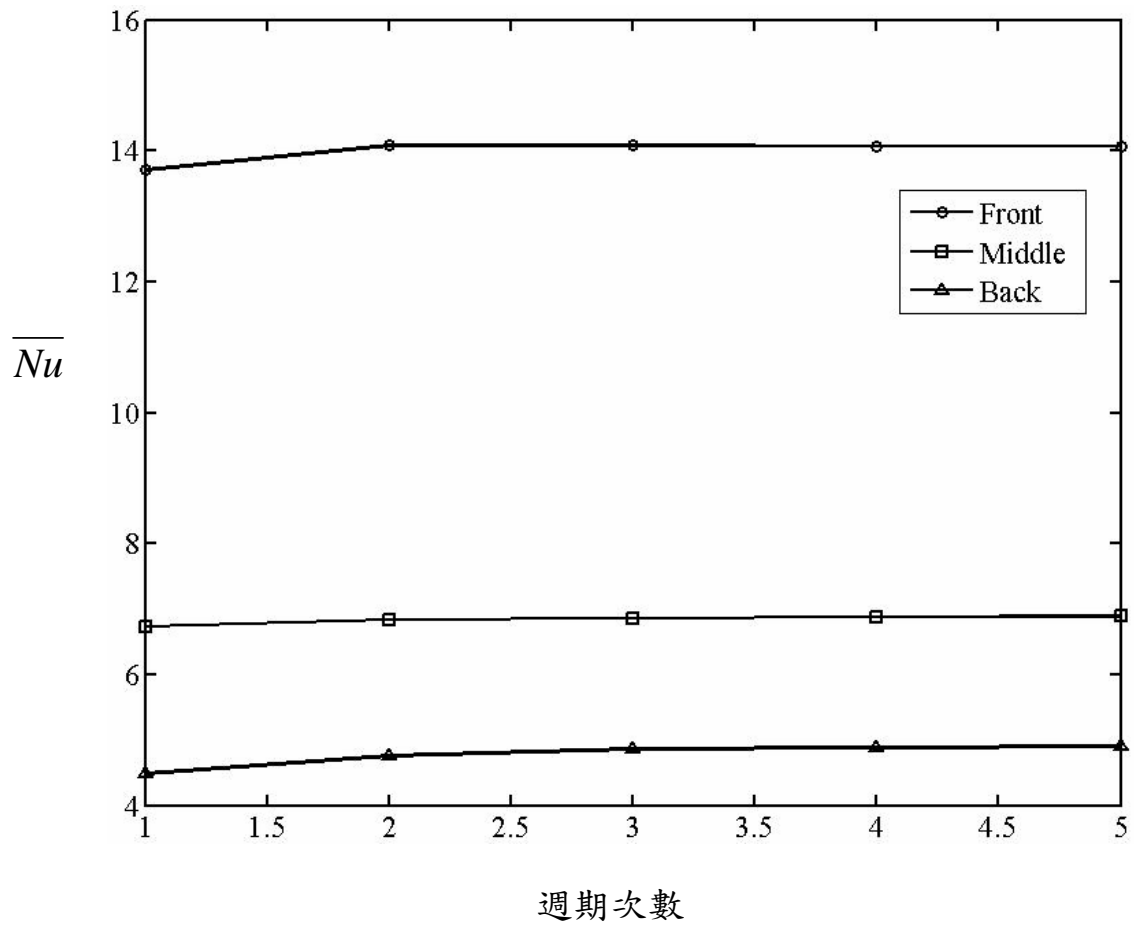


圖 4-15 前、中、後段加熱區每次週期之 \overline{Nu}

表 4-2 動態 $Re = 300$ ， $\Delta T = 10^\circ C$ ， $F_c = 0.2$ 之 \overline{Nu} 模擬與實驗數值差異度

$Re = 300$ ， $\Delta T = 10^\circ C$ ， $Gr / Re^2 = 0.4$	F (\overline{Nu})	M (\overline{Nu})	B (\overline{Nu})
動態模擬數值 ($F_c = 0.2$)	14.07	6.89	4.90
動態實驗數值 ($F_c = 0.2$)	15.01	8.72	6.03
ε (%)	6.2%	20.9%	18.6%

