

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文

低壓縮比蠕動式微幫浦分析

Analysis of low-compression ratio peristaltic micropump



研 究 生 ： 張 祚 昌

指 導 教 授 ： 崔 燕 勇 博 士


中 華 民 國 九 十 八 年 七 月

低壓縮比蠕動式微幫浦分析
Analysis of low-compression ratio peristaltic micropump

研 究 生：張祚昌
指 導 教 授：崔燕勇

Student : Tso-Chang Chang
Advisor : Yeng-Yung Tsui

國 立 交 通 大 學
機 械 工 程 學 系
碩 士 論 文

The logo of National Chiao Tung University is a circular emblem. It features a gear-like outer ring. Inside the circle, there is a stylized representation of a building or a bridge structure. The text "A Thesis" is written across the middle of the emblem. Below the emblem, the text "Submitted to Department of Mechanical Engineering" is written. Below that, "College of Engineering" is written. Below that, "National Chiao Tung University" is written. Below that, "in partial Fulfillment of the Requirements" is written. Below that, "for the Degree of" is written. Below that, "Master of Science" is written. Below that, "In" is written. Below that, "Mechanical Engineering" is written. Below that, "July 2009" is written. Below that, "Hsinchu, Taiwan, Republic of China" is written.

A Thesis
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 2009
Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中 華 民 國 九 十 八 年 七 月

低壓縮比蠕動式微幫浦分析

研究生：張祚昌

指導教授：崔燕勇 博士

國立交通大學機械工程學系

摘 要

本研究中探討二腔及三腔式低壓縮比的蠕動式微幫浦。壓縮比約為0.00706。測試不同的蠕動相位及背壓下，對微幫浦淨流量的影響。此外我們利用一套塊狀理論，分析微幫浦的流場，在非穩態的模式下可預測微幫浦內壓力及流量的變化。由模擬的結果可知，逆向三相位的蠕動形式，在低壓縮比的蠕動式微幫浦中能產生最大的淨流量，另外微幫浦的腔體數目增加後，可承受較大的背壓。

Analysis of low-compression ratio peristaltic micropump

Student : Tso-Chang Chang

Advisor : Dr. Yeng-Yung Tsui

Department of Mechanical Engineering

National Chiao Tung University

ABSTRACT

A double and triple chambers low-compression ratio peristaltic micropump is presented in this thesis. The compression ratio is almost 0.00706. We calculate the net flow rate of micropump with different peristaltic motion and different back pressures. Furthermore, the flow of micropump is also analyzed by using lump system. The unsteady model is capable of predicting the pressure and flow rate of micropump inside. By the simulation result, the peristaltic motion of reverse three-phase achieved a maximum flow rate. Besides, the micropump can sustain maximum backpressure when increase the chambers of micropump.

誌謝

在這碩士的兩年生活之中，非常感謝崔燕勇教授在研究上給我的教導與督促，當我遇到困難時，老師都能適時的給我一個指點，使我能順利完成研究所的學業，真的是由衷的感謝。在研究中遇到困難時，也很感謝吳添成、胡育昌、吳欣恩、林仕文、呂學霖等學長的幫助及指導，使我更能融入研究之中並能順利的解決問題。在研究室的生活之中，則非常感謝同學俊佑及孝修在課業及生活上的鼓勵及幫忙，還有感謝學弟大慶、光桓及信宏在生活上的協助，讓我有個難忘的兩年新竹生活。也感謝隔壁實驗室同學仁鈞、俊傑等，及在新竹的大學朋友在平時能互相鼓勵，使我能在繁忙的研究生活之中，能獲得片刻的舒緩。

最後特別感謝我的家人，尤其是我的爸媽全力支持我讀研究所，讓我無後顧之憂的專心在課業上，還有我外婆、妹妹及家人平日的關心問候，在此說聲深深的感謝，謝謝你們的支持，謝謝。



目錄

中文摘要	i
英文摘要	ii
誌謝	iii
目錄	iv
表目錄	vi
圖目錄	vii
符號說明	x
第一章 簡介	1
1.1 前言	1
1.2 微幫浦簡介	2
1.2.1 無閥式微幫浦簡介	3
1.2.2 蠕動式微幫浦簡介	3
1.3 文獻回顧	5
1.4 研究目的	9
第二章 數學模式	10
2.1 基本假設	10
2.2 統御方程式	10
2.4 邊界條件	10
2.4.1 對稱邊界條件	10
2.4.2 壓電薄膜邊界條件	11
2.4.3 出入口端邊界條件	12
2.4.4 壁面邊界條件	12
第三章 方程式離散化	13
3.1 有限體積法	13
3.2 離散動量方程式	13
3.2.1 非穩態項	14
3.2.2 對流項	14
3.2.3 擴散項	15
3.2.4 源項	16
3.3 代數方程式	16

第四章 PISO 演算法	18
4.1 壓力與速度修正	18
4.1.1 預測步驟	18
4.1.2 第一次修正	18
4.1.3 第二次修正	20
4.1.4 修正後方程式整理	22
4.2 邊界條件設定	22
4.2.1 進出口邊界條件之流量計算	22
4.2.2 進出口邊界條件之速度計算	23
4.2.3 固定牆邊界條件	23
4.3 PISO 演算步驟	23
第五章 微幫浦塊狀理論分析	25
5.1 塊狀系統理論分析(LUMP-SYSTEM ANALYSIS)	25
5.1.1 單腔無閥式	26
5.1.2 二腔蠕動式	27
5.1.3 三腔蠕動式	30
第六章 結果與討論	33
6.1 網格點測試	33
6.2 各式蠕動相位的特性分析	33
6.2.1 壓縮比(ε)	34
6.2.2 蠕動相位介紹	34
6.2.3 順向三相位與逆向三相位	34
6.2.4 對稱性的蠕動相位	35
6.3 塊狀理論分析	36
6.3.1 流向分析	36
6.3.2 淨流量分析	38
6.4 CFD 模擬結果	38
6.5 腔體數的影響	41
第七章 結論	42
參考文獻	43

表目錄

表 6.1 三腔(蠕動形式：順向三相位)	46
表 6.2 三腔(蠕動形式：逆向三相位)	46
表 6.3 三腔(蠕動形式：四相位)	46
表 6.4 三腔(蠕動形式：六相位)	46
表 6.5 二腔(蠕動形式：順向三相位)	47
表 6.6 二腔(蠕動形式：逆向三相位)	47
表 6.7 二腔(蠕動形式：四相位)	47



圖目錄

圖 1.1 無閥式微幫浦一個週期的運作【28】	48
圖 1.2 二腔蠕動式微幫浦一個週期的運作：(A)三相位；(B)四相位【17】	48
圖 1.3 三腔蠕動式微幫浦一個週期的運作：(A)三相位；(B)四相位；(C)六相位【21】	49
圖 1.4 壓縮比示意圖【29】	49
圖 1.5 高壓縮比蠕動相位示意圖 (A)二腔三相位；(B)二腔四相位	50
圖 1.6 高壓縮比蠕動相位示意圖 (A)三腔三相位；(B)三腔四相位；(C)三腔六相位	51
圖 1.7 低壓縮比蠕動相位示意圖 (A)二腔順向三相位；(B)二腔逆向三相位；(C)二腔四相位	52
圖 1.8 低壓縮比蠕動相位示意圖 (A)三腔順向三相位；(B)三腔逆向三相位(C)三腔四相位；(D)三腔六相位	53
圖 1.9 三腔蠕動式微幫浦尺寸示意圖	54
圖 2.1 模擬壓電薄膜振動的形式-梯形曲線	55
圖 3.1 非結構性網格示意圖	55
圖 3.2 OVER-RELAXED APPROACH	55
圖 4.1 壓力邊界設定示意圖	56
圖 6.1 相異網格之中，三腔逆向三相位每一週期的淨流量值(漸縮/漸擴管)	58
圖 6.2 塊狀理論分析中，三腔逆向三相位每一週期的淨流量值(漸縮/漸擴管)	58
圖 6.3 三腔逆向三相位在不同背壓下的淨流量(漸縮/漸擴管)	59
圖 6.4 二腔順向三相位(背壓=0)流量隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)	60
圖 6.5 二腔順向三相位(背壓=0)壓力隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)	61
圖 6.6 二腔逆向三相位(背壓=0)流量隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)	62
圖 6.7 二腔逆向三相位(背壓=0)壓力隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)	63
圖 6.8 三腔順向三相位(背壓=0)流量隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)	64
圖 6.9 三腔順向三相位(背壓=0)壓力隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)	65
圖 6.10 三腔逆向三相位(背壓=0)流量隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)	66
圖 6.11 三腔逆向三相位(背壓=0)壓力隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)	67

圖 6.12 二腔四相位(背壓=0)流量隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)	68
圖 6.13 二腔四相位(背壓=0)壓力隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)	69
圖 6.14 三腔四相位(背壓=0)流量隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)	70
圖 6.15 三腔四相位(背壓=0)壓力隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)	71
圖 6.16 三腔六相位(背壓=0)流量隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)	72
圖 6.17 三腔六相位(背壓=0)壓力隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)	73
圖 6.18 二腔四相位(背壓=0)流量隨時間變化圖(直管)	74
圖 6.19 二腔四相位(背壓=0)壓力隨時間變化圖(直管)	75
圖 6.20 三腔四相位(背壓=0)流量隨時間變化圖(直管)	76
圖 6.21 三腔四相位(背壓=0)壓力隨時間變化圖(直管)	77
圖 6.22 三腔六相位(背壓=0)流量隨時間變化圖(直管)	78
圖 6.23 三腔六相位(背壓=0)壓力隨時間變化圖(直管)	79
圖 6.24 不同背壓下，三腔逆向三相位的淨流量比較(漸縮/漸擴管)	80
圖 6.25 不同薄膜最大振幅之下，藉由塊狀分析及 CFD 計算的淨流量值(漸縮/漸擴管)	80
圖 6.26 不同薄膜最大振幅及背壓下，藉由塊狀分析及 CFD 計算的淨流量值(漸縮/漸擴管)	81
圖 6.27(A) 二腔順向三相位 1/6 週期時，腔內壓力與流線圖	82
圖 6.27(B) 二腔順向三相位 3/6 週期時，腔內壓力與流線圖	83
圖 6.27(C) 二腔順向三相位 5/6 週期時，腔內壓力與流線圖	84
圖 6.28(A) 二腔逆向三相位 1/6 週期時，腔內壓力與流線圖	85
圖 6.28(B) 二腔逆向三相位 3/6 週期時，腔內壓力與流線圖	86
圖 6.28(C) 二腔逆向三相位 5/6 週期時，腔內壓力與流線圖	87
圖 6.29(A) 二腔四相位 1/8 週期時，腔內壓力與流線圖	88
圖 6.29(B) 二腔四相位 3/8 週期時，腔內壓力與流線圖	89
圖 6.29(C) 二腔四相位 5/8 週期時，腔內壓力與流線圖	90
圖 6.29(D) 二腔四相位 7/8 週期時，腔內壓力與流線圖	91
圖 6.30(A) 三腔順向三相位 1/6 週期時，腔內壓力與流線圖	92
圖 6.30(B) 三腔順向三相位 3/6 週期時，腔內壓力與流線圖	93

圖 6.30(C) 三腔順向三相位 $5/6$ 週期時，腔內壓力與流線圖	94
圖 6.31(A) 三腔逆向三相位 $1/6$ 週期時，腔內壓力與流線圖	95
圖 6.31(B) 三腔逆向三相位 $3/6$ 週期時，腔內壓力與流線圖	96
圖 6.31(C) 三腔逆向三相位 $5/6$ 週期時，腔內壓力與流線圖	97
圖 6.32(A) 三腔四相位 $1/8$ 週期時，腔內壓力與流線圖	98
圖 6.32(B) 三腔四相位 $3/8$ 週期時，腔內壓力與流線圖	99
圖 6.32(C) 三腔四相位 $5/8$ 週期時，腔內壓力與流線圖	100
圖 6.32(D) 三腔四相位 $7/8$ 週期時，腔內壓力與流線圖	101
圖 6.33(A) 三腔六相位 $1/12$ 週期時，腔內壓力與流線圖	102
圖 6.33(B) 三腔六相位 $3/12$ 週期時，腔內壓力與流線圖	103
圖 6.33(C) 三腔六相位 $5/12$ 週期時，腔內壓力與流線圖	104
圖 6.33(D) 三腔六相位 $7/12$ 週期時，腔內壓力與流線圖	105
圖 6.33(E) 三腔六相位 $9/12$ 週期時，腔內壓力與流線圖	106
圖 6.33(F) 三腔六相位 $11/12$ 週期時，腔內壓力與流線圖	107
圖 6.34 單腔及雙腔微幫浦在不同背壓下淨流量比較(漸縮/漸擴管)【26】	108
圖 6.35 二腔及三腔蠕動式微幫浦在逆向三相位時，淨流量隨背壓的變化(漸縮/漸擴管)	108
圖 6.36 二腔及三腔蠕動式微幫浦在四相位時，淨流量隨背壓的變化(漸縮/漸擴管) ..	109

符號說明

A_r	漸縮/漸擴管右側擴散端面面積
A_t	漸縮/漸擴管左側喉部面積
a	蠕動相位數
d_{MAX}	壓電薄膜最大振動幅度
f	壓電薄膜振動頻率
K	漸縮/漸擴管造成的壓力損失係數
l	漸縮/漸擴管的長度
\dot{m}	質量流率
n	壓電薄膜作一簡諧運動所劃分的 timestep 數
P	壓力
Q	體積流率
ΔQ	腔體因壓電薄膜位移造成的體積變化率
r_0	腔體半徑
r_1	壓電薄膜半徑
T	無閥式微幫浦運作一個週期所需的時間
\bar{V}	流體速度
α_Q	塊狀理論非穩態的權重係數
ε	壓縮比
μ	流體的黏滯係數
ρ	流體的密度
τ	蠕動式微幫浦運作一個週期所需的時間
∇_{MAX}	薄膜掃過的最大體積

第一章 簡介

1.1 前言

近年來半導體逐漸成為台灣最重要的產業，使得相關的微機電系統(Micro Electro Mechanical System, MEMS)製程技術也隨之蓬勃發展。機械微型化的概念最早由費曼博士(R. P. Feynman)在 1959 年所提出，接著 1982 年彼得森博士(K. E. Petersen)發表了一篇「Silicon as a mechanical material，以矽作為機械材料」研究報告，至 1989 年確立了「微機電系統」此一名稱【1】。微機電系統技術是一種結合光學、機械、電子、材料、控制、物理、化學、生醫等多重領域的整合型微小化系統製造技術，其具有較小的體積、重量及耗能等優點，同時亦能降低其製造成本。利用微機電系統技術可製造出微制動器(micro actuator)、微型馬達(micro motor)，微感測器(micro sensor)等微型元件，可應用在包括資訊、通訊、電子、生醫及半導體等相關產業。

本文即探討在微機電系統中關於微流體系統的領域。微流體系統包含了微幫浦(micro pump)、微流道(micro channel)、微閥門(micro valve)等，可整合成各種功能不同的智慧型微流體晶片。在醫學的應用方面，可藉由微型的幫浦作精準微量的藥物輸送來取代傳統的針孔注射，如此一來對於需接受化學療程的患者便能減輕其所承受的痛苦，若能再配合微電子系統設備，更可達成定時定量藥物傳遞的功能，對於很多醫學治療方法來講可完美的敘述微量藥物的流量且能程序化的控制是非常重要的。在冷卻應用方面，需要靠微幫浦從低溫冷凍室抽取氦(He)或液態氮(N₂)到熱交換區，以維持低溫的工作環境，達成冷卻的效果，例如超導體只能在攝氏負兩百度以下的極低溫環境下工作，此時就可將冷卻液和超導體合併在同一個矽晶片上，一面為超導體另外一面就為冷卻液，透過微機電製程技術在矽晶片上製作出微小流道，再配合微幫浦去抽取冷卻液便能有冷卻的功能，使超導體可穩定的運作。在能源應用方面，閥式壓電微幫浦可應用在甲醇燃料電池上，用來傳遞燃料也可排除其化學變化後所產生的生成物。由此可知微流體系統可應用的層面相當廣泛。

1.2 微幫浦簡介

在微流體系統的領域中，微幫浦常被應用在流體的輸送控制上，可算是系統中最重要的一環，因此如何提高微幫浦的機械效率和精準控制微幫浦的流量是微流體系統中最主要的研究目標。

一般根據微幫浦【2】的運作方式可分為機械式和非機械式兩類。常見的機械式幫浦有閥門式幫浦(check-valve pump)、蠕動式幫浦(peristaltic pump)、無閥式幫浦(valve-less pump)、轉動式幫浦(rotary pump)、超音波式幫浦(ultrasonic pump)與離心式幫浦(centrifugal pump)。非機械式微幫浦有電液體力學驅動幫浦(EHD)、電磁式微幫浦(MHD)、電滲式幫浦(electro-osmotic pump)、電泳式幫浦(electro-phoretic pump)、電濕式幫浦(electro-wetting pump)與氣泡式幫浦(bubble pump)。

由上述可發現，非機械式的微幫浦主要是利用感應電場來牽引流體內的離子流動，來達到推動流體的目的，雖然不需外加任何的可動元件，但因受到流體內離子多寡的影響，因此無法廣泛的應用在各種流場而受到限制。另一大類為機械式微幫浦，它主要包含了致動腔室和微閥門系統。腔室中有一振動薄膜，依據此一薄膜振動的動力來源可分為氣動式(pneumatic)、熱氣動式(thermopneumatic)、熱驅動式(thermomechanic)、電磁式(electromagnetic)、形狀記憶合金式(shape memory alloy)、靜電式(electrostatic)、壓電式(piezoelectric)等數種。以下將依據薄膜振動的動力源，介紹三種常見的微幫浦。

✧ 熱氣動式微幫浦(thermopneumatic micropump)：

其原理為輸入電壓使加熱器因電阻而產生熱能，驅使致動腔室內的空氣膨脹造成薄膜的變形；當不再供應電壓時，致動腔室內的空氣因不再受熱而自然冷卻，薄膜變會自行回復原狀，如此反覆運作便可使薄膜產生振動，達到驅動主腔室內流體流動的效果。

✧ 靜電式微幫浦(electrostatic micropump)：

此微幫浦是在振動薄膜上施加電壓，造成靜電吸引力來使薄膜產生移動。當薄膜移動使腔體內體積增加時，此時進口閥門打開出口閥門關閉，使流體流入腔體內，此為吸水模式。當切斷薄膜上的電壓時，薄膜便會回覆原始狀態，此時就打開出口閥門關閉進

口閥門，使流體從出口流出，為排水模式。結合進水模式和排水模式即完成一個循環。

✧ 壓電式微幫浦(piezoelectric micropump)：

壓電式微幫浦是指振動薄膜是使用壓電材料製成。當壓電材料因體積變化而產生電壓稱為正壓電效應；而若施加電壓於壓電材料使其產生變形則稱為負壓電效應。利用壓電片的負壓電效應，便能藉由控制電壓而使壓電薄膜產生預期的振動，進而達到推動流體的效果。

1.2.1 無閥式微幫浦簡介

無閥式微幫浦最大的特點在於利用漸縮/漸擴管(nozzle/diffuser)來取代傳統微幫浦中閥門的設計，如此便能簡化微幫浦的構造與製程，減少機械元件耗損的可能性。其工作原理可分為吸水模式和排水模式如(圖 1.1)來討論。

✧ 吸水模式(supply model)

振動薄膜向上移動使腔體體積增加，造成腔體內壓力小於進出口兩端，使流體分別從進口由 diffuser 方向和出口由 nozzle 方向流進腔體，因 diffuser 方向的壓力損失小於 nozzle 方向的壓力損失，所以流進進口端的流量大於流進出口端的流量。

✧ 排水模式(pump model)

振動薄膜向下移動使腔體體積減少，造成腔體內壓力大於進出口兩端，使流體分別從進口由 nozzle 方向和出口由 diffuser 方向流出腔體，因 diffuser 方向的壓力損失小於 nozzle 方向的壓力損失，所以從出口端流出的流量會大於從進口端流出的流量。經由此週期性的運作，便會有一淨流量從出口端流出。

1.2.2 蠕動式微幫浦簡介

蠕動式微幫浦是由流道將多個腔體與輸入、輸出端串連起來所組成，且每個腔體內都有一個致動薄膜，藉由控制腔內振動薄膜的運作順序，來達成運送流體往特定方向流動的功能。二腔式的蠕動式微幫浦有二種薄膜振動相位，分別為三相位及四相位如(圖 1.2)；最常見的蠕動式微幫浦由三個腔體所組成，依薄膜振動順序，則主要可分為三相位、四相位和六相位三種如(圖 1.3)。影響蠕動式微幫浦效能最重要的因素即為壓縮比 ε

如(圖 1.4)【29】。

$$\varepsilon = \frac{\text{薄膜掃過的最大體積 stroke volume}}{\text{腔體體積(未被薄膜掃過) dead volume}} \quad (1.1)$$

以下將對高壓縮比及低壓縮比的各式蠕動相位作比較。

✧ 高壓縮比：

在文獻中提到的蠕動式微幫浦，主要是把從入口處吸取的流體，藉由各腔體中薄膜的蠕動行為，來達成傳遞流體的效果，其中因高壓縮比，振動薄膜有較大的振動幅度，所以也扮演著被動閥門的角色，避免流體在腔體間，有回流的現象發生。若是薄膜的振幅等同於腔體的深度，將類似一個開關，可完全阻隔各腔體間的流體，並可穩定地將定量的流體傳遞在各個腔體之間，其中二腔三相位(圖 1.5(A))及三腔三相位(圖 1.6(A))即為最好的例證。三腔六相位(圖 1.6(C))蠕動形式的發展，是希望能夠從入口端吸取更多的流體進入蠕動式微幫浦的腔體內部，因此六相位比三相位多了步驟二，流進腔體內部的流體量進而增加。六相位的步驟三及步驟六看似多餘且耗費時間，所以即發展出刪除步驟三及步驟六的四相位(圖 1.6(B))蠕動形式，是故在高壓縮比的情況下，四相位所產生的淨流量較大，六相位次之，三相位的淨流量最小。

✧ 低壓縮比：

在本文之中，因假設的薄膜振動頻率較高(2200 Hz)，故考量實際應用時，其產生的振動幅度較小，有較低的壓縮比，無法扮演被動閥門的角色，因此在薄膜上下擺動時，流體會在連接腔體與出入口端的漸縮/漸擴管間自由的進出，如(圖 1.7)、(圖 1.8)，藉由漸縮/漸擴管的設計，使流體在每一週期出入腔體內部時，能有一向右往出口端的淨流量產生。文獻中提出的三相位-本文中稱為順向三相位蠕動形式(圖 1.7(A))、(圖 1.8(A))，在薄膜振動較小的情況下，每個漸縮/漸擴管間的流體，有三分之二週期的時間是往左側入口端流動，僅有三分之一週期的時間是往右側出口端流動，造成流體往反方向輸送，因此文中設計一逆向三相位的蠕動形式，其運作方式與順向三相位剛好相反，是故腔內流體有三分之二週期的時間是往右側出口端流動，使能達到預期較大的流量值。而三腔四相位(圖 1.8(B))及六相位(圖 1.8(C))為對稱的蠕動形式，各有半個週期的時間是分別流