表 4-3 $Re = 300$ ， $\Delta T = 10^\circ C$ 動態模擬與靜態模擬之 \overline{Nu} 增加百分比

$Re = 300$ ， $\Delta T = 10^\circ C$ ， $Gr / Re^2 = 0.4$	F (\overline{Nu})	M (\overline{Nu})	B (\overline{Nu})
靜態模擬數值 ($F_c = 0.0$)	12.31	6.00	3.51
動態模擬數值 ($F_c = 0.2$)	14.07	6.89	4.90
En (%)	14.30%	14.83%	39.60%
整體 \overline{Nu} 增加率 (%)	22.91%		

表 4-4 動態 $Re = 300$ ， $F_c = 0.2$ ， $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ 、 40°C 加熱區之 \overline{Nu}

Re = 300 $F_c = 0.2$	ΔT ($^\circ\text{C}$)	10			40		
	Gr / Re^2	0.4			1.62		
	加熱區域	F	M	B	F	M	B
	數值模擬 (\overline{Nu})	14.07	6.89	4.90	13.82	6.82	5.08
	實驗結果 (\overline{Nu})	15.01	8.72	6.03	16.10	8.67	6.28
	ε (%)	6.2%	21.0%	18.6%	14.1%	21.3%	19.1%

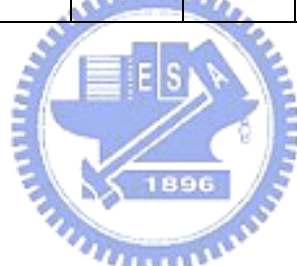


表 4-5 動態 $Re = 200$ ， $F_c = 0.2$ ， $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ 、 40°C 加熱區之 \overline{Nu}

Re = 200 $F_c = 0.2$	ΔT ($^\circ\text{C}$)	10			40		
	Gr / Re^2	0.91			3.64		
	加熱區域	F	M	B	F	M	B
	數值模擬 (\overline{Nu})	11.17	5.31	3.61	10.71	5.43	4.11
	實驗結果 (\overline{Nu})	13.84	6.53	4.89	14.76	7.48	5.62
	ε (%)	19.2%	18.6%	26.1%	27.4%	27.4%	26.9%

表 4-6 動態 $Re = 150$ ， $F_c = 0.2$ ， $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ 、 40°C 加熱區之 \overline{Nu}

Re = 150 $F_c = 0.2$	ΔT ($^\circ\text{C}$)	10			40		
	Gr / Re^2	1.62			6.47		
	加熱區域	F	M	B	F	M	B
	數值模擬 (\overline{Nu})	9.05	4.61	3.31	9.00	4.74	2.86
	實驗結果 (\overline{Nu})	11.92	5.85	3.97	12.14	5.14	4.18
	ε (%)	24.1%	21.1%	16.6%	25.8%	7.7%	15.3%

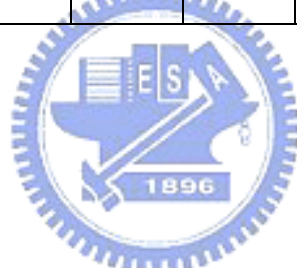


表 4-7 動態 $Re = 300$ ， $F_c = 0.4$ ， $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ 、 40°C 加熱區之 \overline{Nu}

Re = 300 $F_c = 0.4$	ΔT ($^\circ\text{C}$)	10			40		
	Gr / Re^2	0.4			1.62		
	加熱區域	F	M	B	F	M	B
	數值模擬 (\overline{Nu})	14.55	7.18	4.60	14.10	7.03	4.72
	實驗結果 (\overline{Nu})	15.64	8.85	5.71	16.73	8.82	6.89
	ε (%)	6.9%	18.8%	19.4%	15.7%	20.3%	31.5%

表 4-8 動態 $Re = 200$, $F_c = 0.4$, $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ 、 40°C 加熱區之 \overline{Nu}

Re = 200 $F_c = 0.4$	ΔT ($^\circ\text{C}$)	10			40		
	Gr / Re^2	0.91			3.64		
	加熱區	F	M	B	F	M	B
	數值模擬 (\overline{Nu})	11.32	5.64	3.64	14.09	6.91	4.87
	實驗結果 (\overline{Nu})	14.02	6.82	5.01	14.93	7.61	5.92
	ε (%)	19.3%	19.3%	27.3%	5.6%	9.2%	17.7%

表 4-9 動態 $Re = 150$, $F_c = 0.4$, $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ 、 40°C 加熱區之 \overline{Nu}

Re = 150 $F_c = 0.4$	ΔT ($^\circ\text{C}$)	10			40		
	Gr / Re^2	1.62			6.47		
	加熱區	F	M	B	F	M	B
	數值模擬 (\overline{Nu})	9.25	4.75	3.04	9.34	4.81	3.41
	實驗結果 (\overline{Nu})	12.13	5.98	4.10	12.55	5.62	4.47
	ε (%)	23.7%	20.6%	25.8%	25.6%	14.4%	23.7%

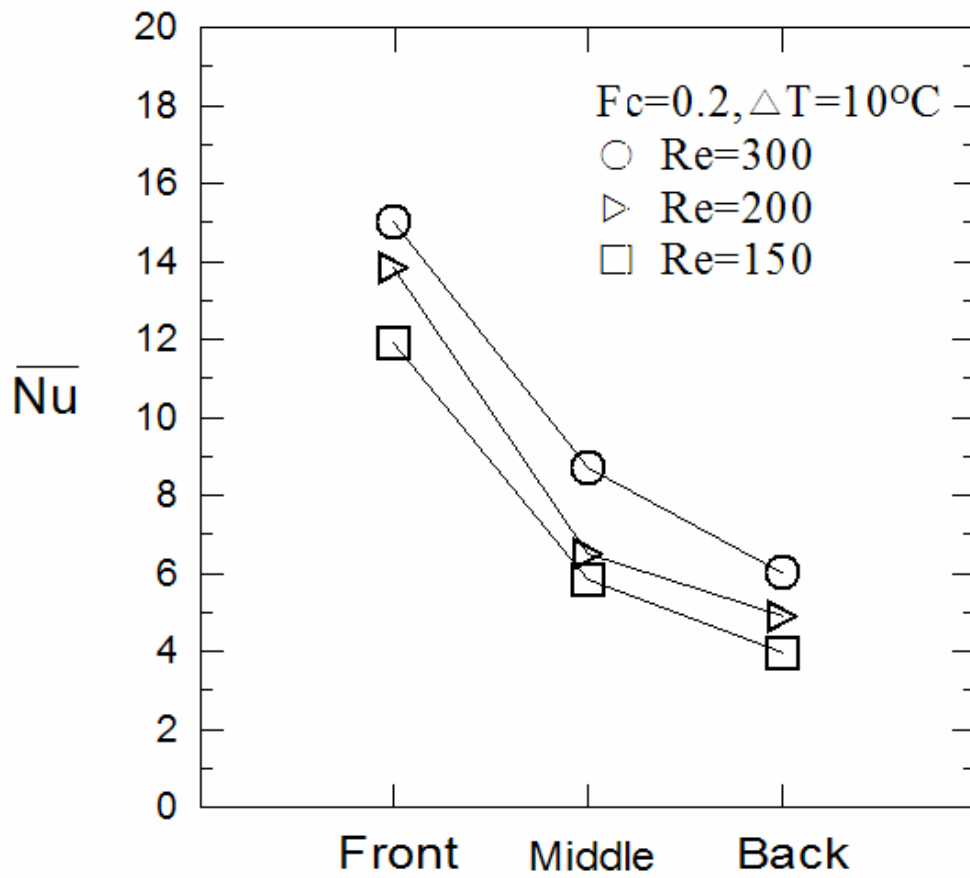


圖 4-16 模擬 $F_c=0.2$ ， $\Delta T=10^\circ\text{C}$ 在 $Re=300$ 、 $Re=200$ 及 $Re=150$ 下之 \overline{Nu} 趨勢圖