往左側入口端及右側出口端，因此其產生的淨流量也較小。

1.3 文獻回顧

本章節主要以無閥式微幫浦的實驗與模擬、蠕動式微幫浦相關實驗及微幫浦理論分析做相關文獻回顧。

◇ 無閥式微幫浦的實驗與模擬：

1990 年 Shoji et al. 【3】在矽晶片上製作了兩種有閥門形式的微幫浦，其一為並聯式的雙腔微幫浦，另一種為有類似緩衝存儲槽的串聯式雙腔微幫浦。實驗結果發現其在背壓為 1 mH₂O 時，並聯式微幫浦的最大流量為 40 μ l/min。

1993 年 Stemme E. and Stemme G. 【4】第一個提出無閥門式幫浦的設計，其原理是使用兩個圓錐狀的 nozzle/diffuser 元件連接一個直徑為 19 mm 的腔體內含振動薄膜，實驗後發現在頻率為 100 Hz 下，最大流量為 16 ml/min，最大背壓可達 2 mH₂O。

1995 年 Gerlach et al. 【5】探討連結大角度漸縮管的壓電無閥式微幫浦流場情形，其定義 nozzle 流動方向為正向，diffuser 流動方向為反向。發現流場在雷諾數小於 15 時為層流，當雷諾數大於 100 時為紊流，並在 nozzle/diffuser 流場區域會有回流的產生。

1995 年 Olsson et al. 【6】提出一個平面狀的無閥式微幫浦設計。此微幫浦並聯了兩個直徑為 13 mm 深度為 1 mm 的圓形腔體，每個腔體都各與兩個 nozzle/diffuser 連接。經測試發現當此兩腔體相位差為 180°時，有最大流量 16 ml/min 及最大背壓 1.7 mH₂O。此篇研究也針對無閥式微幫浦作流量分析，且測量出 nozzle 流向與 diffuser 流向在不同壓力降下的流量差異。

1996 年 Olsson et al. 【7】針對無閥式幫浦中 diffuser 元件的長度與張角，對幫浦效率的影響作研究。文中把 diffuser 分為三段作討論，分別求出每段的壓力損失係數，並與實驗結果相互比較與分析。經測量結果得出在紊流中 diffuser 元件的流向性與幫浦效率比在層流中好。實驗採用 diffuser 元件長度介於 1.45 到 3.95 mm 之間，而 diffuser 張角介於 1.9°到 6.8°之間。

1997 年 Athavale et al. 【8】利用 CFDRC 軟體模擬 1993 年 Stemme 所做的無閥式微

幫浦，並在模擬薄膜振動時利用 CFD-ACE 中的 Fluid-Thermo-Structure(FSI)模組，來處理有關工作流體和振動薄膜間液固介面的問題。其模擬出的流量與實驗相當吻合，但在最大背壓上則有明顯的誤差。

1998 年 Olsson et al. 【9】利用熱壓法製造出無閥式微幫浦，其採用壓電材料作為薄膜振動的動力源，且使用張角為 7° 的 diffuser 元件作為連接出入口端與腔體的流道。實驗結果發現頻率在 2200 Hz 下，單一腔體的無閥式微幫浦最大流量為 1 ml/min，最大背壓為 5.9 kPa。若是並聯兩個腔體的無閥式微幫浦，其最大流量可達 1.9 ml/min，最大背壓為 7.7 kPa。

2004 年 Yang et al. 【10】製作漸縮/漸擴管(nozzle/diffuser)元件並測試與分析其壓力損失係數與雷諾數的關係。結果發現壓力損失係數會隨雷諾數增加而遞減，在相同雷諾數時，漸縮管的壓力損失大於漸擴管。漸縮/漸擴管的長度對於壓力損失的影響很小。當漸擴管的張角大於 20° 時，會有分離現象的產生，因此理論分析與實驗結果會有較大的誤差。

2004 年羅卓錚【11】在其研究中利用 CFDRC 軟體模擬 Olsson 提出的無閥式微幫浦設計。文中提到擋體式無閥門微幫浦，是指在靠近進出口兩端的流道中，設計一個梯形擋體以代替 nozzle/diffuser 的功能。模擬結果發現其最佳的擋體張角為 5° ，但最大流量與 Olsson 實驗比較有 30% 的誤差。

2005 年曾裕博【12】利用 Fluent 軟體模擬無閥式微幫浦，提出可用速度進口條件代替薄膜振動時移動網格的設定，以簡化運算的難度與時間。研究中並測試 diffuser 元件在不同雷諾數與張角下，其效率的差異。

✧ 蠕動式微幫浦相關實驗：

1968 年 Fung and Yih 【13】最早提出蠕動行為對流場造成的影響。文中指出完全依靠管壁上蠕動形式的移動，分析其對二維直管內部流場產生的效果。因蠕動行為而產生的壓力梯度，如大於某一極限值，將會有回流產生，並探討各種雷諾數下，回流產生的條件。

1969 年 Shapiro et al. 【14】研究在波長夠長及較低的雷諾數下，幫浦的蠕動模式與

流場的相關性，文中利用無因次化的理論分析二維流場，並用實驗的結果作驗證。

1990 年 Smits 【15】提出一個六相位蠕動式微幫浦的蠕動形式，並詳述其微幫浦腔體是由矽晶片及玻璃薄膜並搭配壓電材料所組成。其微幫浦的最大流量可達 100 $\mu\text{l}/\text{min}$ ，最大背壓為 60 cmH_2O 。

2001 年 Cao et al. 【16】提出一個能藉由幫浦內部體積變化，而達到傳遞流體功能的蠕動式微幫浦，蠕動即為在其運作過程中，每個腔體內部的壓電薄膜都是各自在活動的。文中並利用有限元素分析(FEA)的 ANSYS 軟體，模擬不同厚度及直徑下，壓電薄膜所產生的最大振幅，與 MEMS 製程技術製作出的實際實驗結果作比對。其得到當壓電薄膜厚度為 40 μm ，直徑為 12 μm 時有最大的振幅，與模擬結果相符。

2003 年 Berg et al. 【17】製作出兩腔體的蠕動式微幫浦，並提出兩種蠕動形式做實驗比較，且用簡易的理論分析預測其流量大小。微幫浦中每個腔體的體積為 1.17 μl ，有較小的 dead volume。實驗結果得知類似三腔體中三相位的三相蠕動形式其最大流量為 0.098 $\mu\text{l}/\text{s}$ ，兩階段式四相位蠕動形式最大流量為 0.107 $\mu\text{l}/\text{s}$ 。

2005 年 Teymoori and Abbaspour-Sani 【18】設計一個靜電式的蠕動式微幫浦，其有諸多優點如，與其他蠕動式微幫浦相比有較小的尺寸、採用被動式閥門取代傳統機械式閥門較不易損壞、流量易控制及較小的能源消耗等。文中採用六相位的蠕動形式，壓縮比約為 0.8，微幫浦的尺寸為 7 mm \times 4 mm \times 1 mm。其淨流量可達 9.1 $\mu\text{l}/\text{min}$ ，與 ANSYS 模擬結果相符合。

2005 年 Goldschmidtboing et al. 【19】建立一套塊狀理論模型，分析壓電型蠕動式微幫浦的流場，依照其模擬後的結果，製造理想的微幫浦，微幫浦中的腔體深度為 80 μm ，薄膜所能達到的最大振幅逾 10 μm 。文中並提到兩種腔體的蠕動形式，分別為四相位及六相位，再根據不同的振動頻率及背壓，實際量測出微幫浦的淨流量與模擬作比對，結果相符。而此壓電型蠕動式微幫浦有最大淨流量為 1.4 ml/min ，最大可承受的背壓為 40 kPa 。

2006 年關恕 【20】以 MEMS 技術製作出三腔壓電蠕動式微幫浦，腔體的深度為 30 μm ，並實驗比較不同的驅動相位，當腔內壓電薄膜隨頻率增加時，其最大位移量變化

的情形，其薄膜的振幅介於 $0.02\ \mu\text{m}$ ~ $1.8\ \mu\text{m}$ 之間。亦改良電壓輸入的迴路設計，並有效提升微幫浦的淨流量與效率。

2008 年 Jang and Yu 【21】製作了串聯三個腔體的蠕動式微幫浦，實驗比較各腔體中薄膜振動的順序對微幫浦流量的影響。三腔蠕動式微幫浦依其作動的方式，可分為三相位、四相位和六相位共三種，在供應 100 伏特的電壓下，四相位蠕動形式的微幫浦有最大流量為 $17.6\ \mu\text{l}/\text{min}$ ，其微幫浦內腔體深度為 $10\ \mu\text{m}$ ，壓電薄膜有最大位移量為 $2.91\ \mu\text{m}$ 。

✧ 微幫浦理論分析：

1998 年 Ullmann 【22】利用流量與壓力的關係式，分析單腔壓電無閥式微幫浦的流場，並把微幫浦的流場情形分為三種模式作運算，分別求出每個時間點下的流量與壓力。文中也提及串聯雙腔無閥式微幫浦的分析，其所需考慮的模式較多。

1999 年 Olsson et al. 【23】提出塊狀數學模型來分析無閥式微幫浦。其理論是把微幫浦分為數個區塊作討論，並利用連續方程式和伯努力方程式整合出三個方程式系統，再用 MATLAB 解出其流量與壓力，模擬結果與實驗數據相符。

2001 年 Pan et al. 【24】找出壓電薄膜振動的統御方程式，且探討薄膜振動最適合的頻率範圍。在研究中把微幫浦的流場情形分為三個模式作計算，再藉由漸縮/漸擴管的壓力損失係數代入壓力的關係式中，估算出微幫浦的流量。

2003 年 Pan et al. 【25】將流體的流動與壓電薄膜振動的統御方程式作耦合，並考慮流體慣性對流場造成的影響，以求得流量。

✧ 微幫浦計算模擬與理論分析比較：

2008 年吳欣恩 【26】在其微幫浦的理論分析中，提出合併型的壓力與流量關係式，在計算單腔微幫浦流場時不必再分為吸水模式、排水模式與過度區等多種模式，簡化數學公式，且解決探討多個腔體時將遇到畫分模式的問題。文中在 lump system 理論中加入流體的慣性項作計算後，與有限體積法的 CFD 運算模擬結果相似。

2008 年 Tsui and Lu 【27】藉由有限體積法的 CFD 計算模擬單腔無閥式微幫浦的流量變化情形，其在薄膜振動上使用往復式的速度邊界條件，取代移動網格的設定，薄膜

振動的位移則融合二次曲線與梯形曲線，計算在不同背壓下淨流量的數值與實驗作比較。文中並利用壓力與速度的關係式，提出簡易的數學理論，分析微幫浦的流量與壓力變化，且提出三種計算微幫浦的效率公式，並繪出不同背壓時微幫浦的效率變化。

1.4 研究目的

隨著微機電系統(MEMS)科技迅速的發展，人們可利用其微加工的技術，製作出功能齊備但尺寸更小的各項機械元件，利用這些微米化的元件便可作出高效率、低耗能且小型化的電子產品，並廣泛地應用在週邊的生活之中。其中具有傳輸流體功能的幫浦，亦得利於微機電系統技術的進步，使其體積縮小便於攜帶，在內部安裝電子化的微致動器後，亦可藉由電腦作程序化的控制及準確的傳遞流體，使得微幫浦可應用在醫學藥物傳送、生物化學試劑檢測等需要精確控制流量的應用層面，因此近年來吸引很多學者研究探討關於微幫浦的製造與分析。

微幫浦效能的優劣，可藉由兩方面作分析比較，其一是微幫浦運作一個週期內所能傳遞流體的淨流量大小；另一方面是在微幫浦的出口端施加一背壓，觀察期週期內淨流量所受的影響，當淨流量值為零時，其出口端的背壓值，即為該微幫浦最大所能承受的背壓。本文中串聯二至三個單腔無閥式微幫浦，並施加 Berg et al.【17】與 Jang and Yu【21】整理提出的各種二腔及三腔蠕動相位形式，藉由 Tsui and Lu【27】與吳欣恩【26】提出的塊狀理論分析，可快速地計算出微幫浦一週期內的淨流量，及腔內壓力與流量的變化關係，並利用有限體積法模擬計算結果作比對。期望找出一蠕動相位形式，能提升低壓縮比微幫浦的工作效率，包含有較高的淨流量與可承受的背壓，並探討增加腔體數目時，在相同的蠕動相位下，微幫浦的效能是否能隨之提升。

第二章 數學模式

本章主要介紹求解流場時所需用到的數學模式。首先對模擬的流場作基本假設，接著敘述求解流場時所需用到的統御方程式，以及近似壓電薄膜振動的曲線，最後對於邊界條件的設定作探討。

2.1 基本假設

本文中模擬壓電二腔及三腔微幫浦的幾何形狀，及詳細的尺寸可參考(圖 1.9)。使用水作為微幫浦的工作流體。以下對模擬的流場作基本假設。

- 三維流場(three-dimensional flow)、忽略重力項(neglect body force)。
- 不可壓縮流(incompressible flow)：工作流體-水的密度為定值。
- 非穩態流場(unsteady flow)：腔體中的壓電薄膜振動隨時間變化，因此腔內流量也為時間的函數。
- 層流(laminar flow)：本文模擬的微幫浦尺寸較小，流速常介於 10^{-5} 到 10^{-6} m/s 之間較為緩慢，故雷諾數小，假設幫浦內部的流場為層流。

2.2 統御方程式

連續方程式(continuity equation)：

$$\nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (2.1)$$

動量方程式(momentum equation)：

$$\frac{\partial(\rho \vec{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = \mu \nabla \cdot (\nabla \vec{V}) - \nabla P \quad (2.2)$$

ρ 為水的密度； μ 為水的黏滯係數。

2.4 邊界條件

2.4.1 對稱邊界條件

由於對稱的幾何形狀，僅模擬真實微幫浦的一半，故幫浦數值計算時採用對稱邊界。

2.4.2 壓電薄膜邊界條件

實際壓電薄膜振動的曲線為一高階的偏微分方程式，為了簡化計算的困難度，因此薄膜的位移假設為一梯形曲線如圖(2.1)，隨時間呈現一簡諧運動(harmonic motion)。

梯形曲線(trapezoidal curve)位移函數：

$$Z(r, t) = -d_{MAX} \cdot \text{Min}\left(1, \frac{r_0 - r}{r_0 - r_1}\right) \cos(2\pi ft) \quad (2.3)$$

上式中 r_0 為腔體半徑($r_0 = 3 \text{ mm}$)， r_1 為壓電薄膜的半徑($r_1 = 2 \text{ mm}$)， d_{MAX} 為壓電薄膜從水平位置到上死點的最大位移量($d_{MAX} = 1 \text{ }\mu\text{m}$)。壓電薄膜振動的頻率假設為 $f = 2200 \text{ Hz}$ 。

壓電薄膜會隨時間的變化而產生位移，因此邊界需設定為移動邊界，並利用移動網格作計算，但會增加計算量耗費時間。由於薄膜振動幅度最大僅為 $1 \text{ }\mu\text{m}$ ，相較於幫浦腔體高度 0.2 mm ，其比值為 $1:200$ ，因此可於數值模擬中假設薄膜位置固定，取而代之給定薄膜運動之速度作為邊界條件。將(2.3)式微分得

梯形曲線(trapezoidal curve)運動函數：

$$V(r, t) = 2\pi f \cdot d_{MAX} \cdot \text{Min}\left(1, \frac{r_0 - r}{r_0 - r_1}\right) \cdot \sin(2\pi ft) \quad (2.4)$$

壓電薄膜振動為梯形曲線的形式如(2.3)式，水平向上掃過的最大體積 \forall_{MAX} 可計算如下：

$$\begin{aligned} \forall_{\max} &= \iint d_{MAX} dA + \iint d_{MAX} \cdot \frac{r_0 - r}{r_0 - r_1} dA \\ &= \int_0^{2\pi} \int_0^{r_1} d_{MAX} \cdot r dr d\theta + \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_0} \frac{r_0 - r}{r_0 - r_1} d_{MAX} \cdot r dr d\theta \\ &= \pi d_{MAX} \cdot r_1^2 + \frac{2\pi \cdot d_{MAX}}{r_0 - r_1} \left(\frac{1}{6} r_0^3 - \frac{1}{2} r_0 r_1^2 + \frac{1}{3} r_1^3 \right) \end{aligned} \quad (2.5)$$

代入各項數值後，可計算出薄膜由水平向上掃過的最大體積為 $1.9897 \times 10^{-11} \text{ m}^3$ ，而薄膜由最高點到最低點掃過的體積是其兩倍為 $3.9794 \times 10^{-11} \text{ m}^3$ 。又每個腔體的體積為 $5.6549 \times 10^{-9} \text{ m}^3$ ，藉由計算壓縮比的(1.1)式，可得知壓縮比 $\varepsilon = 0.00706$ ，故本研究探討的蠕動式微幫浦屬於低壓縮比。

2.4.3 出入口端邊界條件

本文中微幫浦的進出口兩端設定為壓力邊界條件，並考慮在進出口端有壓力差時，微幫浦的流量變化。

2.4.4 壁面邊界條件

壁面需滿足無滑移邊界條件(no-slip condition)， $\vec{V}_{\text{wall}} = 0$ 。



第三章 方程式離散化

3.1 有限體積法

早期流體力學的發展以實驗觀察與理論分析為主，隨著數值方法的進步和計算機運算處理速度的精進，人們開始試著以數值模擬搭配實驗數據求得最佳化的成果。用來求解工程應用上問題的數值方法有很多種，如有限體積法(Finite Volume Method)、有限元素法(Finite Element Method)、有限差分法(Finite Difference Method)等。其中有限體積法是把微分方程式對某個控制體積作積分，經過整理後得出一組離散化的代數方程式，此種方法適合求解通量等物理問題，因此本文數值模擬採用有限體積法求解動量方程式(momentum equation)，並應用於非結構性網格(如圖 3.1)。

3.2 離散動量方程式

由動量方程式(2.2)式改寫成下列通式：

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}\phi) = \mu \nabla^2 \phi + q \quad (3.1)$$

將上式對一控制體積作積分後，表示如(3.2)式。其分別由非穩態項(unsteady term)、對流項(convection term)、擴散項(diffusion term)及源項(source term)組成。

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho \phi dV + \iiint_V \nabla \cdot (\rho \vec{V}\phi) dV = \iiint_V \nabla \cdot (\mu \nabla \phi) dV + \iiint_V q dV \quad (3.2)$$

上式中 ϕ 為欲求的流場性質，在本文中即為速度向量，源項因忽略了重力影響只剩壓力項，故 $q = -\nabla P$ 。

經由高斯散度定理(Gauss Divergence Theorem)，將(3.2)式中對流項與擴散項的體積分轉換為面積分，並整理如下：

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho \phi dV + \iint_S \rho \vec{V}\phi \cdot d\vec{S} = \iint_S \mu \nabla \phi \cdot d\vec{S} + \iiint_V q dV \quad (3.3)$$

3.2.1 非穩態項

在非穩態項中，使用一階近似作離散，可表示如下：

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho \phi dV = \frac{\rho \cdot \Delta V}{\Delta t} (\phi - \phi^o) \quad (3.4)$$

上式中 ϕ 為此刻時間點上的流場性質， ϕ^o 為前一個時間點上的流場性質，故 ϕ^o 為已知可移到等號右側的源項作計算。

3.2.2 對流項

(3.3)式中的對流項，經過高斯散度定理轉換為面積分，再經離散化整理後可表示為下式：

$$\iint_S (\rho \vec{V} \phi) \cdot d\vec{S} = \sum_f \rho_f (\vec{V}_f \cdot \vec{S}_f) \phi_f = \sum_f \dot{m}_f \phi_f = \sum_f F_f^C \quad (3.5)$$

上式中， \vec{S}_f 為面之法向量， \dot{m}_f 為通過任一面的質量流率， F_f^C 為對流通量。下標符號 f 為控制體積中任一面上所代表的點，對於在其面上的值，可以藉由相鄰網格以線性內插的數學式求得。

求解對流項時採用一階上風法(Upwind scheme)與中央差分法的混合型：

$$F_f^C = (F_f^{UD}) + \gamma (F_f^{CD} - F_f^{UD}) \quad (3.6)$$

上式中， γ 的數值介於 0 到 1 之間， $\gamma=0$ 為一階上風法， $\gamma=1$ 為中央差分法。 F_f^{UD} 為一階上風法求得的對流通量， F_f^{CD} 為中央差分法求得的對流通量。如果完全採用一階上風法，會產生很大的數值擴散誤差較大，只採用中央差分法會造成震盪不易收斂，故本文令 $\gamma=0.9$ ，使數值易收斂又較為精確。

◇ 一階上風法， ϕ_f 為其上游的數值：

$$\begin{cases} \phi_f = \phi_P, & (\dot{m}_f > 0) \\ \phi_f = \phi_C, & (\dot{m}_f < 0) \end{cases} \quad (3.7)$$

上式中，下標 P 為主格點，下標 C 為外部的相鄰格點。

◇ 中央差分法， ϕ_f 為相鄰網格的內差值：

$$\phi_f = (1-w)\phi_P + w\phi_C \quad (3.8)$$

上式中， w 為權重係數，其 w 值介於 0 到 1 之間。

將上述(3.6)式、(3.7)式、(3.8)式整理後可得：

$$F_f^C = \left[\max(\dot{m}_f, 0)\phi_P + \max(-\dot{m}_f, 0)\phi_C \right] + \gamma \left\{ \dot{m}_f [(1-w)\phi_P + w\phi_C] - \left[\max(\dot{m}_f, 0)\phi_P + \max(-\dot{m}_f, 0)\phi_C \right] \right\} \quad (3.9)$$

上式中，與 γ 相乘大括弧內的算式為前一個時間點運算後的數值，故可移到源項作計算。

3.2.3 擴散項

(3.3)式中右側的擴散項，經過高斯散度定理轉換為面積分，再經離散化整理後可表示為下式：

$$\iint_S \mu \nabla \phi \cdot d\vec{S} = \sum_f \mu_f (\nabla \phi_f) \cdot \vec{S}_f = \sum_f F_f^D \quad (3.10)$$

上式中， μ_f 為面上的黏滯係數， F_f^D 為擴散通量。

對於非結構性網格，擴散項中面的法向量採用 over-relaxed 的方法作處理。原先面的法向量 \vec{S}_f 可表示成下式：

$$\vec{S}_f = \vec{d} + (\vec{S}_f - \vec{d}) \quad (3.11)$$

上式中 \vec{d} 為主格點 P 與相鄰格點 C 相連的向量，定義如下：

$$\vec{d} = \frac{|\vec{S}_f|^2}{\vec{\delta}_{PC} \cdot \vec{S}_f} \vec{\delta}_{PC} \quad (3.12)$$

上式中， $\vec{\delta}_{PC}$ (如圖 3.2) 為主格點 P 到相鄰格點 C 的距離向量。

將上述(3.10)式、(3.11)式、(3.12)式整理後可得：

$$F_f^D = \frac{\mu_f |\vec{S}_f|^2}{\vec{\delta}_{PC} \cdot \vec{S}_f} (\phi_C - \phi_P) + \mu_f \nabla \phi_f \cdot (\vec{S}_f - \vec{d}) \quad (3.13)$$

上式中，等號右側第二項為前一個時間點運算後的數值，故可移到源項作計算。

3.2.4 源項

(3.3)式中右側第二項的源項，經過高斯散度定理轉換為面積分，再經離散化整理後可表示為下式：

$$\frac{1}{\Delta V} \iiint_V \nabla P \, dV = \frac{1}{\Delta V} \iint_S P \, d\vec{S} = \frac{1}{\Delta V} \sum_f P_f \vec{S}_f \quad (3.14)$$