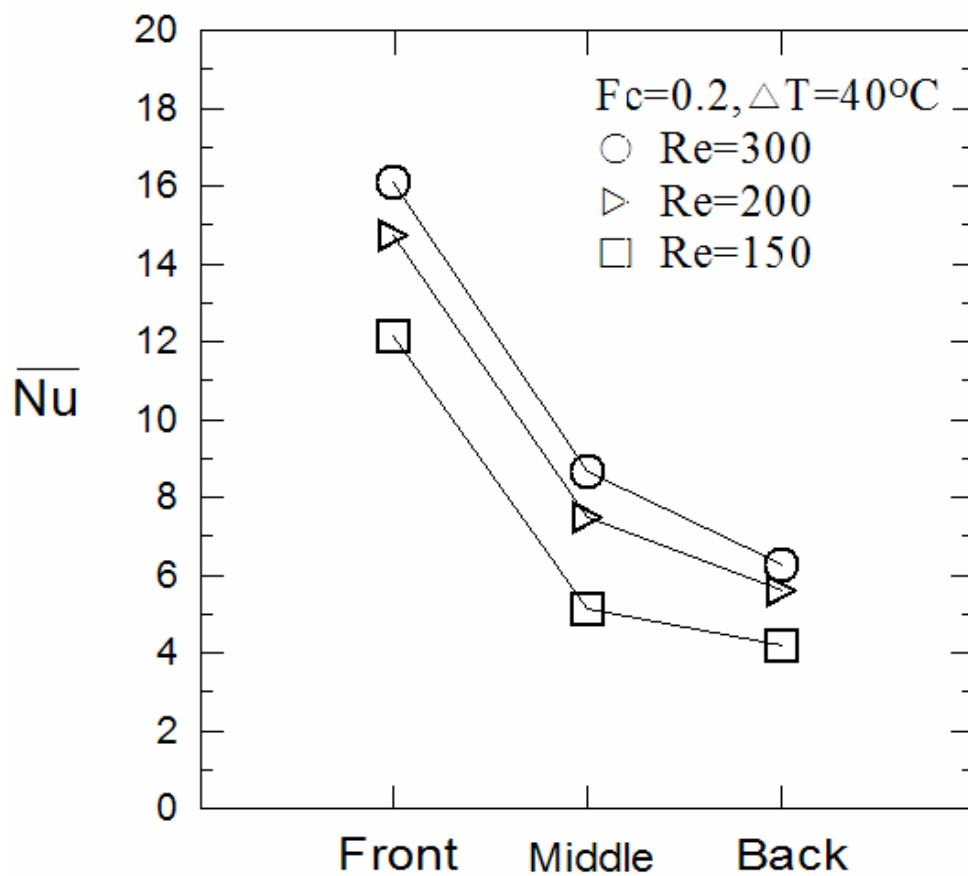


圖 4-17 模擬 $F_c = 0.2$ ， $\Delta T = 40^\circ\text{C}$ 在 $Re = 300$ 、 $Re = 200$ 及 $Re = 150$ 下之 \overline{Nu} 趨勢圖

表 4-10 Re=300 時不同無因次震動頻率下之整體 \overline{Nu} 增加率

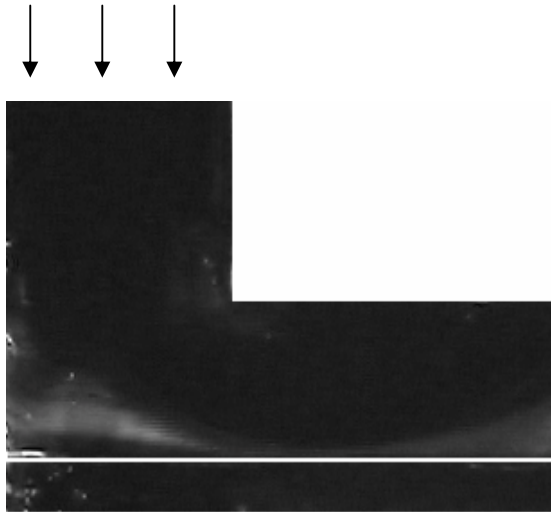
Re=300 , $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$, $Gr/Re^2 = 0.4$	F_c	F (\overline{Nu})	M (\overline{Nu})	B (\overline{Nu})	整體 \overline{Nu} 增加率(%)
	0	12.31	6.00	3.51	22.9%
	0.2	14.07	6.89	4.90	
	0	12.31	6.00	3.51	23%
0.4	14.55	7.18	4.60		
Re=300 , $\Delta T=40^{\circ}\text{C}$, $Gr/Re^2 = 1.62$	F_c	F (\overline{Nu})	M (\overline{Nu})	B (\overline{Nu})	整體 \overline{Nu} 增加率(%)
	0	12.22	6.03	3.72	20.9%
	0.2	13.82	6.82	5.08	
	0	12.22	6.03	3.72	19.6%
	0.4	14.10	7.03	4.72	