在數值模擬中，壓力梯度為已知，故源項即為壓力梯度。但是邊界上的壓力梯度需經由下列式子計算：

$$P_b - P_P = \nabla P \cdot \vec{\delta}_{PC} \quad (3.15)$$

上式中， P_b 為壁面上的壓力， $\vec{\delta}$ 為主格點 P 與壁面 b 點相連的向量。

面上的所有壓力梯度可由下式表示：

$$\nabla P = \frac{1}{\Delta V} \sum_f P_f \vec{S}_f = \frac{1}{\Delta V} \left(P_b \vec{S}_b + \sum_{f \neq b} P_f \vec{S}_f \right) \quad (3.16)$$

整理後可得邊界上的壓力 P_b ：

$$P_b = \frac{\left(P_P + \frac{1}{\Delta V} \sum_{f \neq b} P_f \vec{S}_f \cdot \vec{\delta}_{PC} \right)}{\left(1 - \frac{1}{\Delta V} \vec{S}_b \cdot \vec{\delta}_{PC} \right)} \quad (3.17)$$

3.3 代數方程式

將 3.2 節中離散化後所得到的非穩態項、對流項、擴散項和源項整理之後，可求得下列之線性代數方程式：

$$A_P \phi_P^n = \sum A_C \phi_C + Q \quad (3.18)$$

上式中， A_P 、 A_C 和 Q 分別為：

$$A_P = \sum A_C + \frac{\rho \phi \cdot \Delta V}{\Delta t} \quad (3.19)$$

$$A_C = \frac{\mu_f |\vec{S}_f|^2}{\vec{\delta}_{PC} \cdot \vec{S}_f} + \max(-\dot{m}_f, 0) \quad (3.20)$$

$$Q = \gamma \{ \dot{m}_f [(1-w)\phi_p + w\phi_c] - [\max(\dot{m}_f, 0)\phi_p + \max(-\dot{m}_f, 0)\phi_c] \} \\ - \sum_f \mu \nabla \phi_f \cdot (\vec{S}_f - \vec{d}) + \nabla P \cdot \Delta V + \frac{\rho \cdot \Delta V \phi^o}{\Delta t} \quad (3.21)$$

(3.20)式中 A_c 項由部分的對流項與部分的擴散項所組成。(3.21)式中 Q 包含非穩態項、對流項、擴散項和源項前一個時間點的疊代值。



第四章 PISO 演算法

在上個章節中，利用已知的壓力梯度求解動量方程式得到速度場，但因為未計算連續方程式，故不滿足質量守恆。為了滿足質量守恆定律，進而發展了各種壓力與速度耦合的關係式，並對壓力與速度作修正。現今常見的壓力與速度耦合演算法有 SIMPLE、SIMPLEC、PISO 等，本文採用 PISO(Pressure Implicit with Splitting of Operators)，此為一種先預測後再修正之演算法則，以下為對 PISO 演算步驟之描述。

4.1 壓力與速度修正

4.1.1 預測步驟

首先將(3.18)式源項 Q 中的壓力項提出，並將速度場代入 ϕ 可得：

$$A_p \vec{V}_p^* = \sum A_c \vec{V}_c^* + (Q' - \nabla P_p^* \cdot \Delta V) \quad (4.1)$$

上式中， Q' 為不包含壓力項的源項。

利用現有之壓力 P^* ，求解動量方程式可求得速度 \vec{V}^* 。

4.1.2 第一次修正

上節中求得了速度 \vec{V}^* 與壓力 P ，接下來敘述如何修正此速度及壓力。

將(4.1)式整理簡化如下所示：

$$\vec{V}_p^* = \vec{H}_p^* - \left(\frac{\Delta V}{A_p} \right)_p \nabla P_p^* \quad (4.2)$$

上式中， $\vec{H}_p^* = \frac{\sum A_c \vec{V}_c^* + Q'}{A_p}$ 。

控制體積面上的速度依(4.2)式的形式可近似如下：

$$\vec{V}_f^* = \vec{H}_f^* - \left(\frac{\Delta V}{A_p} \right)_f \nabla P_f^* \quad (4.3)$$

上式中， $\vec{H}_f^* = \vec{V}_f + \left(\frac{\Delta V}{A_p}\right)_f \nabla P_f$ 代回可得：

$$\vec{V}_f^* = \left[\vec{V}_f + \left(\frac{\Delta V}{A_p}\right)_f \nabla P_f \right] - \left(\frac{\Delta V}{A_p}\right)_f \nabla P_f^* \quad (4.4)$$

上式中， $\left(\frac{\Delta V}{A_p}\right)_f$ 為主格點與相鄰格點的平均值，即下列所示：

$$\left(\frac{\Delta V}{A_p}\right)_f = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\Delta V}{A_p}\right)_p + \left(\frac{\Delta V}{A_p}\right)_c \right] \quad (4.5)$$

故質量流率可寫為：

$$\begin{aligned} \dot{m}_f^* &= \rho_f \vec{V}_f^* \cdot \vec{S}_f \\ &= \rho_f \vec{V}_f \cdot \vec{S}_f - \rho_f \left(\frac{\Delta V}{A_p}\right)_f (\nabla P_f^* - \nabla P_f) \cdot \vec{S}_f \\ &\approx \rho_f \vec{V}_f \cdot \vec{S}_f - \rho_f \left(\frac{\Delta V}{A_p}\right)_f (\nabla P_f^* - \nabla P_f) \cdot \vec{d} \\ &= \rho_f \vec{V}_f \cdot \vec{S}_f - \rho_f \left(\frac{\Delta V}{A_p} \frac{|\vec{S}_f|^2}{\vec{S}_{PC} \cdot \vec{S}_f} \right) \left[(P_c - P_p) - \nabla P_f \cdot \vec{\delta}_{PC} \right] \end{aligned} \quad (4.6)$$

依照(4.2)式的形式，修正後的速度與壓力的關係可表示為下式：

$$\vec{V}_p^{**} = \vec{H}_p^* - \left(\frac{\Delta V}{A_p}\right)_p \nabla P_p^{**} \quad (4.7)$$

上式中， $\vec{V}_p^{**} = \vec{V}_p^* + \vec{V}_p'$ ； $P_p^{**} = P_p^* + P_p'$ ，上標 * 為未修正的值，上標 ** 為第一次修正後的值，上標 ' 為第一次修正的修正量。

將(4.7)式與(4.2)式相減可得：

$$\vec{V}_p' = - \left(\frac{\Delta V}{A_p}\right)_p \nabla P_p' \quad (4.8)$$

控制體積面上的速度與壓力關係式可表示如下：

$$\vec{V}'_f = -\left(\frac{\Delta V}{A_p}\right)_f \nabla P'_f \quad (4.9)$$

第一次修正的質量流率可表示如下：

$$\dot{m}_f^{**} = \dot{m}_f^* + \dot{m}'_f \quad (4.10)$$

上式中， $\dot{m}'_f = \rho_f \vec{V}'_f \cdot \vec{S}_f$ 。

修正後的質量流率可計算如下：

$$\begin{aligned} \dot{m}_f^{**} &= \dot{m}_f^* + \rho_f \vec{V}'_f \cdot \vec{S}_f \\ &= \dot{m}_f^* - \rho_f \left(\frac{\Delta V}{A_p}\right)_f \nabla P'_f \cdot \vec{S}_f \\ &= \dot{m}_f^* - \rho_f \left(\frac{\Delta V}{A_p}\right)_f \nabla P'_f \cdot \vec{d} - \rho_f \left(\frac{\Delta V}{A_p}\right)_f \nabla P'_f \cdot (\vec{S}_f - \vec{d}) \\ &= \dot{m}_f^* - \rho_f \left(\frac{\Delta V}{A_p}\right)_f \frac{|\vec{S}_f|^2}{\vec{\delta} \cdot \vec{S}_f} (P'_C - P'_P) - \rho_f \left(\frac{\Delta V}{A_p}\right)_f \nabla P'_f \cdot (\vec{S}_f - \vec{d}) \end{aligned} \quad (4.11)$$

為了滿足質量守恆，故控制體積面上的淨流量為0，表示如下：

$$\sum_f \dot{m}_f^{**} = \sum_f \dot{m}_f^* + \sum_f \dot{m}'_f = 0 \quad (4.12)$$

整合(4.11)式與(4.12)式，並用代數形式表示，可得修正式如下：

$$A_p P'_P = \sum_f A_c P'_C + S_{P1} + S_{P2} \quad (4.13)$$

上式中， $A_c = \rho_f \left(\frac{\Delta V}{A_p}\right)_f \frac{|\vec{S}_f|^2}{\vec{\delta} \cdot \vec{S}_f}$ ；

$$S_{P1} = -\sum_f \dot{m}_f^* ;$$

$$S_{P2} = \sum_f \rho_f \left(\frac{\Delta V}{A_p}\right)_f \nabla P'_f \cdot (\vec{S}_f - \vec{d}) .$$

4.1.3 第二次修正

利用第一次修正求得壓力 P^{**} 與速度 \vec{V}^{**} ，做第二次的壓力與速度修正，其方式和第

一次壓力與速度修正的形式類似，故第二次修正，主格點的速度與壓力關係式可表示如下：

$$\vec{V}_P^{***} = \vec{H}_P^{**} - \left(\frac{\Delta V}{A_P} \right)_P \nabla P_P^{***} \quad (4.14)$$

將(4.14)式與(4.7)式相減可得：

$$\vec{V}_P'' = \vec{H}_P'' - \left(\frac{\Delta V}{A_P} \right)_P \nabla P_P'' \quad (4.15)$$

第二次修正的質量流率表示如下：

$$\dot{m}_f^{***} = \dot{m}_f^{**} + \dot{m}_f'' \quad (4.16)$$

$$\dot{m}_f'' = -\rho_f \left(\frac{\Delta V}{A_P} \right)_f \nabla P_f'' \cdot \vec{S}_f + \rho_f \frac{\sum A_C \vec{V}_C''}{A_P} \cdot \vec{S}_f \quad (4.17)$$

結合(4.16)式與(4.17)式的修正後質量流率可表示如下：

$$\dot{m}_f^{***} = \dot{m}_f^{**} - \rho_f \left(\frac{\Delta V}{A_P} \right)_f \nabla P_f'' \cdot \vec{d} - \rho_f \left(\frac{\Delta V}{A_P} \right)_f \nabla P_f'' \cdot (\vec{S}_f - \vec{d}) + \rho_f \frac{\sum A_C \vec{V}_C''}{A_P} \cdot \vec{S}_f \quad (4.18)$$

為了滿足質量守恒，故控制體積面上的淨流量為0，表示如下：

$$\sum_f \dot{m}_f^{***} = \sum_f \dot{m}_f^{**} + \sum_f \dot{m}_f'' = 0 \quad (4.19)$$

結合(4.12)式與(4.19)式可得：

$$\sum_f \dot{m}_f^{***} = \sum_f \dot{m}_f'' = 0 \quad (4.20)$$

整合(4.18)式與(4.20)式，並用代數形式表示，可得修正式如下：

$$A_P P_P'' = \sum_f A_C P_C'' + S_{P1} + S_{P2} \quad (4.21)$$

上式中， $A_C = \rho_f \left(\frac{\Delta V}{A_P} \right)_f \frac{|\vec{S}_f|^2}{\vec{\delta} \cdot \vec{S}_f}$ ；

$$S_{P1} = -\rho_f \frac{\sum_f A_C \vec{V}_C''}{A_P} \cdot \vec{S}_f；$$

$$S_{p2} = \sum_f \rho_f \left(\frac{\Delta V}{A_p} \right)_f \nabla P_f'' \cdot (\vec{S}_f - \vec{d})。$$

4.1.4 修正後方程式整理

為了使計算結果更為準確，在求解壓力修正式的過程中，將源項分為兩部份作運算，第一部份源項只有 S_{p1} ；第二部份源項只有 S_{p2} 。表示如下：

正交修正(orthogonal corrector)

$$A_p P_p' = \sum_f A_c P_c' + S_{p1} \quad (4.22)$$

非正交修正(non-orthogonal corrector)

$$A_p P_p' = \sum_f A_c P_c' + S_{p2} \quad (4.23)$$

4.2 邊界條件設定

4.2.1 進出口邊界條件之流量計算

本文進出口邊界設定為壓力邊界，故在進出口端給定一壓力值，並以此修正進口與出口的質量流率，其步驟如下所示：

步驟一：在壓力邊界相鄰的網格點上設定一給定的壓力值。

步驟二：求解兩次修正式的過程中，需設法將邊界相鄰網格點的壓力修正量為 0(如圖 4.1)，以滿足 $P' = 0$ 。故將壓力修正式的係數與源項作調整，表示如下：

$$A_p P_p' = \sum_f A_c P_c' + S_{p1} + S_{p2} \quad (4.24)$$

上式中， $S_{p1} = S_{p2} = A_c = 0$ 。

步驟三：求解完壓力修正式後，需使相鄰的網格滿足質量守恆：

$$\oint_S \rho \vec{V} \cdot d\vec{S} = \sum_f \dot{m}_f = 0 \quad (4.25)$$

故邊界上的質量流率可表示為如(圖 4.1)：

$$\dot{m}_{f,B} = -(\dot{m}_{f,1} + \dot{m}_{f,2} + \dot{m}_{f,3}) \quad (4.26)$$

4.2.2 進出口邊界條件之速度計算

壓力邊界出口端的速度，是藉由對流邊界條件(Convective Boundary)計算求得，其數學形式為下列所示：

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + u_c \frac{\partial \phi}{\partial z} = 0 \quad (4.27)$$

離散化(4.27)式可得：

$$\frac{\phi_B^n - \phi_B^o}{\Delta t} + u_c \frac{\phi_B^n - \phi_C^o}{\Delta z} = 0 \quad (4.28)$$

上式中，上標 n 為此刻時間點上的值，上標 o 為前一個時間點的值。下標 B 為邊界的網格，下標 C 為與邊界相鄰的網格。

將(4.28)式整理成下列所示：

$$\phi_B^n = \frac{\phi_B^o + Cr \phi_C^o}{1 + Cr} \quad (4.29)$$

上式中，Cr 為 Courant number， $Cr = \frac{u_c \Delta t}{\Delta z}$ 。

4.2.3 固定牆邊界條件

固定牆上採用無滑移邊界條件(no-slip condition)， $\vec{V} = 0$ 。

4.3 PISO 演算步驟

第一步：給定邊界的初始值。

第二步：修正進口邊界上的速度與流量。

第三步：解動量方程式，求得速度 \vec{V}^* 。

第四步：求解第一次壓力修正得到 P' ，並利用 P' 求出第一次修正後的速度

\vec{V}^{**} 、壓力 P^{**} 、質量流率 \dot{m}_f^{**} 。

第五步：求解第二次壓力修正得到 P'' ，並利用 P'' 求出第一次修正後的速度

\vec{V}^{***} 、壓力 P^{***} 、質量流率 \dot{m}_f^{***} 。

第六步：計算壓力邊界上的流量

第七步：重複第二步到第六步的步驟，直到給定的時間為止，並輸出結果。



第五章 微幫浦塊狀理論分析

5.1 塊狀系統理論分析(Lump-system analysis)

1998 年 Ullmann 【22】提出一個數學模式，分析無閥式微幫浦的流場，並可估算出腔體內的壓力變化及進出口的流量大小。其數學模式是依照流體流動的方向，將單腔無閥式微幫浦一個週期的運作，分為三種模式作計算，分別為排水模式、吸水模式與過渡模式，並定義流體流動方向向右為正。以下對其數學模式做介紹：

流體流經漸縮/漸擴管時，會因其幾何外形而造成壓力損失，其結合速度 V 與壓力差 ΔP 可表示成：

$$\frac{1}{2} K \rho V^2 = \Delta P \quad (5.1)$$

將其改寫成流量 Q 與壓力差 ΔP 的形式為：

$$K \frac{\rho}{2A_t^2} Q^2 = \Delta P \quad (5.2)$$

上式中， A_t 為漸縮/漸擴管的喉部面積。 K 為壓力損失係數，流體流向漸縮管(nozzle)時， $K = K_n$ ；流體流向為漸擴管時， $K = K_d$ 。

✧ 排水模式($P_c > P_{out} > P_{in}$)：此模式中腔體內壓力大於進出口端壓力，流體經漸縮管(nozzle)方向由腔體流到進口端；經漸擴管(diffuser)方向由腔體流到出口端。

$$K_n \frac{\rho}{2A_t^2} Q_{in}^2 = P_c - P_{in} \quad (5.3A)$$

$$K_d \frac{\rho}{2A_t^2} Q_{out}^2 = P_c - P_{out} \quad (5.3B)$$

$$-Q_{in} + Q_{out} = \nabla_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi ft) \quad (5.3C)$$

✧ 吸水模式($P_{out} > P_{in} > P_c$)：此模式中進出口端壓力大於腔體內壓力，流體經漸擴管(diffuser)方向由進口端流進腔體內部；經漸縮管(nozzle)方向由出口端流進腔體內部。

$$K_d \frac{\rho}{2A_t^2} Q_{in}^2 = P_{in} - P_c \quad (5.4A)$$

$$K_n \frac{\rho}{2A_t^2} Q_{out}^2 = P_{out} - P_c \quad (5.4B)$$

$$Q_{in} - Q_{out} = \nabla_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi ft) \quad (5.4C)$$

✧ 過渡模式($P_{out} > P_c > P_{in}$)：此模式中流體經漸縮管(nozzle)方向由腔體流到進口端；
經漸縮管(nozzle)方向由出口端流進腔體內部。

$$K_n \frac{\rho}{2A_t^2} Q_{in}^2 = P_c - P_{in} \quad (5.5A)$$

$$K_n \frac{\rho}{2A_t^2} Q_{out}^2 = P_{out} - P_c \quad (5.5B)$$

$$-Q_{in} - Q_{out} = \nabla_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi ft) \quad (5.5C)$$

上述方程式中， ∇_{MAX} 為壓電薄膜水平向上掃過的最大體積。 f 為振動頻率。

5.1.1 單腔無閥式

從上述的方程組中可發現，Ullmann【22】提出的微幫浦理論，需依照流體流動的方向，將方程式劃分為數種模式作討論，當微幫浦腔體數目增加時，就會增加劃分模式的困難度，計算上也較為複雜。因此吳欣恩【26】提出一種方式，可將不同模式下的方程式作合併，使其理論可套用在多腔體的微幫浦中。

吳欣恩【26】發現在(5.9)式到(5.11)式中，流體流動的方向會影響壓力損失係數 K_n 與 K_d 的選取，因此藉由流量正負變化的關係與max和min的指令，使其自動選取適合的 K_n 或 K_d 值作運算，達成將三個方程組合併成為一個方程組的目的，其中 Q_{in} 與 Q_{out} 為前一個時間點的數值。

壓力損失係數與流量的關係，採用呂學霖【28】藉由模擬漸縮/漸擴管元件，Curve Fitting 出的關係式，表示如下：

$$K_d = 1.315 \times 10^{-7} \cdot Q^{-0.921} + 0.5981 \quad (5.6)$$

$$K_n = 1.173 \times 10^{-6} \cdot Q^{-0.8112} + 1.204 \quad (5.7)$$

上列式子中， Q 為前一個時間點的數值。

文獻【26】提出微幫浦中流體流動的情形隨時間而變化，為非穩態的形式，故考慮

流體慣性項的影響，在穩態形式中加入慣性項，使分析後的流場情形能更貼近實際的物理現象。其方程組表示如下：

$$\left[\max\left(\frac{Q_{in}}{|Q_{in}|}, 0\right)K_d - \min\left(\frac{Q_{in}}{|Q_{in}|}, 0\right)K_n \right] \frac{\rho}{2A_t^2} Q_{in} |Q_{in}| + \alpha_Q \frac{\rho l}{\frac{1}{2}(A_t + A_l)} \frac{dQ_{in}}{dt} = P_{in} - P \quad (5.8A)$$

$$\left[\max\left(\frac{Q_{out}}{|Q_{out}|}, 0\right)K_d - \min\left(\frac{Q_{out}}{|Q_{out}|}, 0\right)K_n \right] \frac{\rho}{2A_t^2} Q_{out} |Q_{out}| + \alpha_Q \frac{\rho l}{\frac{1}{2}(A_t + A_l)} \frac{dQ_{out}}{dt} = P - P_{out} \quad (5.8B)$$

$$Q_{out} - Q_{in} = \nabla_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f t) \quad (5.8C)$$

上列式子中， A_l 為漸縮/漸擴管的擴張部面積； l 為漸縮/漸擴管的長度。當 $\alpha_Q = 0$ 為穩態；當 $\alpha_Q = 1$ 為非穩態。

求解慣性項時採用全隱式差分法(fully implicit scheme)，表示如下：

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{Q - Q^o}{\Delta t} \quad (5.9)$$

上式中， Q^o 為前一個時間點的數值。

在無背壓時，初始條件(initial condition)的設定如下：

$$Q_{in} = \frac{1}{2} \nabla_{MAX} 2\pi f \sin(2\pi f \Delta t) = 2.16 \times 10^{-9} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{out} = \frac{1}{2} \nabla_{MAX} 2\pi f \sin(2\pi f \Delta t) = 2.16 \times 10^{-9} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$P = 0 \text{ Pa}$$

上式中， $\Delta t = \frac{1}{n \times f}$ 。 n 為壓電薄膜上下振動一個週期中劃分的 time step。在本文中設 $n = 400$ ， $f = 2200$ 為振動頻率。故單腔無閥式微幫浦運作一個週期所需的時間為 $T = \frac{1}{f}$ 。

藉由上述的聯立方程組，求解在 Steady Model 與 Unsteady Model 下， Q_{in} 、 Q_{out} 、 P 在不同 time step 的數值，並計算出微幫浦一個週期的淨流量。

5.1.2 二腔蠕動式

串聯二腔體的蠕動式微幫浦如(圖 4.2)，腔體內的壓力由左到右分別定義為 P_1 、 P_2 ，

而 Q_c 代表流經中間段漸縮/漸擴管(nozzle/diffuser)或直管(straight tube)的流量，依照單腔無閥式的形式將求解的方程組表示如下：

$$\left[\max\left(\frac{Q_{in}}{|Q_{in}|}, 0\right)K_d - \min\left(\frac{Q_{in}}{|Q_{in}|}, 0\right)K_n \right] \frac{\rho}{2A_t^2} Q_{in} |Q_{in}| + \alpha_Q \frac{\rho l}{\frac{1}{2}(A_t + A_l)} \frac{dQ_{in}}{dt} = P_{in} - P_1 \quad (5.10A)$$

$$\left[\max\left(\frac{Q_c}{|Q_c|}, 0\right)K_d - \min\left(\frac{Q_c}{|Q_c|}, 0\right)K_n \right] \frac{\rho}{2A_t^2} Q_c |Q_c| + \alpha_Q \frac{\rho l}{\frac{1}{2}(A_t + A_l)} \frac{dQ_c}{dt} = P_1 - P_2 \quad (5.10B)$$

$$\left[\max\left(\frac{Q_{out}}{|Q_{out}|}, 0\right)K_d - \min\left(\frac{Q_{out}}{|Q_{out}|}, 0\right)K_n \right] \frac{\rho}{2A_t^2} Q_{out} |Q_{out}| + \alpha_Q \frac{\rho l}{\frac{1}{2}(A_t + A_l)} \frac{dQ_{out}}{dt} = P_2 - P_{out} \quad (5.10C)$$

$$Q_c - Q_{in} = \Delta Q_1 \quad (5.10D)$$

$$Q_{out} - Q_c = \Delta Q_2 \quad (5.10E)$$

上述的方程組中，下標1代表第一個腔體；下標2代表第二個腔體。 ΔQ 為腔體因壓電薄膜振動造成內部體積改變的變化率，其變化的情形因蠕動形式的不同而有差異。文獻【17】提出二種雙腔蠕動式微幫浦的蠕動形式如(圖 1.2)分別為三相位與四相位。本文中提出逆向三相位的蠕動形式作比較，原始的三相位在文中稱為順向三相位，蠕動形式如(圖 1.7)。蠕動式微幫浦運作一個週期所需的時間為 τ ， $\tau = \frac{1}{nf} \times \frac{a}{2} n = \frac{a}{2f}$ ， a 為相位數。其不同的蠕動形式所造成的體積變化率表示如下：

- 2 腔-順向三相位

$$\Delta Q_1 = \begin{cases} \nabla_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 0 < t < \tau/3 \\ 0 & , \text{if } \tau/3 < t < 2\tau/3 \\ -\nabla_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 2\tau/3 < t < \tau \end{cases}$$

$$\Delta Q_2 = \begin{cases} -\nabla_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 0 < t < 2\tau/3 \\ 0 & , \text{if } 2\tau/3 < t < \tau \end{cases}$$

$$\tau = \frac{3}{2f} = \frac{3}{2} T \quad .$$

- 2 腔-逆向三相位

$$\Delta Q_1 = \begin{cases} -\forall_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 0 < t < \tau/3 \\ 0 & , \text{if } \tau/3 < t < 2\tau/3 \\ \forall_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 2\tau/3 < t < \tau \end{cases}$$

$$\Delta Q_2 = \begin{cases} \forall_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 0 < t < 2\tau/3 \\ 0 & , \text{if } 2\tau/3 < t < \tau \end{cases}$$

$$\tau = \frac{3}{2f} = \frac{3}{2}T \text{ 。}$$

● 2 腔-四相位

$$\Delta Q_1 = \begin{cases} \forall_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 0 < t < \tau/4 \\ 0 & , \text{if } \tau/4 < t < 2\tau/4 \\ -\forall_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 2\tau/4 < t < 3\tau/4 \\ 0 & , \text{if } 3\tau/4 < t < \tau \end{cases}$$

$$\Delta Q_2 = \begin{cases} 0 & , \text{if } 0 < t < \tau/4 \\ -\forall_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } \tau/4 < t < 2\tau/4 \\ 0 & , \text{if } 2\tau/4 < t < 3\tau/4 \\ \forall_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 3\tau/4 < t < \tau \end{cases}$$

$$\tau = \frac{4}{2f} = 2T \text{ 。}$$

初始條件(initial condition)的設定如下：

$$Q_{in} = \forall_{MAX} 2\pi f \sin(2\pi f \Delta t) = 4.32 \times 10^{-9} \text{ m}^3/s$$

$$Q_c = 0.1 \cdot \forall_{MAX} 2\pi f \sin(2\pi f \Delta t) = 4.32 \times 10^{-10} \text{ m}^3/s$$

$$Q_{out} = \forall_{MAX} 2\pi f \sin(2\pi f \Delta t) = 4.32 \times 10^{-9} \text{ m}^3/s$$

$$P_1 = 0 \text{ Pa}$$

$$P_2 = 0 \text{ Pa}$$

$$\text{上式中, } \Delta t = \frac{1}{n \times f}$$

藉由上述的聯立方程組，求解在 Steady Model 與 Unsteady Model 下， Q_{in} 、 Q_c 、 Q_{out} 、 P_1 、 P_2 在不同 time step 的數值，並計算出二腔蠕動式微幫浦一個週期的淨流量。

5.1.3 三腔蠕動式

串聯三腔體的蠕動式微幫浦如(圖 4.2)，腔體內的壓力由左到右分別定義為 P_1 、 P_2 、 P_3 ，而 Q_{c1} 、 Q_{c2} 分別代表流經中間段漸縮/漸擴管(nozzle/diffuser)或直管(straight tube)的流量，依照單腔無閥式的形式將求解的方程組表示如下：

$$\left[\max\left(\frac{Q_{in}}{|Q_{in}|}, 0\right)K_d - \min\left(\frac{Q_{in}}{|Q_{in}|}, 0\right)K_n \right] \frac{\rho}{2A_t^2} Q_{in}|Q_{in}| + \alpha_Q \frac{\rho l}{\frac{1}{2}(A_t + A_l)} \frac{dQ_{in}}{dt} = P_{in} - P_1 \quad (5.11A)$$

$$\left[\max\left(\frac{Q_{c1}}{|Q_{c1}|}, 0\right)K_d - \min\left(\frac{Q_{c1}}{|Q_{c1}|}, 0\right)K_n \right] \frac{\rho}{2A_t^2} Q_{c1}|Q_{c1}| + \alpha_Q \frac{\rho l}{\frac{1}{2}(A_t + A_l)} \frac{dQ_{c1}}{dt} = P_1 - P_2 \quad (5.11B)$$

$$\left[\max\left(\frac{Q_{c2}}{|Q_{c2}|}, 0\right)K_d - \min\left(\frac{Q_{c2}}{|Q_{c2}|}, 0\right)K_n \right] \frac{\rho}{2A_t^2} Q_{c2}|Q_{c2}| + \alpha_Q \frac{\rho l}{\frac{1}{2}(A_t + A_l)} \frac{dQ_{c2}}{dt} = P_2 - P_3 \quad (5.11C)$$

$$\left[\max\left(\frac{Q_{out}}{|Q_{out}|}, 0\right)K_d - \min\left(\frac{Q_{out}}{|Q_{out}|}, 0\right)K_n \right] \frac{\rho}{2A_t^2} Q_{out}|Q_{out}| + \alpha_Q \frac{\rho l}{\frac{1}{2}(A_t + A_l)} \frac{dQ_{out}}{dt} = P_3 - P_{out} \quad (5.11D)$$

$$Q_{c1} - Q_{in} = \Delta Q_1 \quad (5.11E)$$

$$Q_{c2} - Q_{c1} = \Delta Q_2 \quad (5.11F)$$

$$Q_{out} - Q_{c2} = \Delta Q_3 \quad (5.11G)$$

上述的方程組中，下標1代表第一個腔體；下標2代表第二個腔體；下標3代表第三個腔體。文獻【21】整理提出三種雙腔蠕動式微幫浦的蠕動形式如(圖 1.3)，分別為三相位、四相位與六相位，本文另提出逆向的三相位模式作比較，文中原使三相位的蠕動形式稱為順向三相位。其不同的蠕動形式所造成的體積變化率表示如下：

● 3 腔-順向三相位

$$\Delta Q_1 = \begin{cases} -\forall_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 0 < t < 2\tau/3 \\ 0 & , \text{if } 2\tau/3 < t < \tau \end{cases}$$

$$\Delta Q_2 = \begin{cases} 0 & , \text{if } 0 < t < \tau/3 \\ \forall_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } \tau/3 < t < \tau \end{cases}$$

$$\Delta Q_3 = \begin{cases} \forall_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 0 < t < \tau/3 \\ 0 & , \text{if } \tau/3 < t < 2\tau/3 \\ -\forall_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 2\tau/3 < t < \tau \end{cases}$$

$$\tau = \frac{3}{2}T \text{ }。$$

● 3 腔-逆向三相位

$$\Delta Q_1 = \begin{cases} \forall_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 0 < t < 2\tau/3 \\ 0 & , \text{if } 2\tau/3 < t < \tau \end{cases}$$

$$\Delta Q_2 = \begin{cases} 0 & , \text{if } 0 < t < \tau/3 \\ -\forall_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } \tau/3 < t < \tau \end{cases}$$

$$\Delta Q_3 = \begin{cases} -\forall_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 0 < t < \tau/3 \\ 0 & , \text{if } \tau/3 < t < 2\tau/3 \\ \forall_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 2\tau/3 < t < \tau \end{cases}$$

$$\tau = \frac{3}{2}T \text{ }。$$

● 3 腔-四相位

$$\Delta Q_1 = \begin{cases} -\forall_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 0 < t < \tau/4 \\ 0 & , \text{if } \tau/4 < t < 2\tau/4 \\ \forall_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 2\tau/4 < t < 3\tau/4 \\ 0 & , \text{if } 3\tau/4 < t < \tau \end{cases}$$

$$\Delta Q_2 = \begin{cases} 0 & , \text{if } 0 < t < \tau/4 \\ \forall_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } \tau/4 < t < 2\tau/4 \\ 0 & , \text{if } 2\tau/4 < t < 3\tau/4 \\ -\forall_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 3\tau/4 < t < \tau \end{cases}$$

$$\Delta Q_3 = \begin{cases} \nabla_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 0 < t < \tau/4 \\ 0 & , \text{if } \tau/4 < t < 2\tau/4 \\ -\nabla_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 2\tau/4 < t < 3\tau/4 \\ 0 & , \text{if } 3\tau/4 < t < \tau \end{cases}$$

$$\tau = 2T \text{ 。}$$

● 3 腔-六相位

$$\Delta Q_1 = \begin{cases} -\nabla_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 0 < t < \tau/6 \\ 0 & , \text{if } \tau/6 < t < 2\tau/6 \\ \nabla_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 2\tau/6 < t < 3\tau/6 \\ 0 & , \text{if } 3\tau/6 < t < \tau \end{cases}$$

$$\Delta Q_2 = \begin{cases} 0 & , \text{if } 0 < t < \tau/6 \\ \nabla_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } \tau/6 < t < 2\tau/6 \\ 0 & , \text{if } 2\tau/6 < t < 4\tau/6 \\ \nabla_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 4\tau/6 < t < 5\tau/6 \\ 0 & , \text{if } 5\tau/6 < t < \tau \end{cases}$$

$$\Delta Q_3 = \begin{cases} 0 & , \text{if } 0 < t < 3\tau/6 \\ \nabla_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 3\tau/6 < t < 4\tau/6 \\ 0 & , \text{if } 4\tau/6 < t < 5\tau/6 \\ -\nabla_{MAX} \cdot 2\pi f \sin(2\pi f \cdot t) & , \text{if } 5\tau/6 < t < \tau \end{cases}$$

$$\tau = 3T \text{ 。}$$

藉由上述的聯立方程組，求解在 Steady Model 與 Unsteady Model 下， Q_{in} 、 Q_{c1} 、 Q_{c2} 、 Q_{out} 、 P_1 、 P_2 、 P_3 在不同 time step 的數值，並計算出三腔蠕動式微幫浦一個週期的淨流量。

第六章 結果與討論

6.1 網格點測試

文中依據三腔逆向三相位蠕動形式，所計算出的淨流量值當作參考，測試網格數分別為 118332、152240、192808、228600 及 291264 的三腔微幫浦模型，其五個週期內的淨流量值表示如(圖 6.1)，圖中可發現當網格數為 192808、228600 及 291264 時，其五個週期內每一個週期的淨流量值都非常的接近，且超過第三個週期後，淨流量值皆非常的穩定，不再有大幅的變動，而塊狀理論分析(圖 6.2)於非穩態模式在第二個週期後，幾乎就為一個定值。(圖 6.3)利用網格數為 192808 及 291264 時，計算三腔逆向三相位在承受不同背壓(0 pa、1180 pa、2950 pa、4720 pa、5900 pa)下，其淨流量的變化，發現其淨流量值差異極小，因此文中利用 CFD 計算模擬三腔微幫浦的壓力及流量變化時，採用 192808 的網格數，二腔微幫浦的網格則依照上述架構作繪製，得到的網格數為 140558。表 6.1 到表 6.7 所列出 CFD 模擬計算出的淨流量值，是採取第五個週期所計算模擬出的結果，在模擬時將壓電薄膜振動一個週期(T)的簡諧運動，分為 600 個 time step。塊狀理論分析是擷取第三個週期計算出的淨流量值。文中流量與時間的關係圖中，正值代表流體的流向是由入口端往出口端流動，意即向右為正，負值即為反向流動。

6.2 各式蠕動相位的特性分析

於第一章文獻中提到常見的蠕動相位形式，皆是在探討高壓縮比的情形，高壓縮比即代表薄膜有較大的振動幅度，當薄膜向上升起時，流體便能流進腔體內部，當薄膜往下移動時，就擠壓流體使其往下一個腔體移動，若是薄膜的振動幅度等同於腔體的深度時，薄膜將類似一個被動閥門開關的角色，阻隔各腔體間的流體相互流通，避免後一個腔體內部的流體有回流的現象發生，具有強制性的將流體帶往下一個腔體之中的功能，可參考(圖 1.5)及(圖 1.6)。若是屬於低壓縮比的蠕動式微幫浦類型，因薄膜振動幅度小，影響微幫浦一個週期淨流量大小最主要的因素，將是各式蠕動相位的特性。

6.2.1 壓縮比(ε)

$$\diamond \quad \varepsilon = \frac{\text{薄膜掃過的最大體積 stroke volume}}{\text{腔體體積(未被薄膜掃過) dead volume}} \quad (6.1)$$

由(2.5)式得知壓電薄膜由水平向上掃過的最大體積可計算如下：

$$\diamond \quad \forall_{\max} = \pi \cdot d_{\max} \cdot r_1^2 + \frac{2\pi \cdot d_{\max}}{r_0 - r_1} \left(\frac{1}{6} r_0^3 - \frac{1}{2} r_0 r_1^2 + \frac{1}{3} r_1^3 \right) = 1.9897 \times 10^{-11} \quad (6.2)$$

其中將最大位移量($d_{\max} = 1 \mu\text{m}$)、腔體半徑($r_0 = 3 \text{ mm}$)及壓電薄膜半徑($r_1 = 2 \text{ mm}$) 分別代進作計算。

得知壓電薄膜由最低點到最高點所掃過的最大體積為 $3.9794 \times 10^{-11} \text{ m}^3$ ，又腔體本身的體積為 $5.6549 \times 10^{-9} \text{ m}^3$ ，代入計算壓縮比的公式之中，可得出 $\varepsilon = 0.00706$ ，故文中探討的蠕動式微幫浦是屬於低壓縮比的類型，其影響微幫浦效率最重要的因素將是各蠕動相位造成流向差異的特性。

6.2.2 蠕動相位介紹

Jang and Yu 【21】製作壓電蠕動式微幫浦，並整理提出三種常見的蠕動相位形式，分別為三相位、四相位與六相位(圖 1.3)，其中本文針對三相位的蠕動形式，嘗試提出一個逆向的三相位蠕動方式作比較，而一般文獻中的三相位蠕動形式在本文中稱為順向三相位的蠕動形式，因為上述相位形式其對應的腔體個數為三個，所以在相位名稱前加入三腔的字樣以示區別，故三腔的蠕動相位形式分別有三腔順向三相位、三腔逆向三相位、三腔四相位及三腔六相位共四種。在 2003 年 Berg et al. 【17】則提出兩種蠕動形式應用於二腔的蠕動式微幫浦(圖 1.2)，分別為三相位及四相位，文中亦針對二腔三相位提出另一種二腔逆向三相位的形式，故二腔的蠕動式微幫浦有三種蠕動形式，分別為二腔順向三相位、二腔逆向三相位及二腔四相位共三種。

6.2.3 順向三相位與逆向三相位

由表 6.1、6.2、6.5、6.6 中可發現，不管是擁有二腔體或是三腔體的蠕動式微幫浦中，逆向三相位蠕動形式產生的淨流量都遠大於順向三相位蠕動形式所產生的淨流量。因此吾人觀察在低壓縮比，及薄膜的週期性振動下，造成連接腔體之間的漸縮/漸擴管中

流體的流動情形如(圖 1.7(A)、(B))及(圖 1.8(A)、(B))，黑色箭頭代表流體的流動方向，(圖 6.4)至(圖 6.11)為理論分析及 CFD 模擬結果。發現一個蠕動式微幫浦運作的週期中，順向三相位的蠕動形式裡，每一個連接管中只有三分之一的週期流向右方即為出口端，另外三分之二的週期流向左方即為進口端；然而文中提出的逆向三相位蠕動形式，每一個連接管中有三分之二的週期流向右方即出口端，三分之一的週期流向左方即進口端，故將流量變化加總求淨流量時，有較多時間流向出口端的逆向三相位蠕動形式，其淨流量會大於順向三相位的蠕動形式。

本研究為了去除因漸縮/漸擴管造成壓力係數損失的影響，而使用直管來替代漸縮/漸擴管來當連接腔體間的微流道，在塊狀理論分析上，有關直管的壓力損失係數，是假設 $K_s = \frac{1}{2}(K_n + K_d)$ ，這個簡單的假設是為了使流體流動的方向性，不會受壓力損失係數的影響，而能表達直管當作微流道的情境。由表中計算出的淨流量值可發現，在扣除漸縮/漸擴管的影響下，逆向三相位能產生一正的淨流量值，而順向三相位則為負的，此一結果與上述論點相符。

6.2.4 對稱性的蠕動相位

由(圖 1.7(C))及(圖 1.8(C)、(D))中可觀察出，二腔四相位、三腔四相位及三腔六相位皆屬於對稱性的蠕動形式，在每一個連接管中，都各有二分之一的週期的時間流向入口端，另外二分之一週期的時間流向出口端。表 6.3、6.4 及 6.7 中當連接管為直管時，藉由塊狀理論所計算出的淨流量值，皆介於 10^{-12} ~ 10^{-22} 之間，因考慮計算上浮點數造成的誤差，故可視對稱相位蠕動形式其淨流量為 0。(圖 6.12)至(圖 6.23)為對稱性的蠕動相位其流量與壓力隨時間變化的情形。由流量的圖中可發現直管中，在二分之一週期的時間為對稱點其值為 0，每條流量隨時間的變化在其對稱點左右各對應二至三個高峰及低谷，高峰及其對應的低谷的峰值極為接近，故將流量加總時會趨近於 0，可知四相位及六相位為對稱形的蠕動相位。

上述的論點適用於低壓縮比的蠕動式微幫浦，在振幅極小的情況下，蠕動相位的特性，將決定微幫浦的效能。在高壓縮比下，Berg et al.【17】提出的二腔蠕動式微幫浦，

經實驗量測得三相位淨流量為 $0.098 \mu\text{l/s}$ ，四相位為 $0.107 \mu\text{l/s}$ 。Jang and Yu【21】在給定相同的驅動電壓下，得出三相位的淨流量為 $11.6 \mu\text{l/min}$ ，四相位為 $17.6 \mu\text{l/min}$ ，六相位為 $16.8 \mu\text{l/min}$ ，可知在二腔體時四相位蠕動形式其效能高於三相位，在三腔體時四相位蠕動形式的淨流量值最大，六相位居次，三相位最小。

6.3 塊狀理論分析

1998 年 Ullmann【22】認為流體流經漸縮/漸擴管時，因幾合外形的緣故，會導致壓力損失，其關係式結合了速度與壓力，他利用體積流率的關係，將式子推導成壓力與流量的關係式，並與流量的變化為薄膜振動掃過最大體積的關係式，作為聯立方程式求解，便能簡易且快速的計算出單腔無閥式微幫浦，腔內壓力與流量隨時間變化的情形。Tsui and Lu【27】計算模擬出當張角為 7° ，流體流往漸縮或漸擴管時其壓力損失係數變化的情形。2008 年吳欣恩【26】在壓力與流量的聯立方程式中，加入了慣性項的影響求解非穩態的壓力與變化值，慣性即為流體的流動會受到上個時間的影響，因而加入作計算。

加入非穩態作計算後，可由(圖 6.4)至(圖 6.23)看出差異，非穩態計算出的壓力結果，明顯與 CFD 計算模擬結果相符，無論其峰值的位置或是壓力曲線隨時間變化的趨勢都極為接近，這是因為在穩態的計算中，只考慮漸縮/漸擴管的壓力損失係數對於流場造成的影響，但在非穩態的計算上，則加入了流量隨時間變化的慣性項，考慮了前一個時間點對此刻流場的相依性，故非穩態的壓力計算結果與 CFD 模擬較為相似。(圖 6.10)可看出流量變化的情形，在非穩態及 CFD 計算模擬三分之二到一個週期間的流量變化，明顯低於前三分之一個週期的流量變化，可得知塊狀理論分析非穩態的求解，可精確預測出壓力與流量隨時間變化的情形。

6.3.1 流向分析

以下將利用塊狀理論的聯立方程組中，有關因薄膜振動造成腔內體積變化率的關係式(可參考第五章的 5.1.2 及 5.1.3)，來分析各式蠕動相位在一個週期內，流體在漸縮/漸擴管中的流向。在下列之中所提到的 τ 代表蠕動式微幫浦運作一個週期所花費的時間。

$\tau = \frac{a}{2f}$ ； 其中 a 為蠕動的相位數， f 為壓電薄膜振動的頻率。因壓電薄膜的振動為一

簡諧運動時，其所需的時間為 $T = \frac{1}{f}$ 。

故三相位蠕動形式一個週期所需的時間為 $\tau = \frac{3}{2f} = \frac{3}{2}T$ ；

四相位蠕動形式一個週期所需的時間為 $\tau = \frac{4}{2f} = 2T$ ；

六相位蠕動形式一個週期所需的時間為 $\tau = \frac{6}{2f} = 3T$ 。

✧ 二腔順向三相位與逆向三相位

$$[1] \quad 0 < t < \frac{\tau}{3} \rightarrow \Delta Q_1 + \Delta Q_2 = Q_{out} - Q_{in} = 0, \quad Q_{in} = Q_{out}。$$

$$[2] \quad \frac{\tau}{3} < t < \frac{2\tau}{3} \rightarrow \Delta Q_1 = Q_c - Q_{in} = 0, \quad Q_{in} = Q_c。$$

$$[3] \quad \frac{2\tau}{3} < t < \tau \rightarrow \Delta Q_2 = Q_{out} - Q_c = 0, \quad Q_c = Q_{out}。$$

✧ 二腔四相位

$$[1] \quad 0 < t < \frac{\tau}{4}, \quad \frac{2\tau}{4} < t < \frac{3\tau}{4} \rightarrow \Delta Q_2 = Q_{out} - Q_c = 0, \quad Q_c = Q_{out}。$$

$$[2] \quad \frac{\tau}{4} < t < \frac{2\tau}{4}, \quad \frac{3\tau}{4} < t < \tau \rightarrow \Delta Q_1 = Q_c - Q_{in} = 0, \quad Q_{in} = Q_c。$$

✧ 三腔順向三相位與逆向三相位

在每一週期的時間裡， $\Delta Q_1 + \Delta Q_2 + \Delta Q_3 = Q_{out} - Q_{in} = 0$ ，故 $Q_{in} = Q_{out}$ 。

$$[1] \quad 0 < t < \frac{\tau}{3} \rightarrow \Delta Q_2 = Q_{c2} - Q_{c1} = 0, \quad Q_{c1} = Q_{c2}。$$

$$[2] \quad \frac{\tau}{3} < t < \frac{2\tau}{3} \rightarrow \Delta Q_3 = Q_{out} - Q_{c2} = 0, \quad Q_{c2} = Q_{out}。$$

$$[3] \quad \frac{2\tau}{3} < t < \tau \rightarrow \Delta Q_1 = Q_{c1} - Q_{in} = 0, \quad Q_{in} = Q_{c1}。$$