表 4-11 Re=200 時不同無因次震動頻率下之整體 \overline{Nu} 增加率

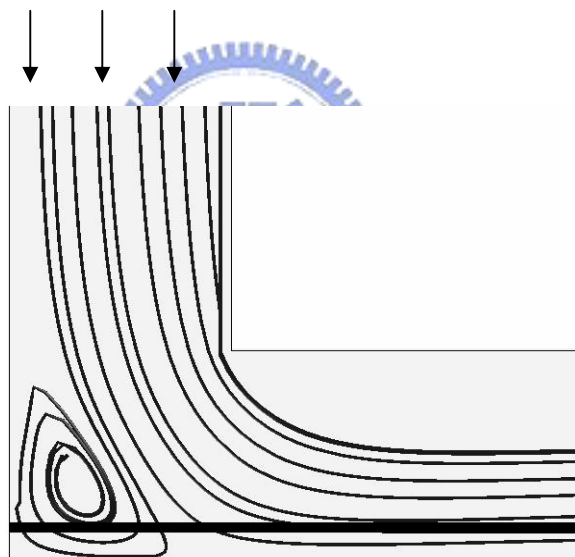
Re=200 , $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$, $Gr/Re^2 = 0.91$	F_c	F (\overline{Nu})	M (\overline{Nu})	B (\overline{Nu})	整體 \overline{Nu} 增加率(%)
	0	9.03	4.60	3.28	16.4%
	0.2	11.17	5.31	3.61	
	0	9.03	4.60	3.28	19.6%
0.4	11.32	5.64	3.64		
Re=200 , $\Delta T=40^{\circ}\text{C}$, $Gr/Re^2 = 3.64$	F_c	F (\overline{Nu})	M (\overline{Nu})	B (\overline{Nu})	整體 \overline{Nu} 增加率(%)
	0	9.82	5.11	3.50	10.9%
	0.2	10.71	5.43	4.11	
	0	9.82	5.11	3.50	56.6%
	0.4	14.93	7.61	5.92	

表 4-12 Re=150 時不同無因次震動頻率下之整體 \overline{Nu} 增加率

Re=150 , $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$, $Gr/Re^2 = 1.62$	F_c	F (\overline{Nu})	M (\overline{Nu})	B (\overline{Nu})	整體 \overline{Nu} 增加率(%)
	0	9.19	4.82	3.08	1.6%
	0.2	9.05	4.61	3.31	
	0	9.19	4.82	3.08	-0.7%
0.4	9.25	4.75	3.04		
Re=150 , $\Delta T=40^{\circ}\text{C}$, $Gr/Re^2 = 6.47$	F_c	F (\overline{Nu})	M (\overline{Nu})	B (\overline{Nu})	整體 \overline{Nu} 增加率(%)
	0	8.41	4.53	3.30	-1.7%
	0.2	9.00	4.74	2.86	
	0	8.41	4.53	3.30	6.9%
0.4	9.34	4.81	3.41		