✧ 三腔四相位

$$[1] \quad 0 < t < \frac{\tau}{4}, \quad \frac{2\tau}{4} < t < \frac{3\tau}{4} \rightarrow \Delta Q_1 + \Delta Q_2 + \Delta Q_3 = Q_{out} - Q_{in} = 0, \quad Q_{in} = Q_{out}。$$

$$\Delta Q_2 = Q_{c2} - Q_{c1} = 0, \quad Q_{c1} = Q_{c2}。$$

$$[2] \quad \frac{\tau}{4} < t < \frac{2\tau}{4}, \quad \frac{3\tau}{4} < t < \tau \rightarrow \Delta Q_1 = Q_{c1} - Q_{in} = 0, \quad Q_{in} = Q_{c1}。 \Delta Q_3 = Q_{out} - Q_{c2} = 0,$$

$$Q_{c2} = Q_{out} \text{。}$$

✧ 三腔六相位

$$[1] \quad \tau/6 < t < 2\tau/6, \quad 3\tau/6 < t < \tau \rightarrow \Delta Q_1 = Q_{c1} - Q_{in} = 0, \quad Q_{in} = Q_{c1} \text{。}$$

$$[2] \quad 0 < t < \tau/6, \quad 2\tau/6 < t < 4\tau/6, \quad 5\tau/6 < t < \tau \rightarrow \Delta Q_2 = Q_{c2} - Q_{c1} = 0, \quad Q_{c1} = Q_{c2} \text{。}$$

$$[3] \quad 0 < t < 3\tau/6, \quad 4\tau/6 < t < 5\tau/6 \rightarrow \Delta Q_3 = Q_{out} - Q_{c2} = 0, \quad Q_{c2} = Q_{out} \text{。}$$

從上述可預測各蠕動相位在一週期內，流體在出入口端及漸縮/漸擴管之中流動的共通性，並與(圖 6.5)到(圖 6.18)作比對，可發現與 CFD 模擬計算的結果相符。

6.3.2 淨流量分析

由表 6.1 到表 6.7 及(圖 6.24)可發現，由塊狀理論分析計算出的淨流量值，明顯大於 CFD 模擬計算出的結果，這是因為在塊狀理論分析中，最重要的影響參數即為漸縮/漸擴管所造成的壓力損失係數，而忽略了流體在腔體內部往漸縮/漸擴管流動時，因幾何形狀大幅的變動，而容易在腔體與漸縮/漸擴管連接的地方有渦流的產生，因而造成流體流動的困難度增加，所以造成塊狀理論分析在計算淨流量時會大於 CFD 模擬的結果。由(圖 6.25)及不同背壓下的(圖 6.26)，可發現當薄膜的振動幅度愈小，擁有愈小的壓縮比，塊狀理論分析所計算出的結果愈接近 CFD 模擬的結果，這是因為在較低壓縮比時，漸縮/漸擴管的壓力損失係數影響較大，當壓縮比增加時，塊狀理論在計算時，只注意薄膜振幅變大，腔體體積變化量增加，造成腔內有較多的流體流入或流出，並依照漸縮/漸擴管的壓力損失係數原則，來分配向左為漸縮管方向及往右為漸擴管方向的流體量，但是忽略了左方的振動薄膜可能完全壓至腔內底部，造成流體無法向左方作傳遞。因此文中塊狀理論適合分析低壓縮比，且漸縮/漸擴管所造成壓力損失係數影響較大的各式微幫浦上。

6.4 CFD 模擬結果

CFD 模擬在沒有背壓下，各種蠕動相位其流量與壓力隨時間的變化如(圖 6.4(C))至(圖 6.17(C))。並觀察沒有在出口端施加背壓下，微幫浦高度為二分之一處的剖面圖，其

壓力及流線分佈的情形如(圖 6.27)至(圖 6.33)，以下將對各蠕動相位作探討。其中在(圖 6.27)至(圖 6.33)裡，每一個漸縮/漸擴管上方皆標註在此 timestep 下，漸縮/漸擴管內流場的雷諾數值。雷諾數(Re)的定義為：

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} \quad (6.3)$$

上式中， ρ 、 μ 分別為水的密度及黏滯係數。 D 為特徵長度，擷取漸縮/漸擴管的任意截面。 V 為其任意截面所對應的速度值。此處計算的雷諾數為整個微幫浦的區域流場，而非半個對稱形的微幫浦。

✧ 二腔順向三相位：由(圖 6.27)及(圖 1.7(A))可發現在 $1/6$ 週期時，第一個腔體處於排水模式，當流體欲從腔體流出時因幾何形狀變化劇烈，而在腔體內部產生渦流。第二個腔體是在吸水的模式，因流向為漸縮管方向，故渦流產生在腔體內部。在 $3/6$ 週期時，第一個腔體的薄膜沒有變化，但第二個腔體的薄膜下降，使第二個腔體為排水模式，當第二個腔體內的流體流向第一個腔體時，因受到第一個腔體的阻力，所以有回流產生。在 $5/6$ 週期時，第一個腔體的薄膜向上升起為吸水模式，但第二個腔體的薄膜沒有變化，由右側流向第一個腔體的阻力增加，因而在第一個腔體右側有回流的現象。

✧ 二腔逆向三相位：其流體流動方向恰與順向三相位的形式相反，由(圖 6.28)及(圖 1.7(B))得知， $1/6$ 週期時第二個腔體為排水模式，因而在與第二個連接的出口端及第一個腔體的右側有渦流產生。 $3/6$ 週期時第二個腔體因薄膜上升為吸水模式，但第一個腔體無變化，故在第一個腔體左側因阻力而有回流產生。同樣的在 $5/6$ 時，第一個腔體為排水模式，第二個腔體無變動，所以在第二個腔體左側因阻力有回流產生。

✧ 二腔四相位：(圖 6.29)及(圖 1.7(C))得知， $1/8$ 週期時入口端右側有渦流出現。 $3/8$ 週期時同樣因第一個腔體無變動而有阻力，及幾何形狀變化的關係，而在第二個腔體的左側有回流的現象。 $5/8$ 週期時第一個腔體為吸水模式，但因第二個腔體無變動而產生阻力，使得在第一個腔體右側有明顯的渦流產生。 $7/8$ 週期時第二個腔體

為吸水模式，第一個腔體因體積沒有變化，而有阻力產生，故第一個腔體的左側及右側皆有回流產生。

- ✧ 三腔順向三相位：由(圖 6.30)及(圖 1.8(A))可知， $1/6$ 週期時第一個腔體為吸水模式，但因第二個腔體的體積沒有變化而有阻力，因此渦流易產生在第二個腔體的內部，及靠近第二個腔體的第一腔體右側及第三腔體左側。 $3/6$ 週期時同樣因阻力關係，在沒有體積變化的第三個腔體有明顯的回流，而第一個腔體在排水模式時，因幾何外形變化的關係在右側有回流產生。 $5/6$ 週期時因剛好處於第二個腔體排水及第三個腔體吸水的狀態，故第二腔體連接第三腔體處其流場平穩，其餘的地方皆有渦流發生。
- ✧ 三腔逆向三相位：(圖 6.31)及(圖 1.8(B))可發現，在 $1/6$ 週期時流體流出漸縮/漸擴管都有渦流的產生。 $3/6$ 週期的地方因第三個腔體的體積沒有變化而有阻力，因此渦流發生在第三個腔體內部，且壓力變化也較為劇烈。在 $5/6$ 週期可看出第一個腔體及第二個腔體內部的壓力較為接近，但第二個腔體與第三個腔體間的壓力變動較大，故在其附近的地方有明顯的渦流。
- ✧ 三腔四相位：由(圖 6.32)及(圖 1.8(C))可看出在 $1/8$ 週期時，第一個腔體為吸水模式，但左側流進的流量明顯大於右側，因此在腔體右側有較大的回流。同樣的在 $3/8$ 週期時，第二個腔體為吸水模式，左側的流量大於右側，因而在第二腔體的右側有明顯的回流現象。 $5/8$ 週期時第一個腔體及第三個腔體分別為進水及排水模式，在其腔體內部有明顯的渦流。 $7/8$ 週期時只有第二個腔體的薄膜有作動為排水模式，故流體流出第二個腔體後因阻力而產生明顯的回流現象。
- ✧ 三腔六相位：由(圖 6.33)及(圖 1.8(D))得知， $1/12$ 週期時只有第一個腔體的薄膜有振動，因此在第二個及第三個腔體的內部因阻力的關係亦有回流發生。 $3/12$ 週期時只有第二個腔體的薄膜上升為吸水模式，在其腔體內部有回流，其餘腔體因內部阻力亦有回流的現象。 $5/12$ 週期時第一個腔體為排水模式，故回流產生在入口端及第二個腔體的左側。 $7/12$ 週期時第三個腔體為吸水模式，故在第一及第二個沒有作動的腔體內部有明顯的回流現象。 $9/12$ 週期時只有第二個腔體中的薄膜往下降為排水模

式，故在第一及第三個腔體內部因阻力關係而有回流。11/12 週期時第三個腔體為排水模式，因此在另外兩個沒有作動的腔體內部有回流的現象，尤其第一個腔體內部的回流最為明顯。

6.5 腔體數的影響

在文獻【26】曾提到在出口端沒有施加背壓下，雙腔微幫浦腔內振動薄膜為同相位 (in-phase) 時，其淨流量的大小約為單腔無閥式微幫浦的 1.2 倍，但可發現在出口端施加一背壓後，隨著背壓值的增加，單腔無閥式微幫浦的每一週期淨流量快速的減少，而雙腔微幫浦的減速較為緩慢如(圖 6.34)。本文 CFD 模擬二腔及三腔蠕動式微幫浦在相同為逆向三相位及四相位時，其淨流量受出口端承受背壓下的影響分別如(圖 6.35)及(圖 6.36)。發現腔體數目增加後，在出口端施加的背壓愈難影響微幫浦的淨流量。



第七章 結論

- ✧ 本研究中發現在低壓縮比的情形下，影響蠕動式微幫浦淨流量最重要的因素是，各蠕動相位造成腔內流體流向差異的特性，故逆向三相位為最佳的蠕動形式。
- ✧ 四相位及六相位蠕動形式，在直管中塊狀理論分析及 CFD 模擬結果的流量圖，可知二分之一週期處為對稱點其值為 0，每條流量曲線在對稱點的左右各對應二至三個高峰及低谷，高峰及其對應低谷的峰值極為接近，故將流量加總時，可得淨流量將近為 0。故得知四相位及六相位皆為對稱的蠕動形式。
- ✧ 利用吳欣恩【26】提出的塊狀理論分析，可快速的求解出多腔體微幫浦腔內流量及壓力的變化關係，因為在低壓縮比的情形下，漸縮/漸擴管造成的壓力損失係數對於流場影響較大，再加入有慣性項的非穩態模式後，其流量與壓力的變化與 CFD 模擬結果相比極為類似，故非穩態模式適用於低壓縮比的微幫浦模擬上。
- ✧ 塊狀理論分析計算後的淨流量值，明顯大於 CFD 模擬計算後的結果，這是因為理論分析的計算上著重在漸縮/漸擴管造成壓力損失係數的影響，而忽略了流體容易在腔體內部或與連接管連接處有渦流的產生，會使流體的流動受到阻礙，進而影響了微幫浦的每一週期的淨流量值。
- ✧ 由 CFD 模擬的流線圖可發現，渦流易發生在薄膜沒有振動時的腔體之中，因為其腔體體積沒有變化，所以會造成流體流動遇到阻礙，故容易產生回流現象。
- ✧ 微幫浦腔體的數目增加時，其受出口端施加背壓的影響較小，故增加蠕動式微幫浦的腔體數目，應可有效的增加其所能承受的背壓。

參考文獻

- [1] 伍秀菁、汪若文、林美吟，微機電系統技術與應用，國科會精儀中心，2003。
- [2] Laser, D. J. and Santiago, J. G., “A review of micropumps”, J. Micromech. Microeng., v14, pp.R35-R64, 2004.
- [3] Shoji, S., Nakagawa, S. and Esashi, M., “Micropump and sample-injector for integrated chemical analyzing systems”, Sensors and Actuators A, v21-23, pp.189-192, 1990.
- [4] Stemme, E. and Stemme, G., “A valveless diffuser/nozzle-based fluid pump”, Sensors and Actuators A, v39, pp.159-167, 1993.
- [5] Gerlach, T. and Wurmus, H., “Working principle and performance of the dynamic micropump”, Sensors and Actuators A, v50, pp.135-140, 1995.
- [6] Olsson, A., Stemme, G. and Stemme, E., “A valve-less planar fluid pump with two pump chambers”, Sensors and Actuators A, v46-47, pp.549-556, 1995.
- [7] Olsson, A., Stemme, G. and Stemme, E., “Diffuser-element design investigation for valve-less pumps”, Sensors and Actuators A, v57, pp.137-143, 1996.
- [8] Athavale, M. M., Yang, H. Q. and Przekwas, A. J., “Coupled fluid-thermo-structures simulation methodology for MEMS applications”, International Conference on Solid-State Sensors and Actuators Chicago, pp.16-19, June 1997.
- [9] Olsson, A., Larsson, O., Holm, J., Lundblad, L., Ohman, O. and Stemme, G., “Valve-less diffuser micropumps fabricated using thermoplastic replication”, Sensors and Actuators A, v64, pp.63-68, 1998.
- [10] Yang, K. S., Chen, I. Y., Shew, B. Y. and Wang, C. C., “Investigation of the flow characteristics within a micronozzle/diffuser”, J. Micromech. Microeng., v14, pp.26-31, 2004.
- [11] 羅卓錚，「擋體式無閥門微幫浦之數值模擬」，國立臺灣大學應用力學所，碩士論文，

2004。

- [12] 曾裕博,「無閥式微型幫浦數值模擬與效率分析」,國立臺灣大學機械所,碩士論文, 2005。
- [13] Fung, Y. C. and Yih, C. S., “Peristaltic Transport”, Journal of Applied Mechanics, v35, pp.669-675, 1968.
- [14] Shapiro, A. H., Jaffrin, M. Y. and Weinberg, S. L., “Peristaltic pumping with long wavelengths at low Reynolds number”, Journal of Fluid Mechanics, v37, pp.799-825, 1969.
- [15] Smits, J. G., “Piezoelectric micropump with three valves working peristaltically”, Sensors and Actuators A, v21-23, pp.203-206, 1990.
- [16] Cao, L., Mantell, S. and Polla, D., “Design and simulation of an implantable medical drug delivery system using microelectromechanical systems technology”, Sensors and Actuators A, v94, pp.117-125, 2001.
- [17] Berg, J. M., Anderson, R., Anaya, M., Lahlouh, B., Holtz, M. and Dallas, T., “A two-stage discrete peristaltic micropump”, Sensors and Actuators A, v104, pp.6-10, 2003.
- [18] Teymoori, M. M. and Abbaspour-Sani, E., “Design and simulation of a novel electrostatic peristaltic micromachined pump for drug delivery applications”, Sensors and Actuators A, v117, pp.222-229, 2005.
- [19] Goldschmidtboing, F., Doll, A., Heinrichs, M., Woias, P., Schrag, H. J. and Hopt, U. T., “A generic analytical model for micro-diaphragm pumps with active valves”, Journal of Micromechanics and Microengineering, v15, pp.673-683, 2005.
- [20] 關恕,「生醫應用上之蠕動式微幫浦性能探討」,國立交通大學機械所,碩士論文, 2006。
- [21] Jang, L. S. and Yu, Y. C., “Peristaltic micropump system with piezoelectric actuators”, Microsyst. Technol., v14, pp.241-248, 2008.

- [22] Ullmann, A., “The piezoelectric valve-less pump-performance enhancement analysis”, Sensors and Actuators A, v69, pp.97-105, 1998.
- [23] Olsson, A., Stemme, G. and Stemme, E., “A numerical design study of the valveless diffuser pump using a lumped-mass model”, J. Micromech. Microeng., v9, pp.34-44, 1999.
- [24] Pan, L. S., Ng, T. Y., Liu, G. R., Lam, K. Y. and Jiang, T. Y., “Analytical solutions for the dynamic analysis of a valveless micropump a fluid-membrane coupling study”, Sensors and Actuators A, v93, pp.173-181, 2001.
- [25] Pan, L. S., Ng, T. Y., Wu, X. H. and Lee, H. P., “Analysis of valveless micropumps with inertial effects”, J. Micromech. Microeng., v13, pp.390-399, 2003.
- [26] 吳欣恩, 「雙腔無閥式微幫浦流場理論分析」, 國立交通大學機械所, 碩士論文, 2008。
- [27] Tsui, Y. Y. and Lu, S. L., “Evaluation of the performance of a valveless micropump by CFD and lumped-system analysis”, Sensors and Actuators A, v148, pp.138-148, 2008.
- [28] 呂學霖, 「噴嘴/擴散器式微幫浦之數值模擬及理論分析」, 國立交通大學機械所, 碩士論文, 2007。
- [29] Richter, M., Linnemann, R. and Woias, P., “Robust design of gas and liquid micropumps”, Sensors and Actuators A, v68, pp.480-486, 1998.

下列為蠕動式微幫浦在各種情形下的淨流量表：(單位： ml / min)

表 6.1 三腔(蠕動形式：順向三相位)

微流道形式	塊狀理論分析		CFD(網格數)	
	穩態	非穩態	118332	192808
漸縮/漸擴	0.1764	0.2441	0.1316	0.0717
直管	-0.6564	-0.7511	-0.5409	-0.5558

表 6.2 三腔(蠕動形式：逆向三相位)

微流道形式	塊狀理論分析		CFD(網格數)		
	穩態	非穩態	118332	192808	291264
漸縮/漸擴	1.5392	1.8026	1.4946	1.4252	1.4284
直管	0.6564	0.7511	0.5908	0.5214	

表 6.3 三腔(蠕動形式：四相位)

微流道形式	塊狀理論分析		CFD (網格數)
	穩態	非穩態	192808
漸縮/漸擴	0.9142	1.0903	0.7327
直管	0	0	-0.0198

表 6.4 三腔(蠕動形式：六相位)

微流道形式	塊狀理論分析		CFD (網格數)
	穩態	非穩態	192808
漸縮/漸擴	0.8571	1.0256	0.6286
直管	0	0	-0.0517

表 6.5 二腔(蠕動形式：順向三相位)

微流道形式	塊狀理論分析		CFD(網格數)	
	穩態	非穩態	87291	140558
漸縮/漸擴	0.1570	0.1825	0.1589	0.0559
直管	-0.6971	-0.8276	-0.6092	-0.6217

表 6.6 二腔(蠕動形式：逆向三相位)

微流道形式	塊狀理論分析		CFD(網格數)	
	穩態	非穩態	87291	140558
漸縮/漸擴	1.6023	1.9029	1.5969	1.5154
直管	0.6971	0.8276	0.6223	0.6294

表 6.7 二腔(蠕動形式：四相位)

微流道形式	塊狀理論分析		CFD(網格數)	
	穩態	非穩態	87291	140558
漸縮/漸擴	0.8794	1.0531	0.7469	0.6911
直管	0	0	0.0074	-0.0126

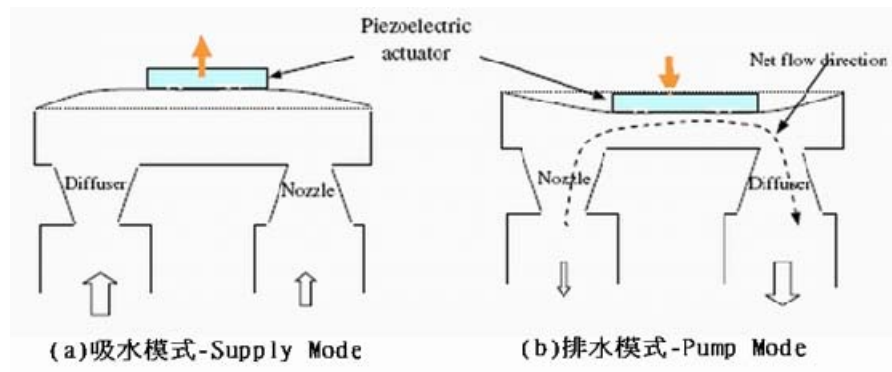


圖 1.1 無閥式微幫浦一個週期的運作【28】

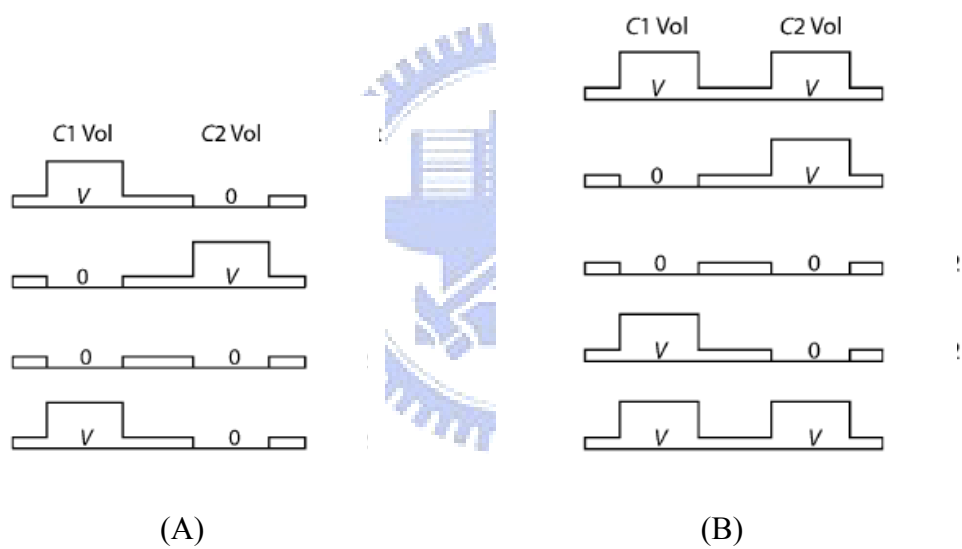
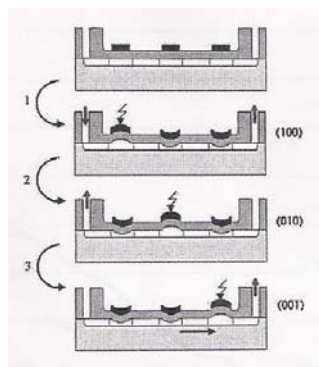
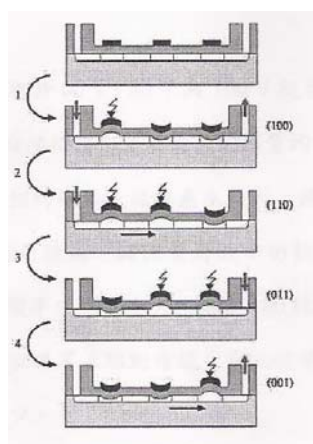


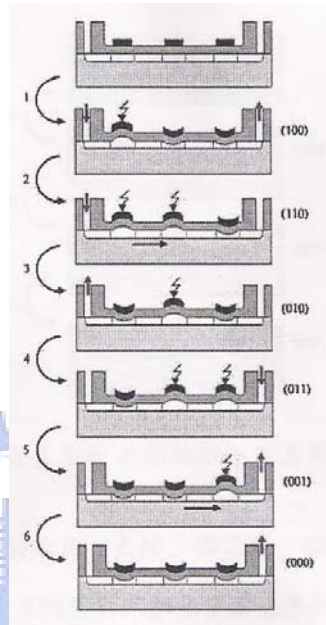
圖 1.2 二腔蠕動式微幫浦一個週期的運作：(A)三相位；(B)四相位【17】



(A)



(B)



(C)

圖 1.3 三腔蠕動式微幫浦一個週期的運作：(A)三相位；(B)四相位；(C)六相位【21】

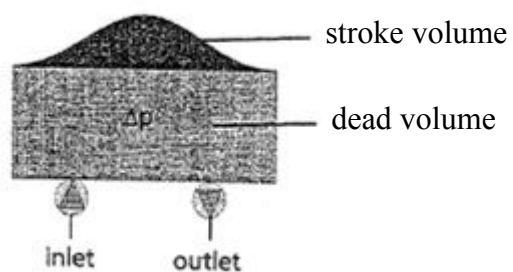


圖 1.4 壓縮比示意圖【29】

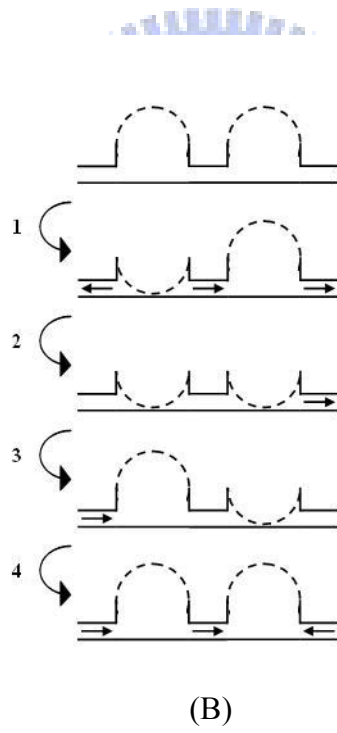
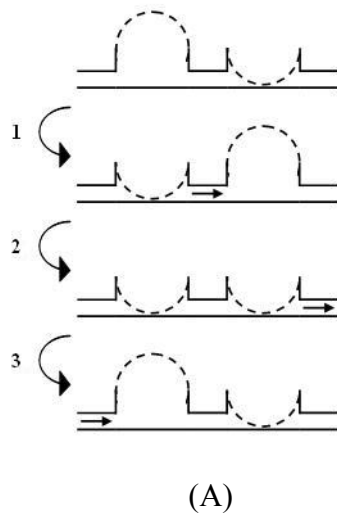


圖 1.5 高壓縮比蠕動相位示意圖 (A)二腔三相位；(B)二腔四相位

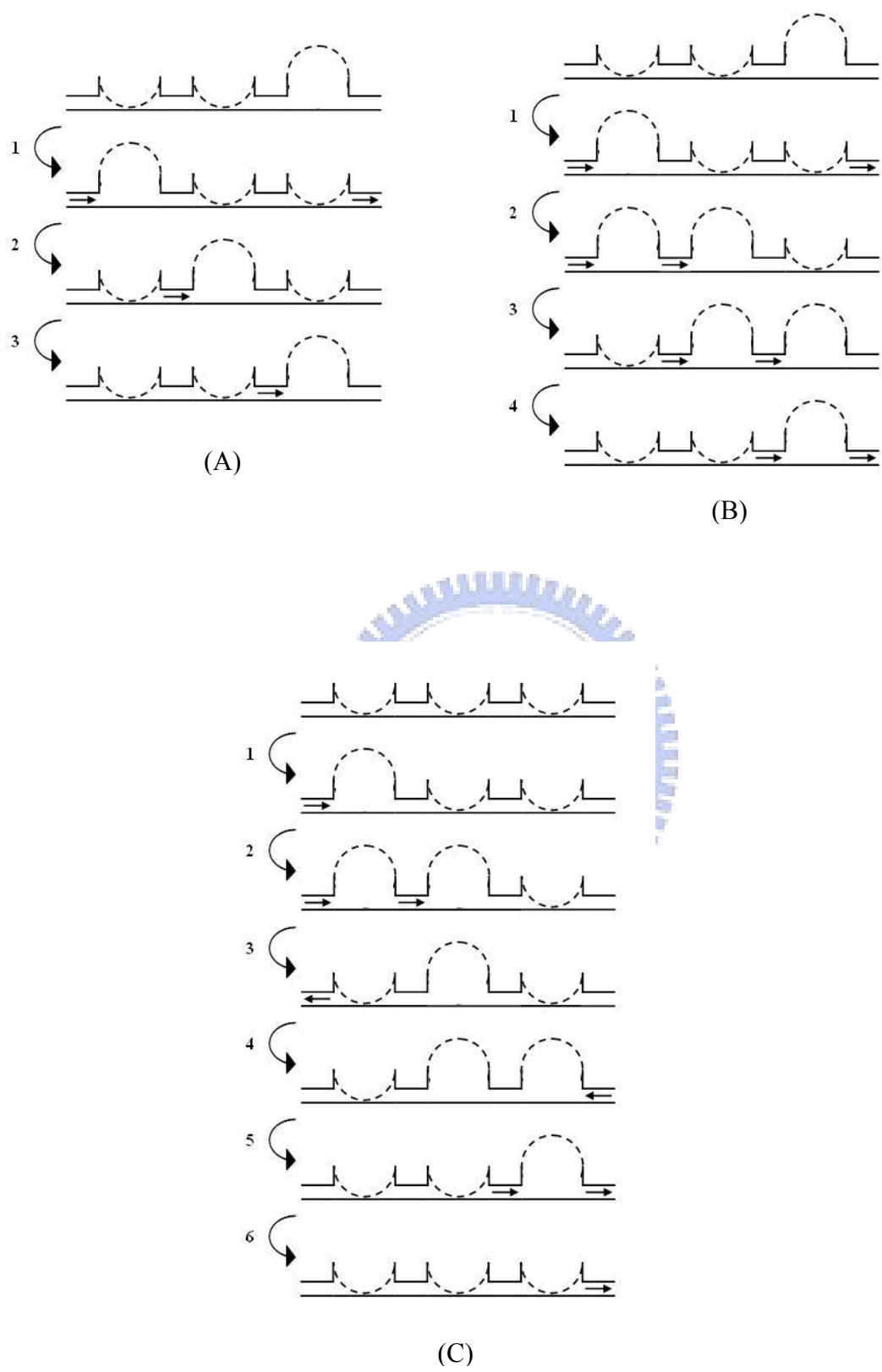


圖 1.6 高壓縮比蠕動相位示意圖 (A)三腔三相位；(B)三腔四相位；(C)三腔六相位

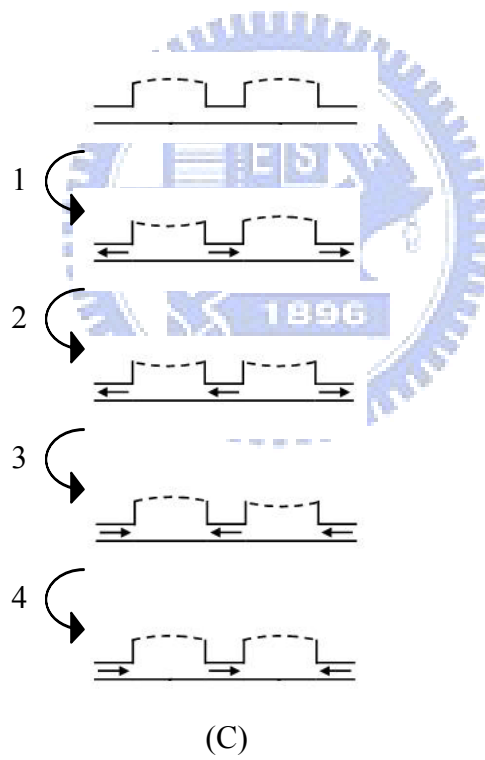
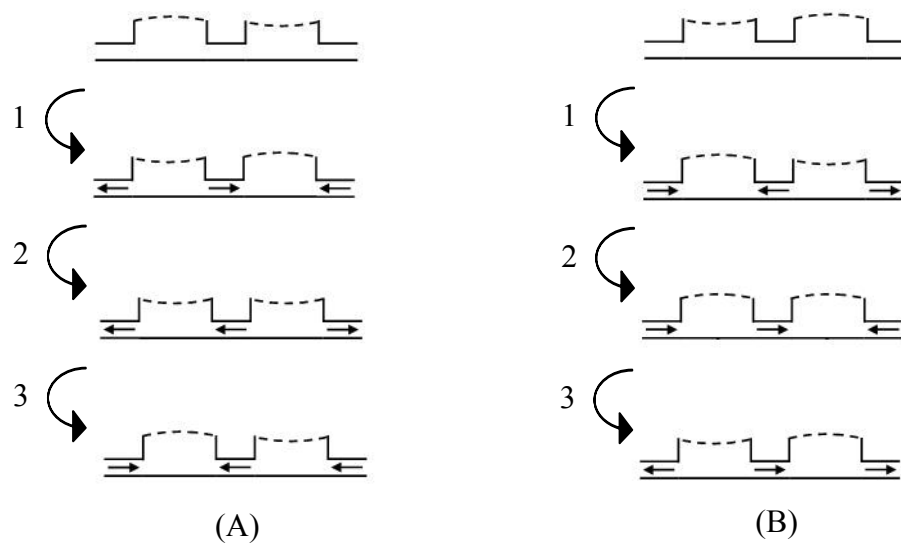


圖 1.7 低壓縮比蠕動相位示意圖 (A)二腔順向三相位；(B)二腔逆向三相位；(C)二腔四相位

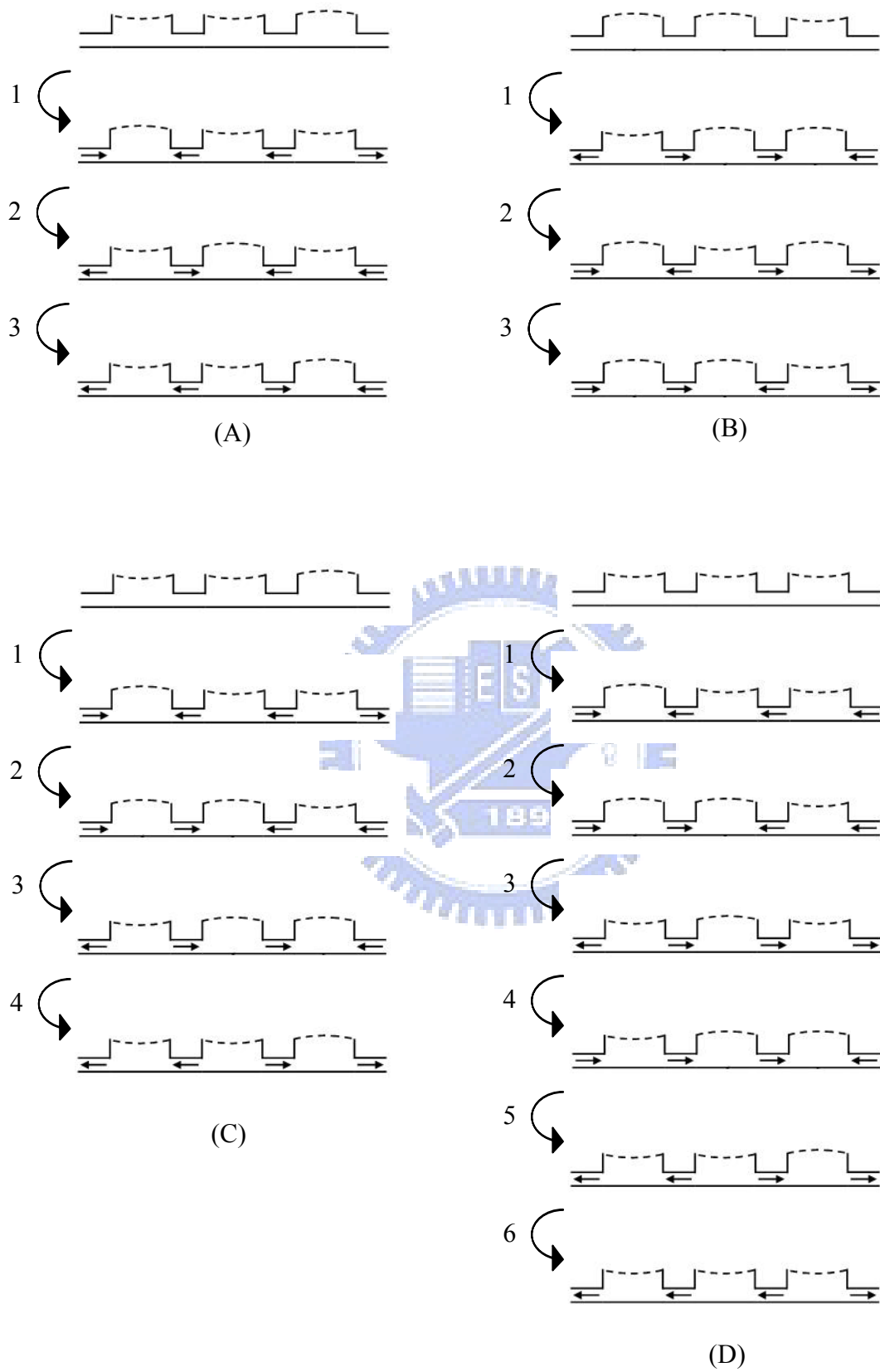


圖 1.8 低壓縮比蠕動相位示意圖 (A)三腔順向三相位；(B)三腔逆向三相位(C)三腔四相位；(D)三腔六相位

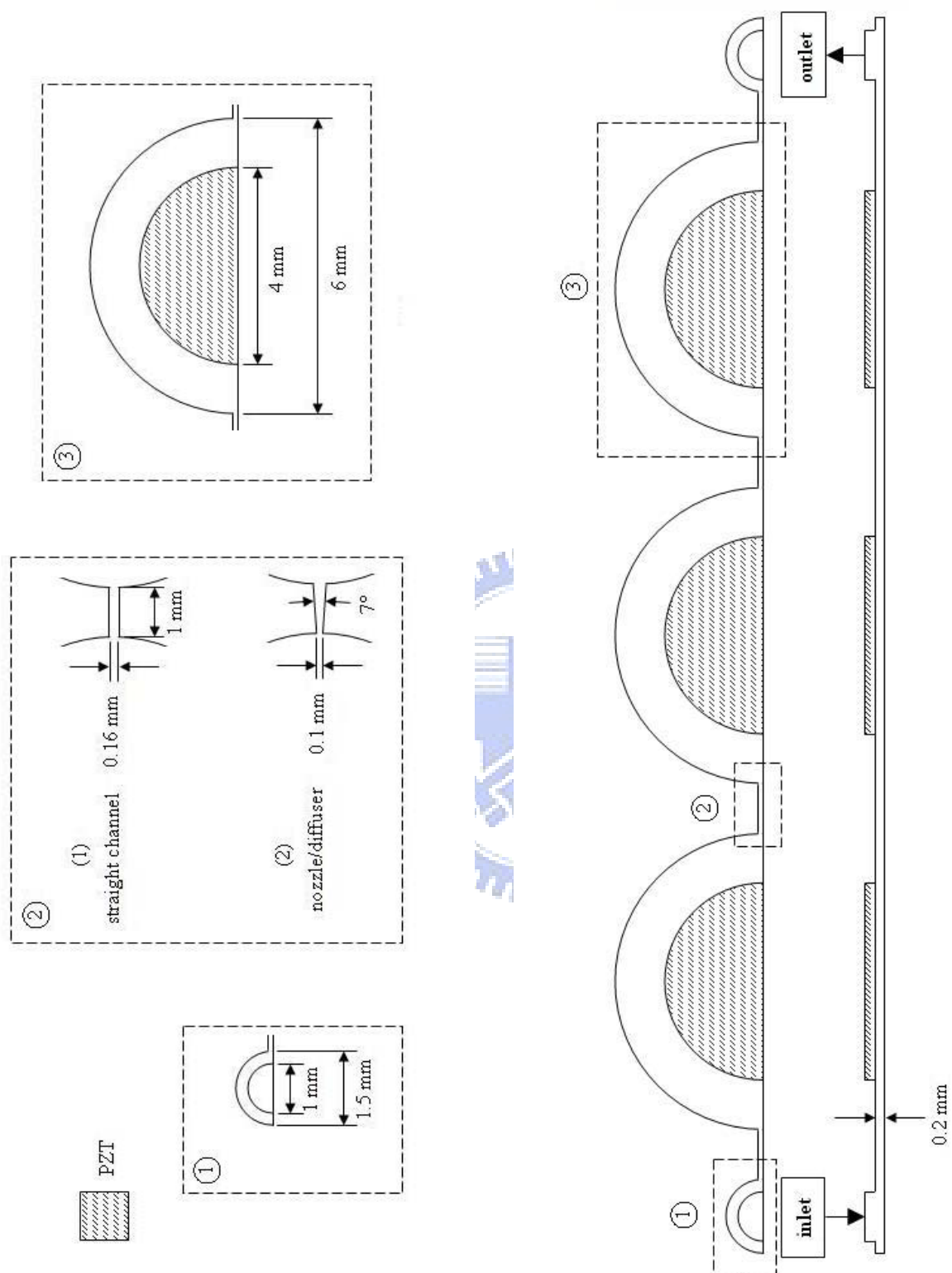


圖 1.9 三腔蠕動式微幫浦尺寸示意圖

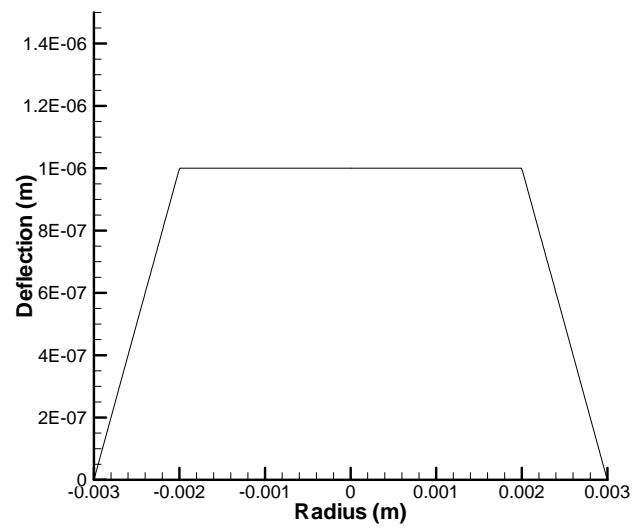


圖 2.1 模擬壓電薄膜振動的形式-梯形曲線

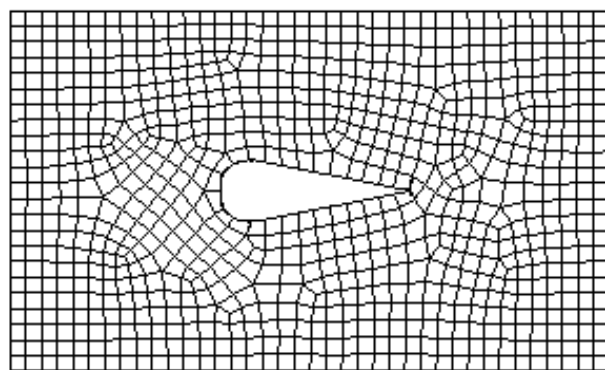


圖 3.1 非結構性網格示意圖

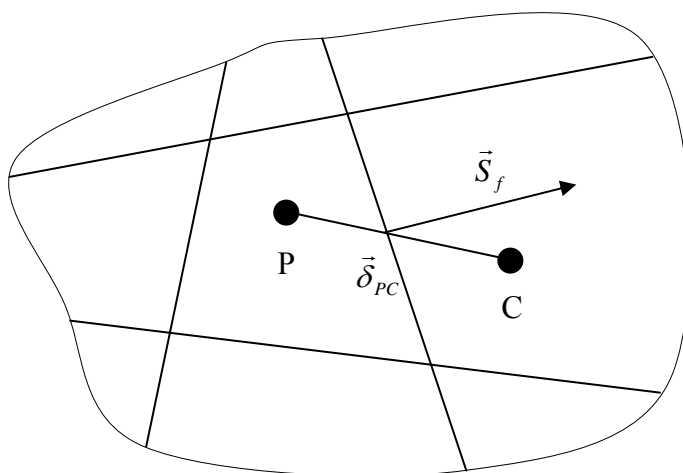


圖 3.2 Over-Relaxed approach

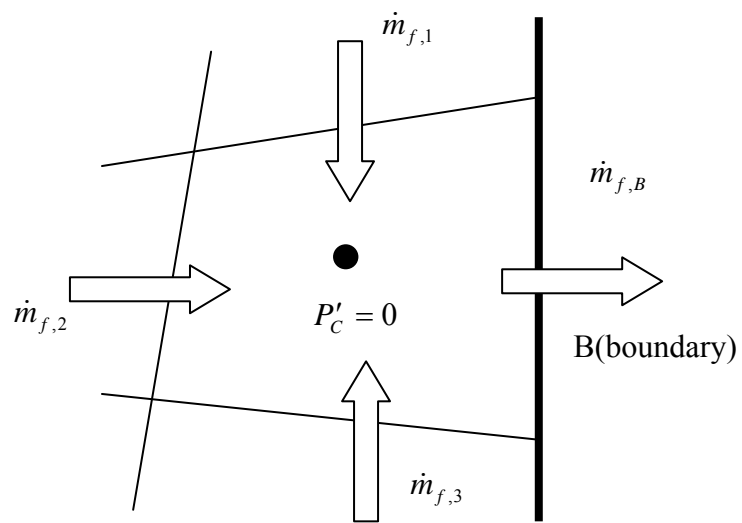
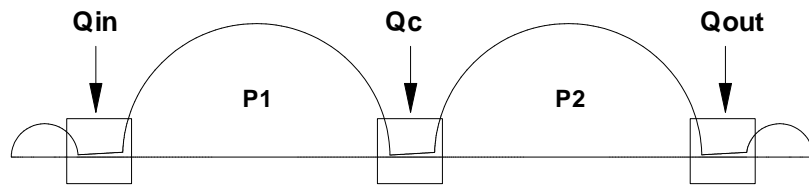
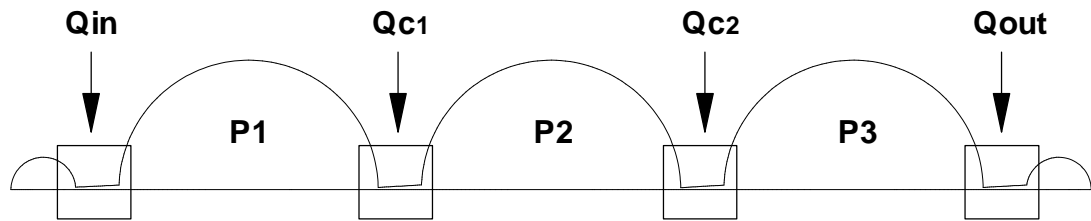


圖 4.1 壓力邊界設定示意圖





(A)



(B)