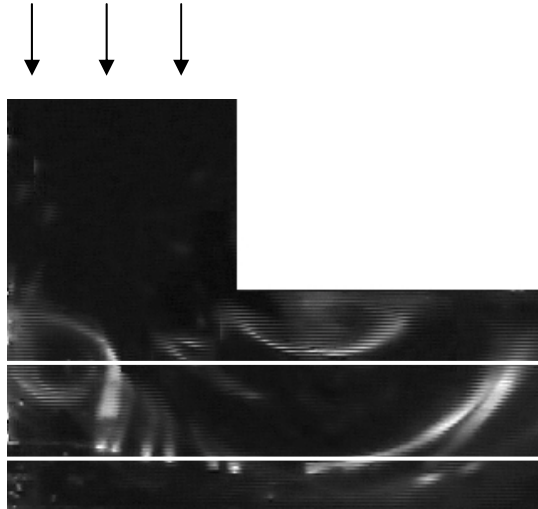


(a) 流場可視化

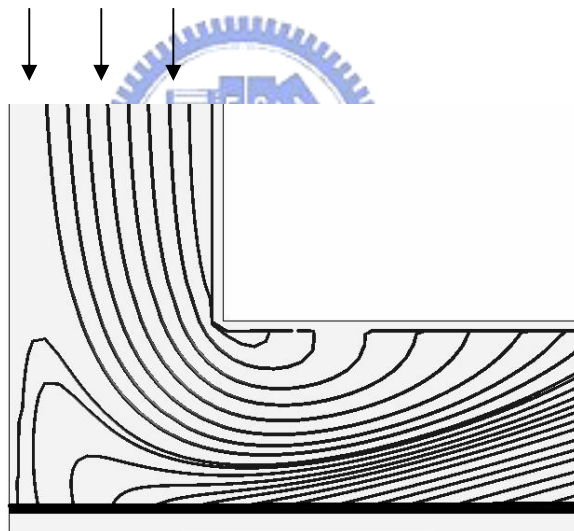


(b) 模擬之流場

圖 4-18 $Re=150$ ， $\Delta T=40^{\circ}C$ 靜態入口之流場可視化與模擬比較

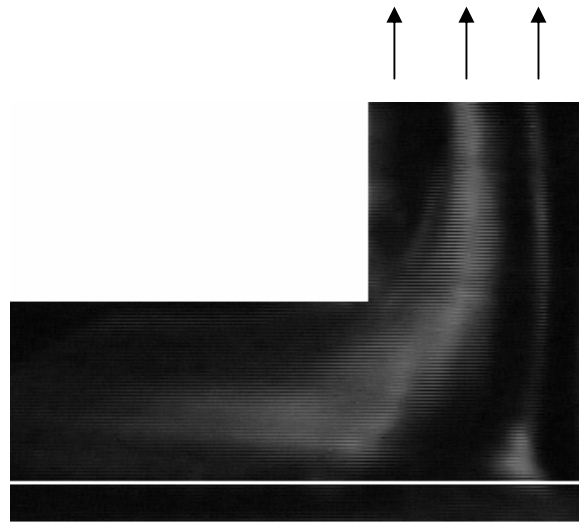


(a) 流場可視化 $\tau = \frac{3}{4}$

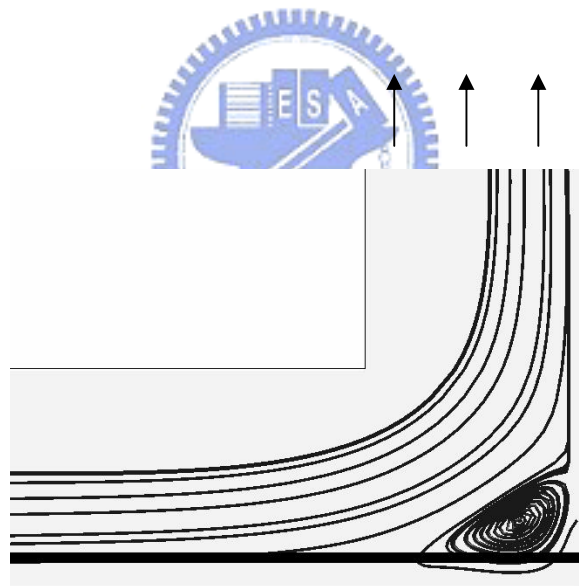


(b) 模擬之流場 $\tau = \frac{3}{4}$

圖 4-19 $Re=150$ ， $\Delta T=40^\circ C$ 動態 $\tau = \frac{3}{4}$ 時入口之流場可視化與模擬比較

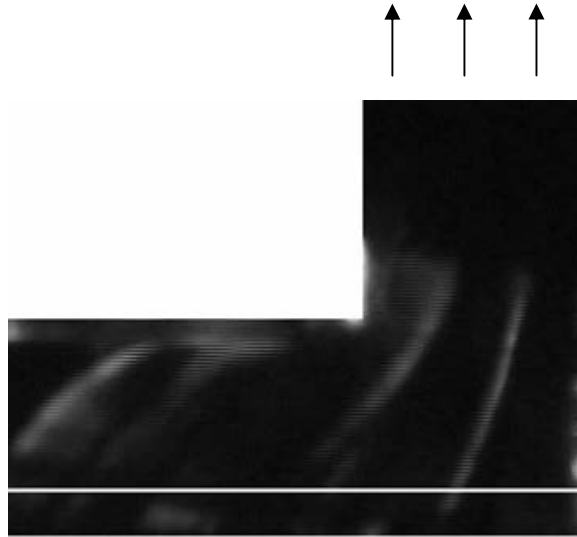


(a) 流場可視化

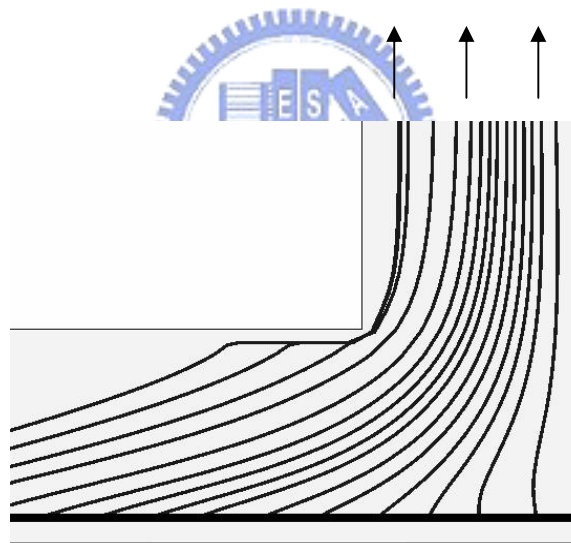


(b) 模擬之流場

圖 4-20 $Re=150$ ， $\Delta T=40^{\circ}C$ 靜態出口之流場可視化與模擬比較



(a) 流場可視化 $\tau = \frac{3}{4}$



(b) 模擬之流場 $\tau = \frac{3}{4}$

圖 4-21 $Re=150$ ， $\Delta T=40^\circ C$ 動態 $\tau = \frac{3}{4}$ 時出口之流場可視化與模擬比較