圖 4.2 流量及壓力各代號所代表的位置 (A)二腔；(B)三腔

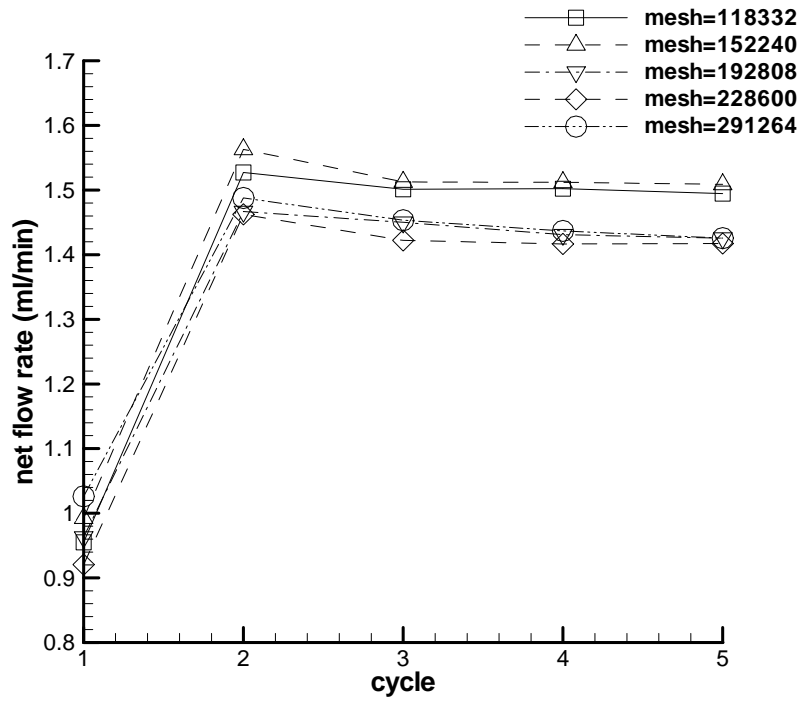


圖 6.1 相異網格之中，三腔逆向三相位每一週期的淨流量值(漸縮/漸擴管)

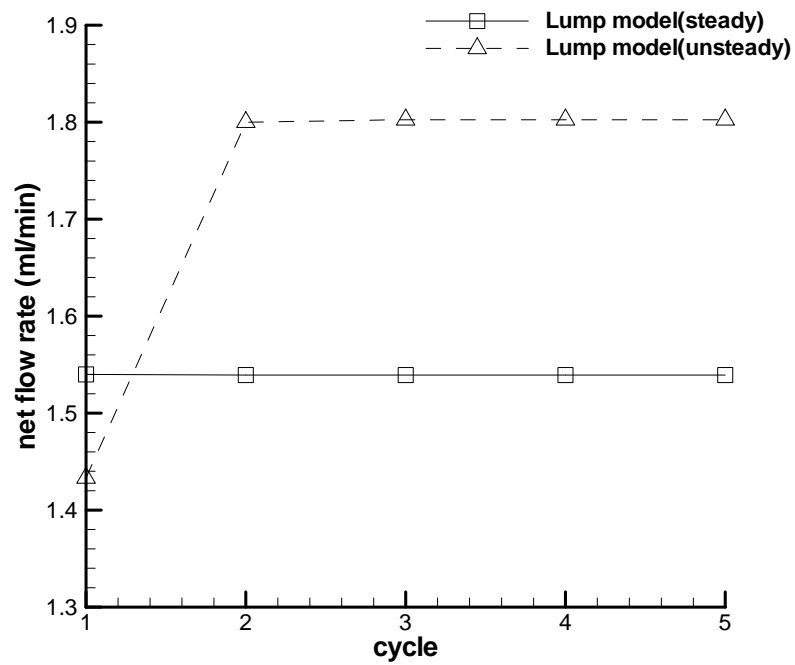


圖 6.2 塊狀理論分析中，三腔逆向三相位每一週期的淨流量值(漸縮/漸擴管)

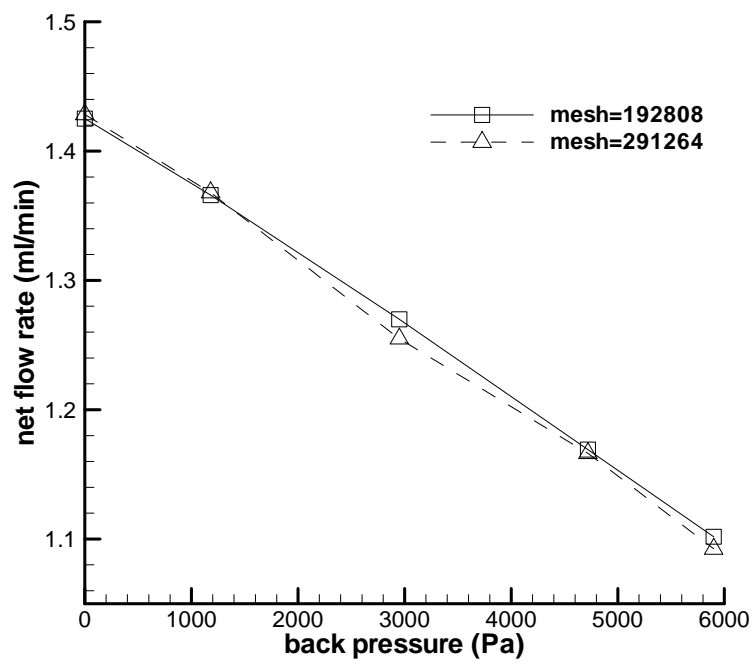


圖 6.3 三腔逆向三相位在不同背壓下的淨流量(漸縮/漸擴管)



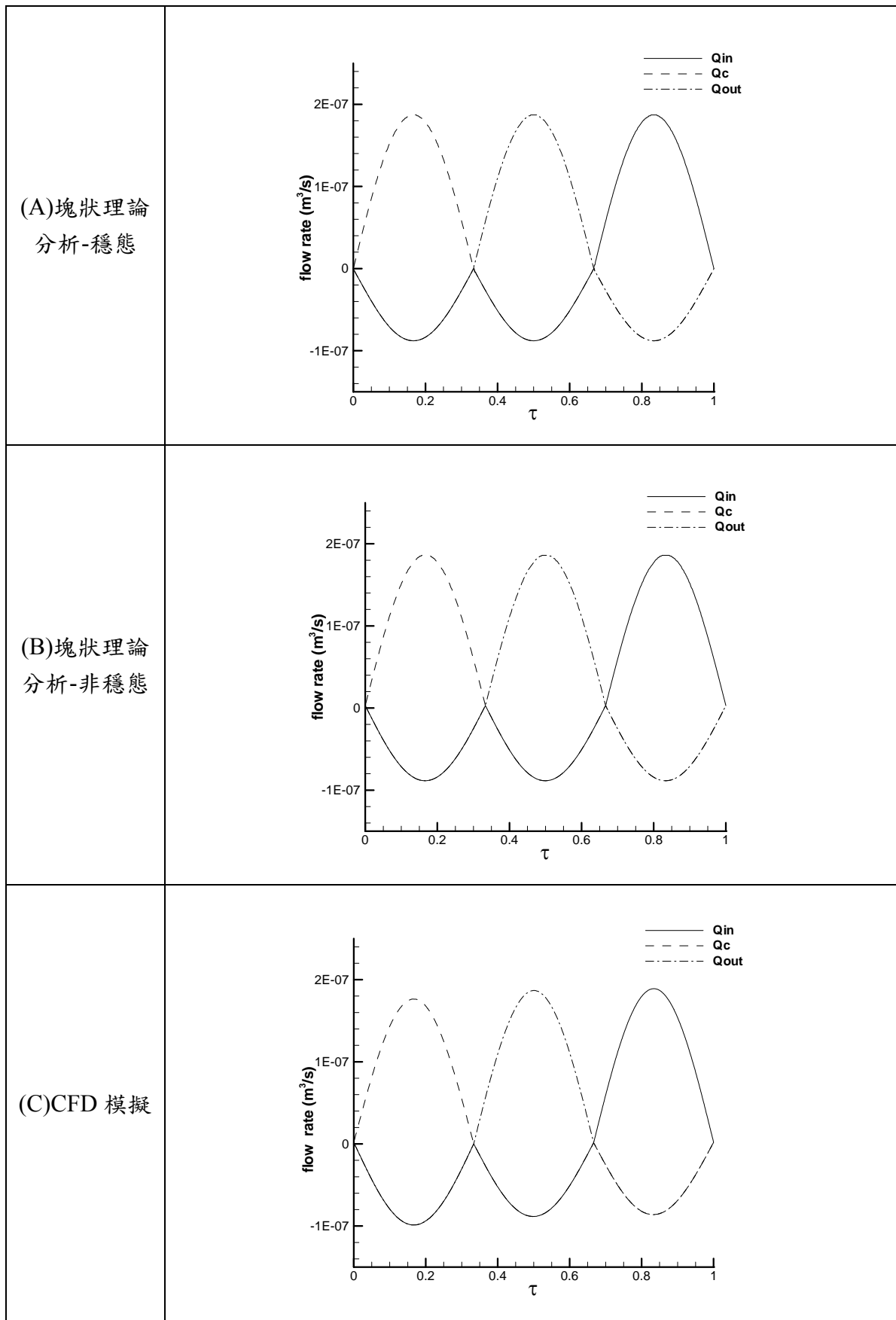


圖 6.4 二腔順向三相位(背壓=0)流量隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)

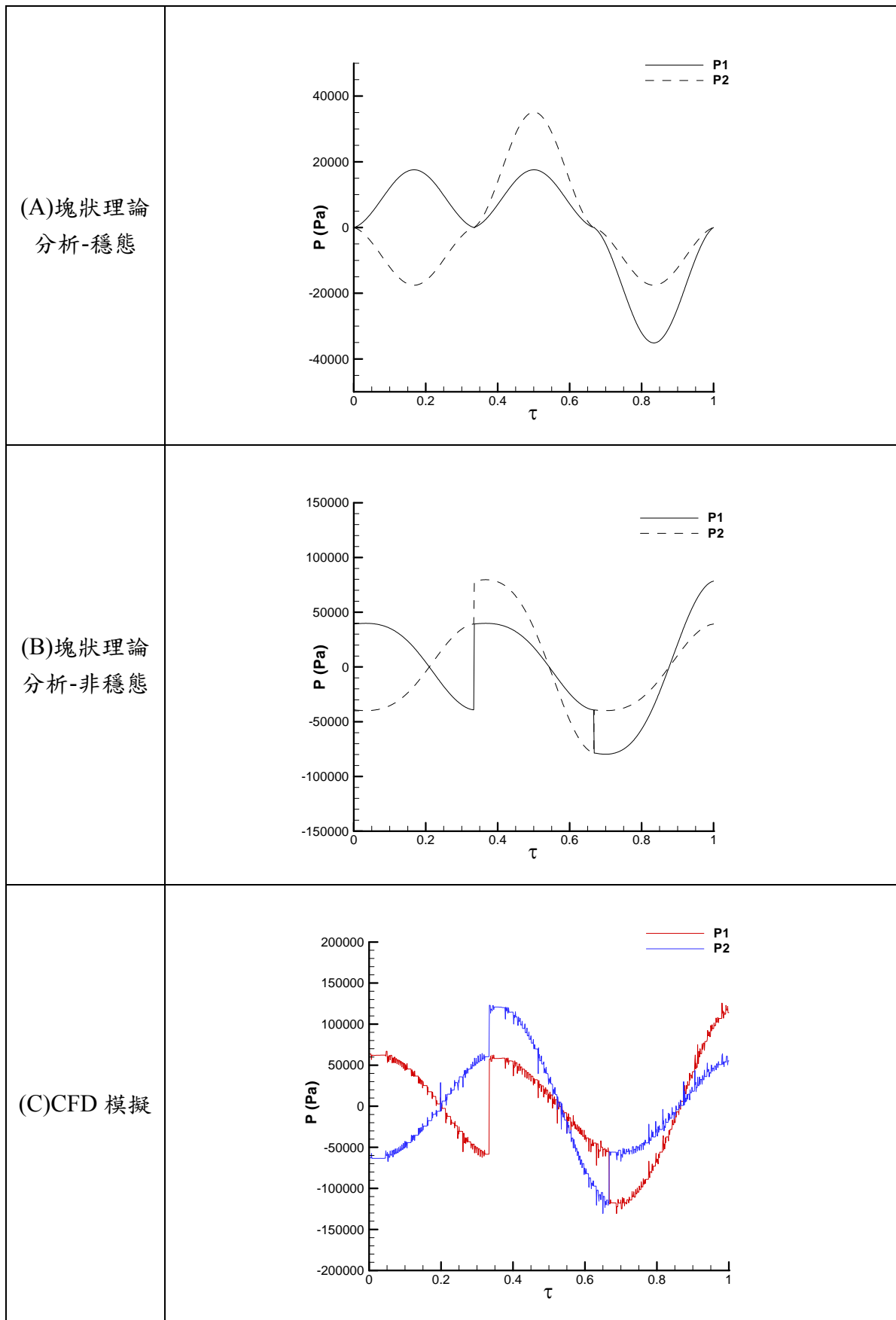


圖 6.5 二腔順向三相位(背壓=0)壓力隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)

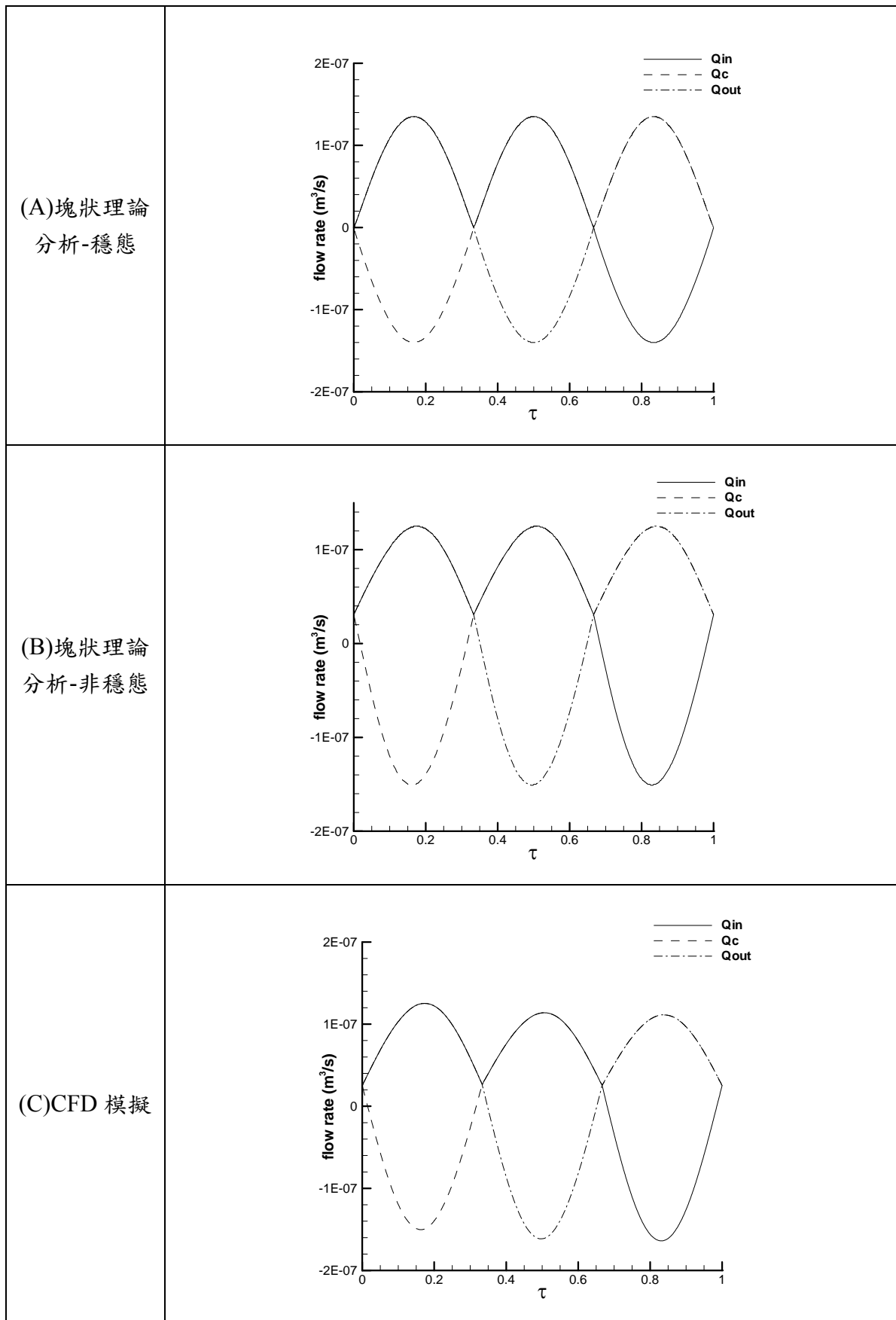


圖 6.6 二腔逆向三相位(背壓=0)流量隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)

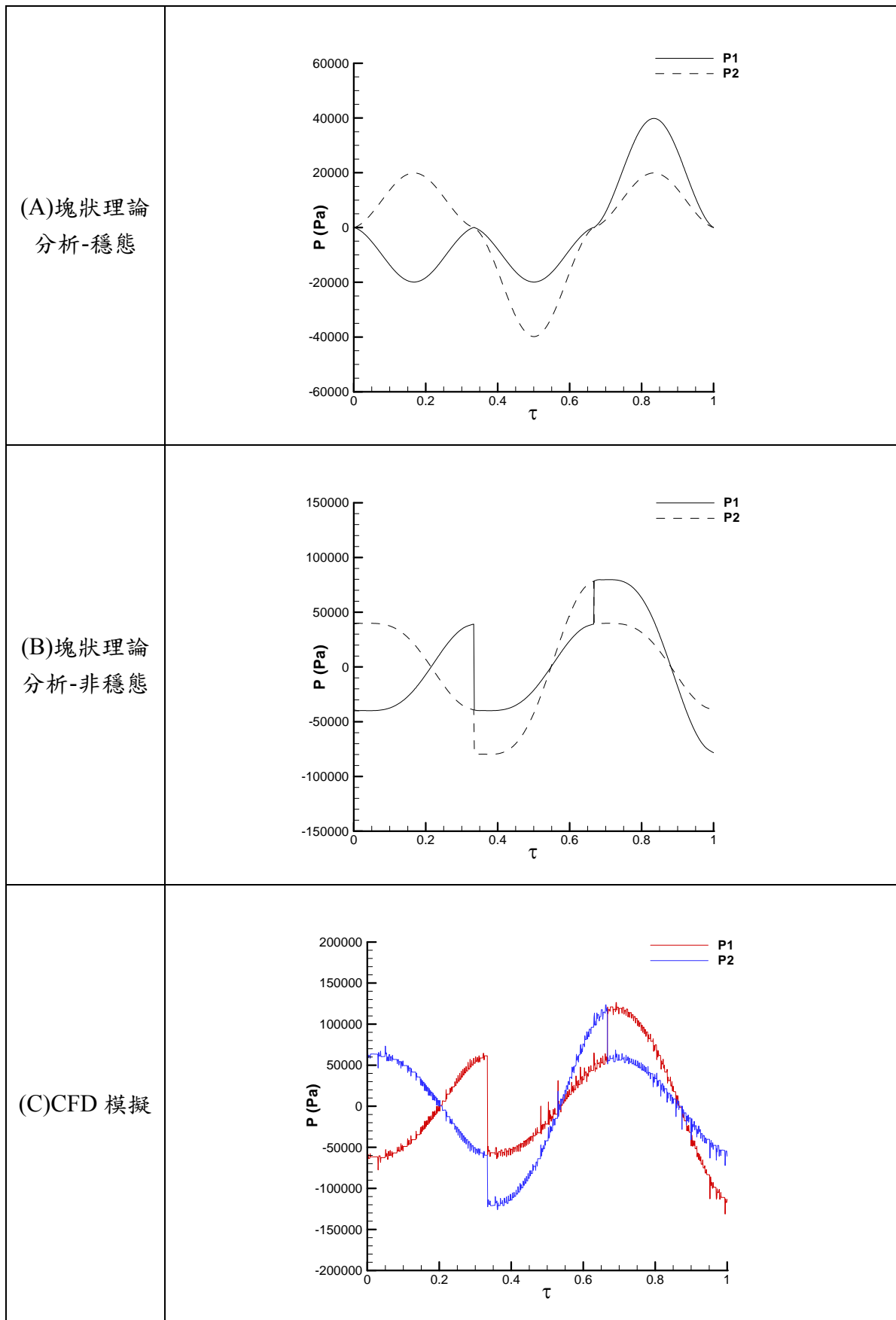


圖 6.7 二腔逆向三相位(背壓=0)壓力隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)

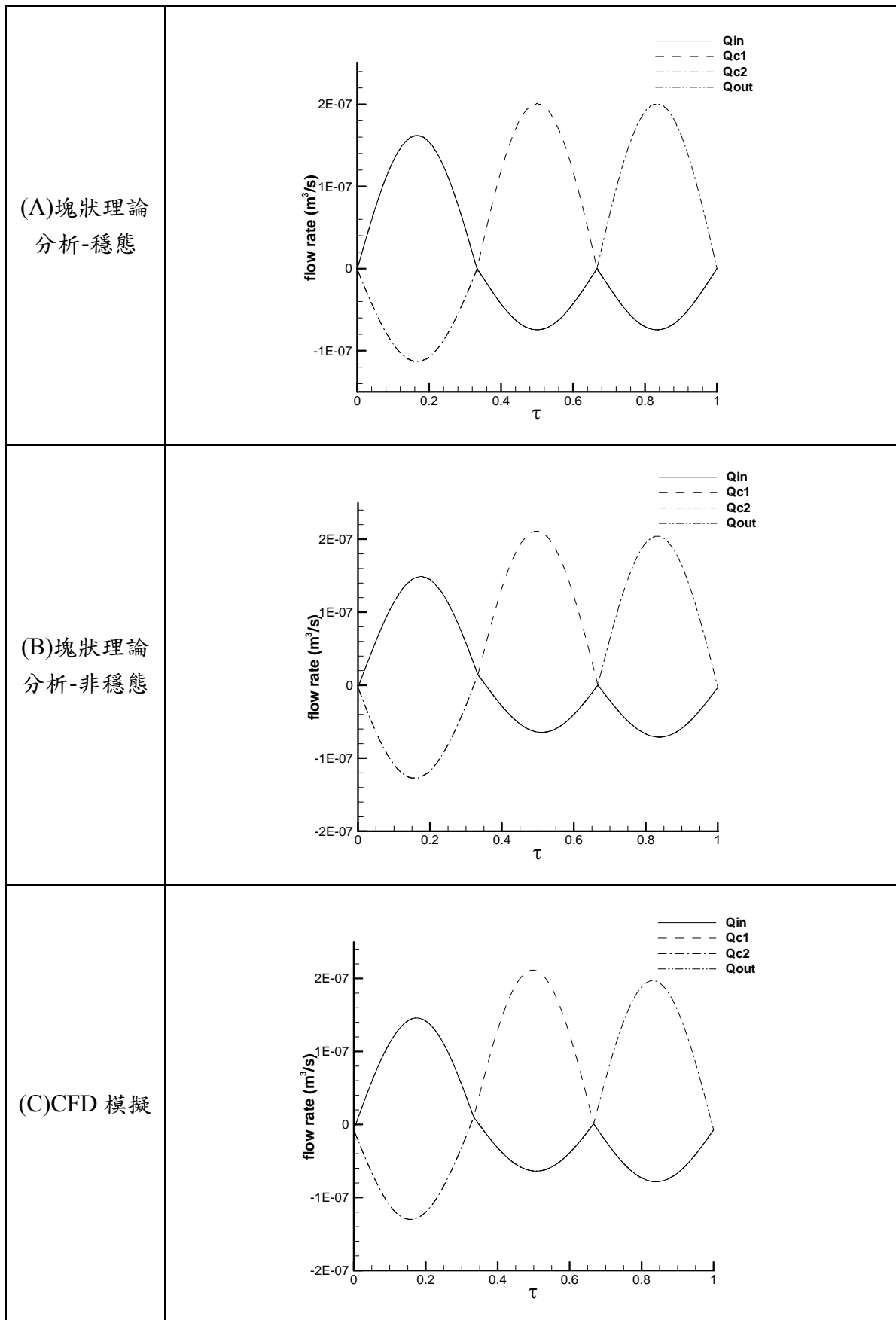


圖 6.8 三腔順向三相位(背壓=0)流量隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)