第五章 結論

本研究以 STAR-CD 套裝軟體為計算平台，模擬三維冷卻渠道在不同雷諾數下，隨著往復式運動並考慮自然對流的條件下，探討流場的變化，及比較熱傳效益。此模擬並與實驗做同步對照，以驗證模擬的真實性，經模擬結果並結合前述各章節之內容可獲得以下結論：

1. 渠道在靜止或是振動時，熱傳效益隨著流體雷諾數增加。除了在 $Re=150$ 時熱傳效益不受振動頻率增加而增加，其餘的 Re 下皆會隨著振動頻率增加，整體熱傳效益也會隨之增加。
2. 門型渠道在靜止或是振動的情況下，熱傳效益皆是前段加熱區熱傳效率最好、中段加熱區次之，後段加熱區最差。
3. 當渠道振動時，在 $\frac{1}{4}$ 週期時因為渠道向下，使得渠道內體積增加，為了補充多出的體積而導致流體有回吸的現象，此現象使得流體加熱時間增加，熱傳效益因此較差。在 $\frac{3}{4}$ 週期時，此時渠道正往上，因為相對速度的關係使得冷卻流體衝擊壁面的力量增強，且渠道幾何形狀改變，導致流體加速，而使帶走熱量的速率增加，所以此時熱傳效率最好。
4. 當渠道振動時，後段加熱區因為迴流受到渠道振動時的破壞，使得囤積的熱量被打散，所以在任何週期時，後段加熱區之熱傳效益普遍比靜態時佳。
5. 當渠道在振動時，熱傳效率相對於靜止時改善許多，本模擬最大整體 \overline{Nu} 增加率可達 56.6%。
6. 門型渠道在作往復運動時，在各週期流場變化極為相似， \overline{Nu} 會產生類似的週期性變化。

參考文獻

1. P. P. Grassmann, and M. Tuma, “Applications of the Electrolytic Method- II . Mass Transfer within a Tube for Steady, Oscillating and Pulsating Flows,”*International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 799-804, 1979.
2. S. Y. Kim, B. H. Kang, and A. E. Hyun, “Heat Transfer in the Thermally Developing Region of a Pulsating Channel Flow,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, No. 17, pp. 1257-1266, 1993.
3. A. E. Bergles, “Heat Transfer Enhancement – The Encouragement and Friction in Tubes with Repeated-Rib Roughness,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 14, No. 4, pp. 601-617, 1971.
4. A. T. Patera ,and B.B. Mikic, “Exploiting Hydrodynamic Instabilities Resonant Heat Transfer Enhancement,”*International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, No. 8,pp. 1127-1138, 1986.
5. R. L. Webb, E. R. G. Eckert, and R. J. Goldstein, “Heat Transfer and Friction in Tubes with Repeated-Rib Roughness,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 14, No. 4,pp. 601-617, 1971.
6. M. J. Lewis, “An Elementary Analysis for Predicting the Momentum and Heat Transfer Characteristics of a Hydraulically Rough Surface,” *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 97, No. 2, pp. 249-267, 1975.
7. A. E. Bergles, “Recent Development in Convective Heat-Transfer Augmentation,” *Applied Mechanics Reviews*, vol.26, pp.675-682, 1973.
8. A. E. Bergles, “Survey And Evaluation of Techniques to Augment Convective Heat and Mass Transfer,” *Heat and Mass Transfer*, vol.1, pp.331-424, 1969.

9. A. E. Bergles and R. L. Webb, "A Guide to the Literature on Convective Heat Transfer Augmentation," Advances in Enhanced Heat Transfer-1985, S. M. Shenkman, J. E. O'Brien, I. S. Habib, and J. A. Kohler, Vol. HTD-Vol.43, pp.81-90, ASME Symposium, 1985.
10. J. C. Han, "Heat Transfer and Friction in Channels with Two Opposite Rib-Roughed Walls," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 106, pp. 774-781, 1984.
11. Y. Park, J. Cha, and M. Kim, "Heat Transfer Augmentation Characteristics of Various Inserts in a Heat Exchanger Tube," Journal of Enhanced Heat Transfer, Vol.7,pp.23-33,2000.
12. S. W. Chang and L. M. Su, "Influence of Reciprocating Motion on Heat Transfer Inside a Ribbed Duct with Application to Piston Cooling in Marine Diesel Engines," Journal of Ship Research, Vol. 41, No. 4, pp. 332-339,1997.
13. S. W. Chang, L. M. Su, W. D. Morris, and T. M. Liou, "Heat Transfer in a Smooth-Walled Reciprocating Anti-Gravity Open Thermosyphon," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 42, pp. 1089-1103, 2003.
14. Wu-Shung Fu, Wen-Wang Ke, Ke-Nan Wang, "Laminar Forced Convection in a Channel With a Moving Block," International Journal of Heat and Mass Transfer Vol. 44(13), pp.2385-2394, 2001.
15. 賴昱志, "增進活塞熱傳效益之數值模擬", 國立交通大學機械工程研究所碩士論文, 2004。
16. 連信宏, "利用多孔性介質增強活塞頂面之熱傳效率", 國立交通大學機械工程學系碩士論文, 2005。

17. 劉維元，” 多孔性介質的熱傳分析” ， 國立交通大學機械工程研究所碩士論文，1994。
18. 黃新鉗，” 加裝多孔凸塊以增強熱傳效率之研究” ， 國立交通大學機械工程研究所博士論文，1997。
19. 余政倫，” 往復式冷卻渠道之熱流實驗” ， 國立交通大學機械工程學系碩士論文，2006。
20. 陳沅佑，” 實驗探討U型振動管之熱傳現象” ， 國立交通大學機械工程學系碩士論文，2007。