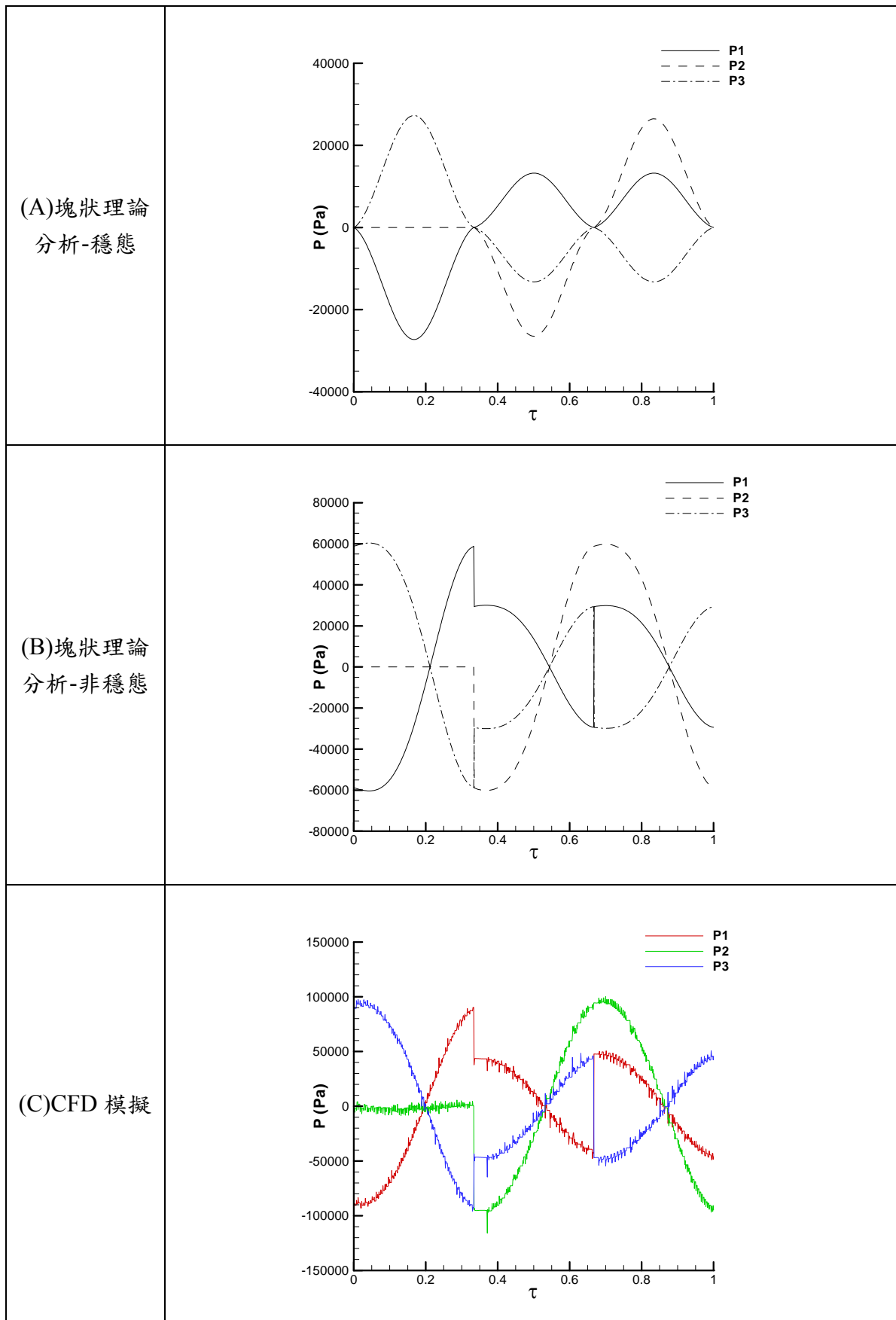


圖 6.9 三腔順向三相位(背壓=0)壓力隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)

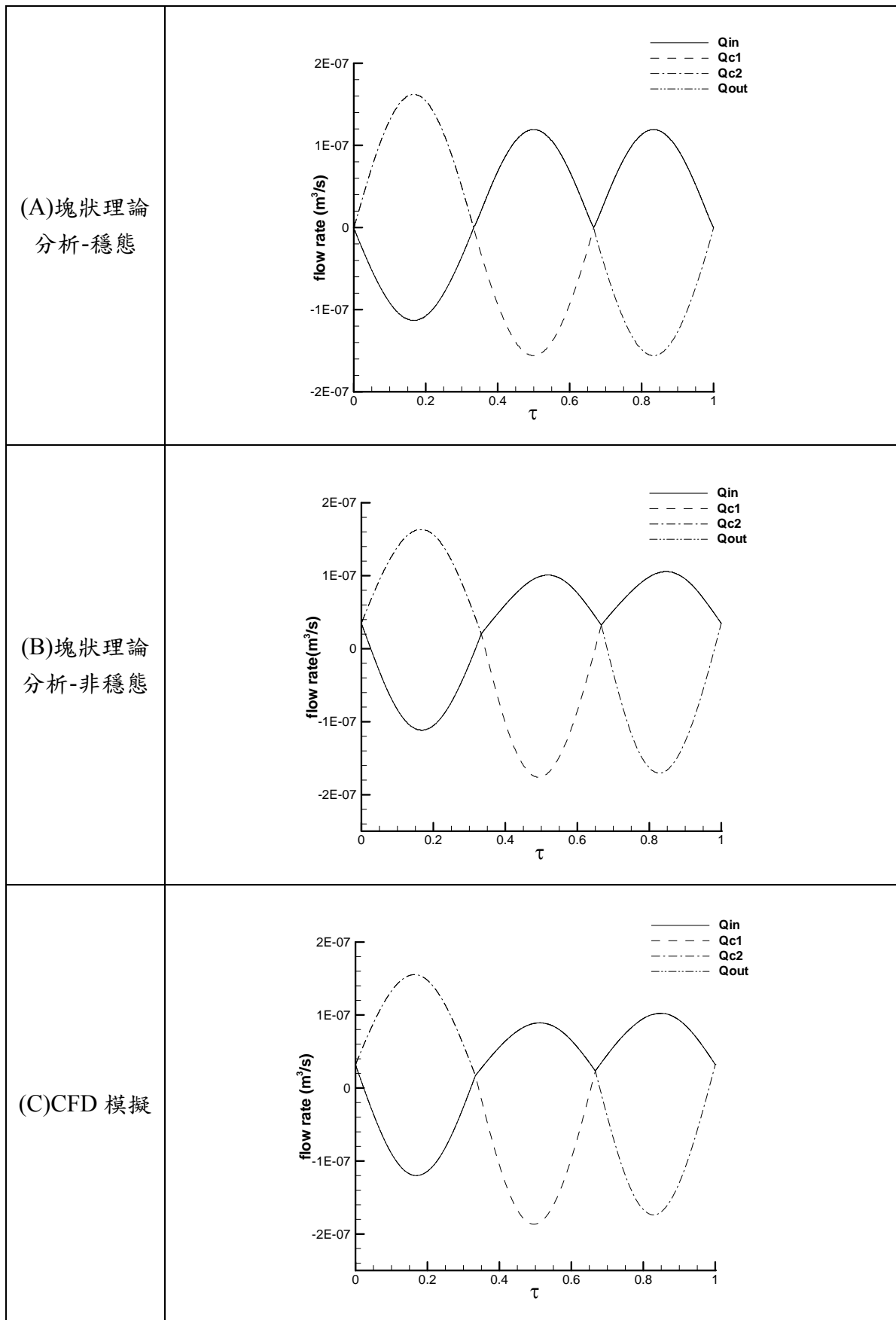


圖 6.10 三腔逆向三相位(背壓=0)流量隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)

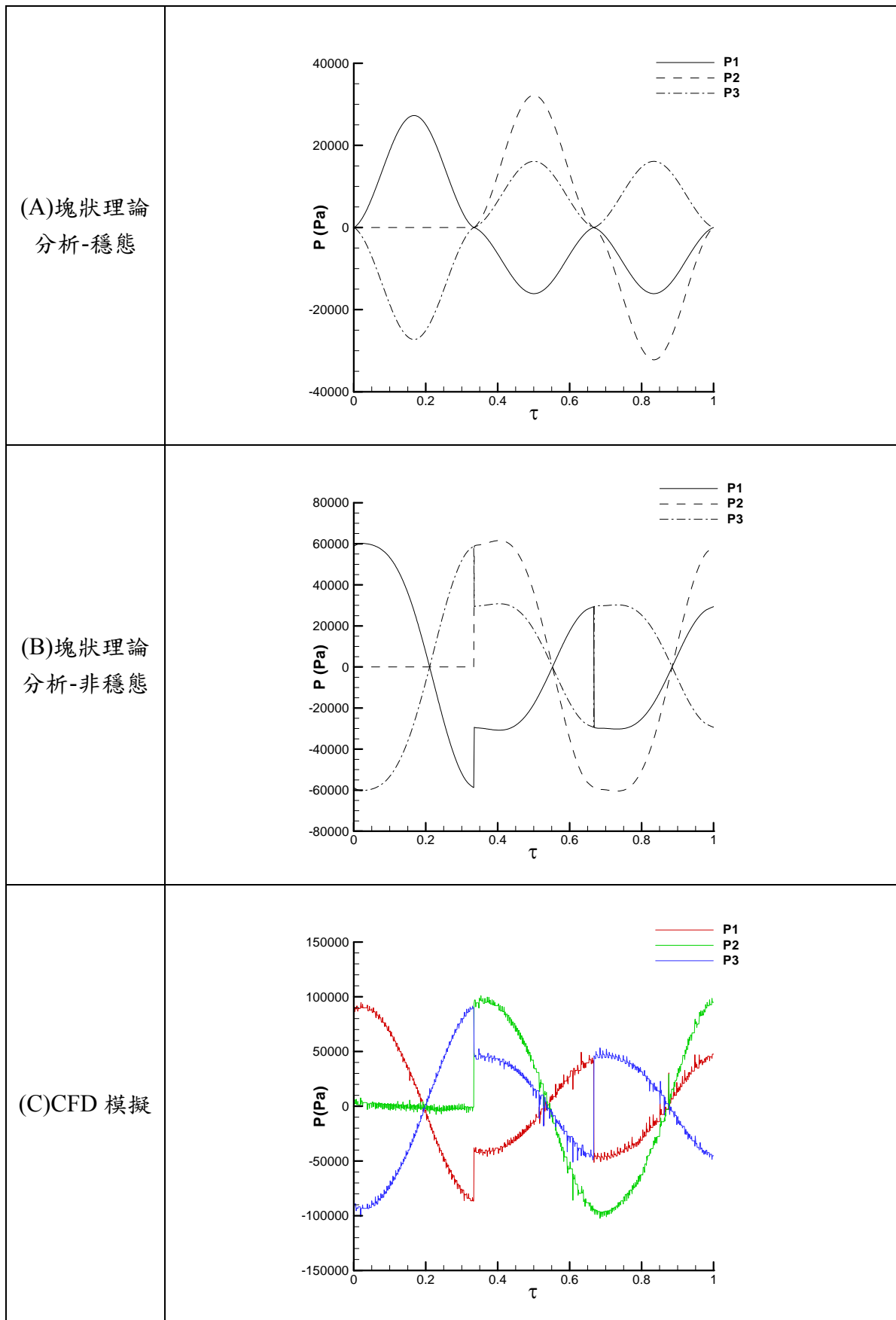


圖 6.11 三腔逆向三相位(背壓=0)壓力隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)

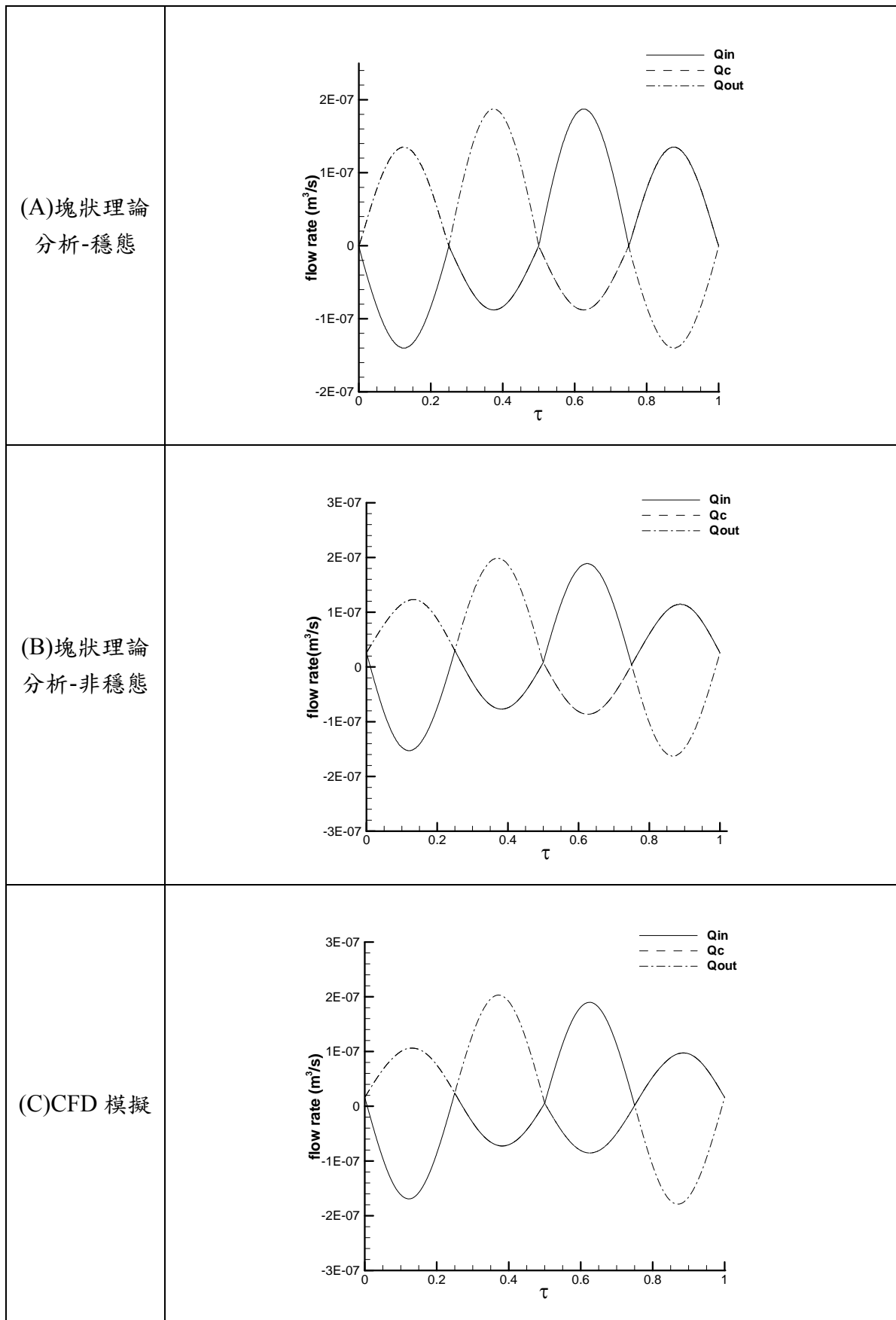


圖 6.12 二腔四相位(背壓=0)流量隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)

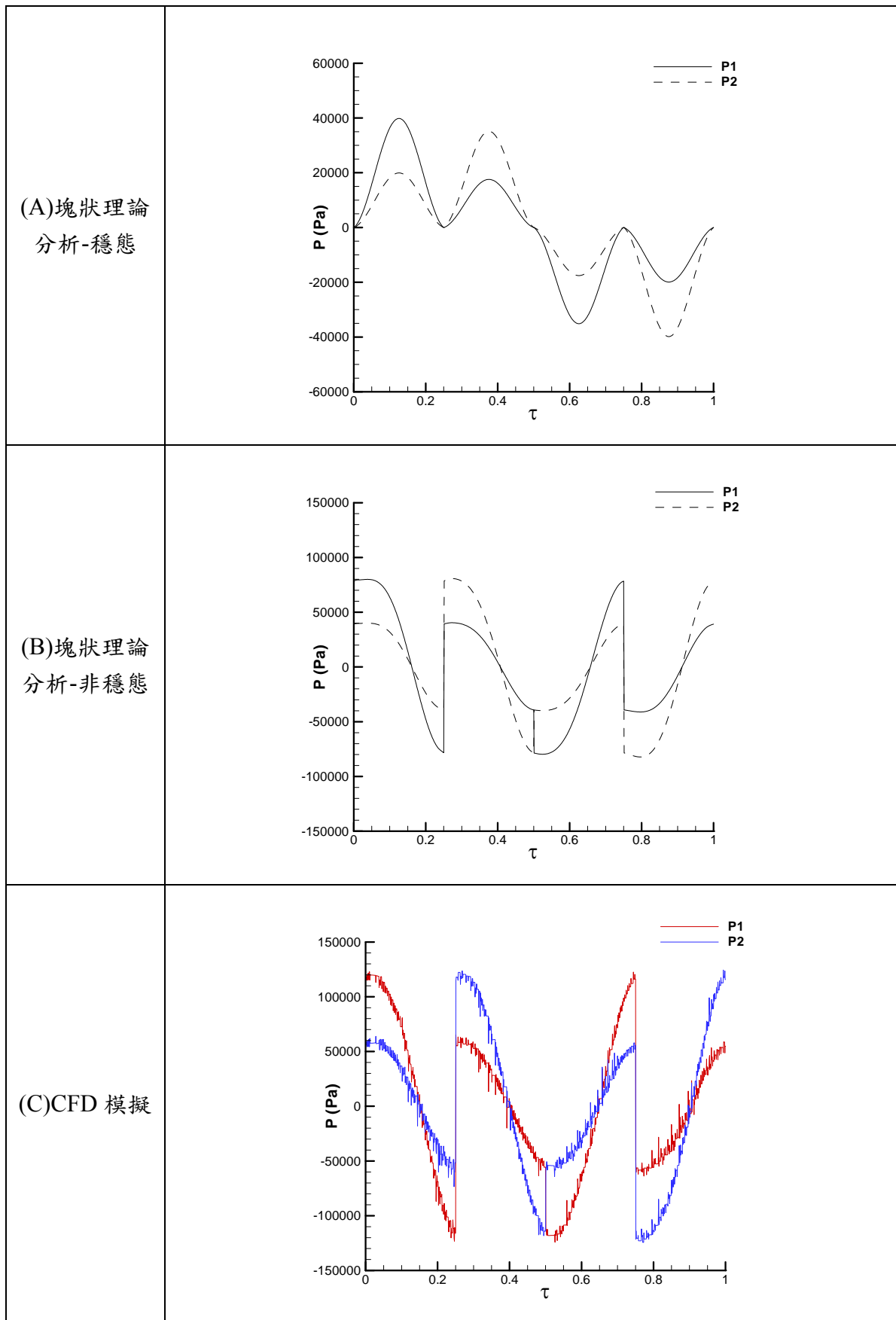


圖 6.13 二腔四相位(背壓=0)壓力隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)

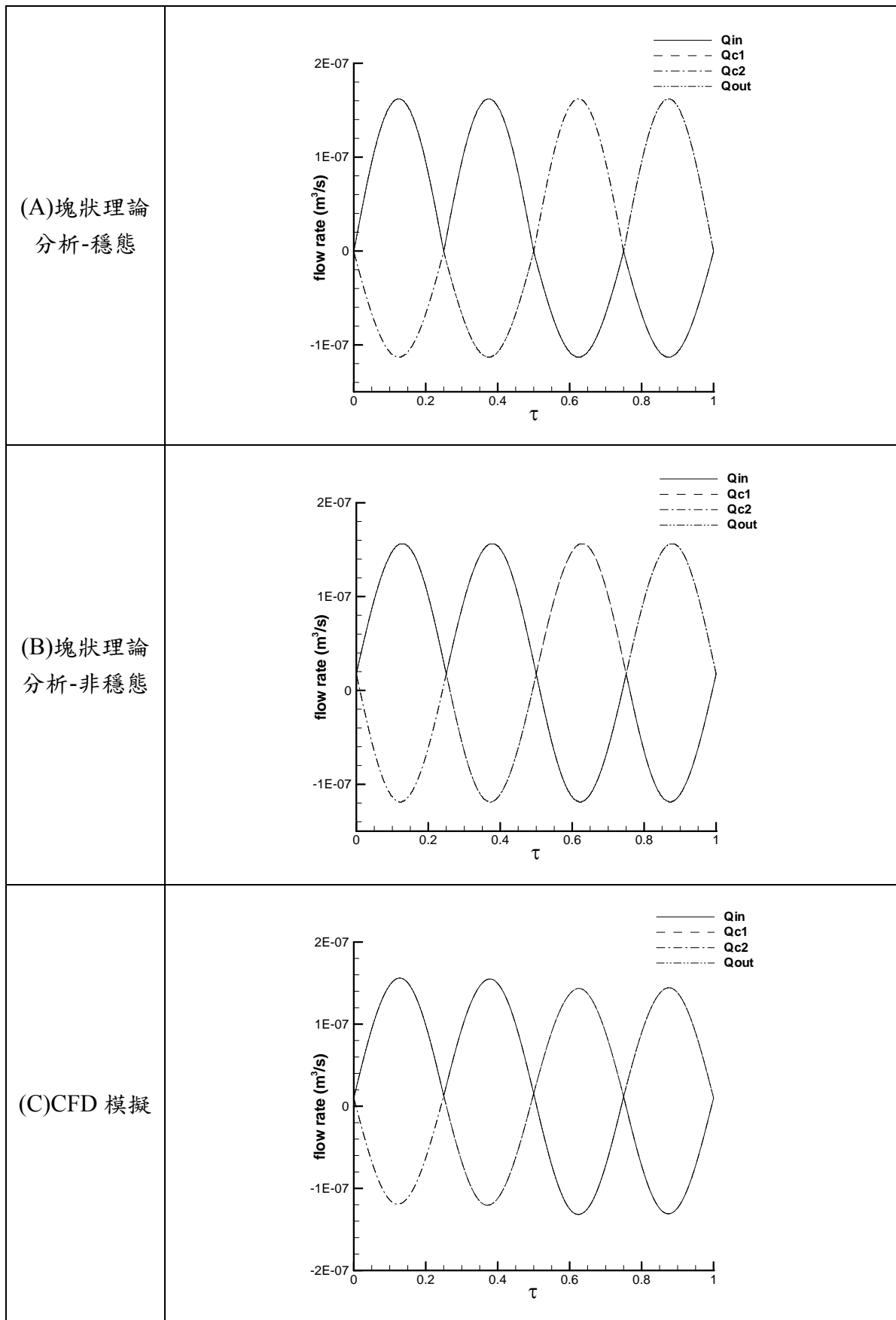


圖 6.14 三腔四相位(背壓=0)流量隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)

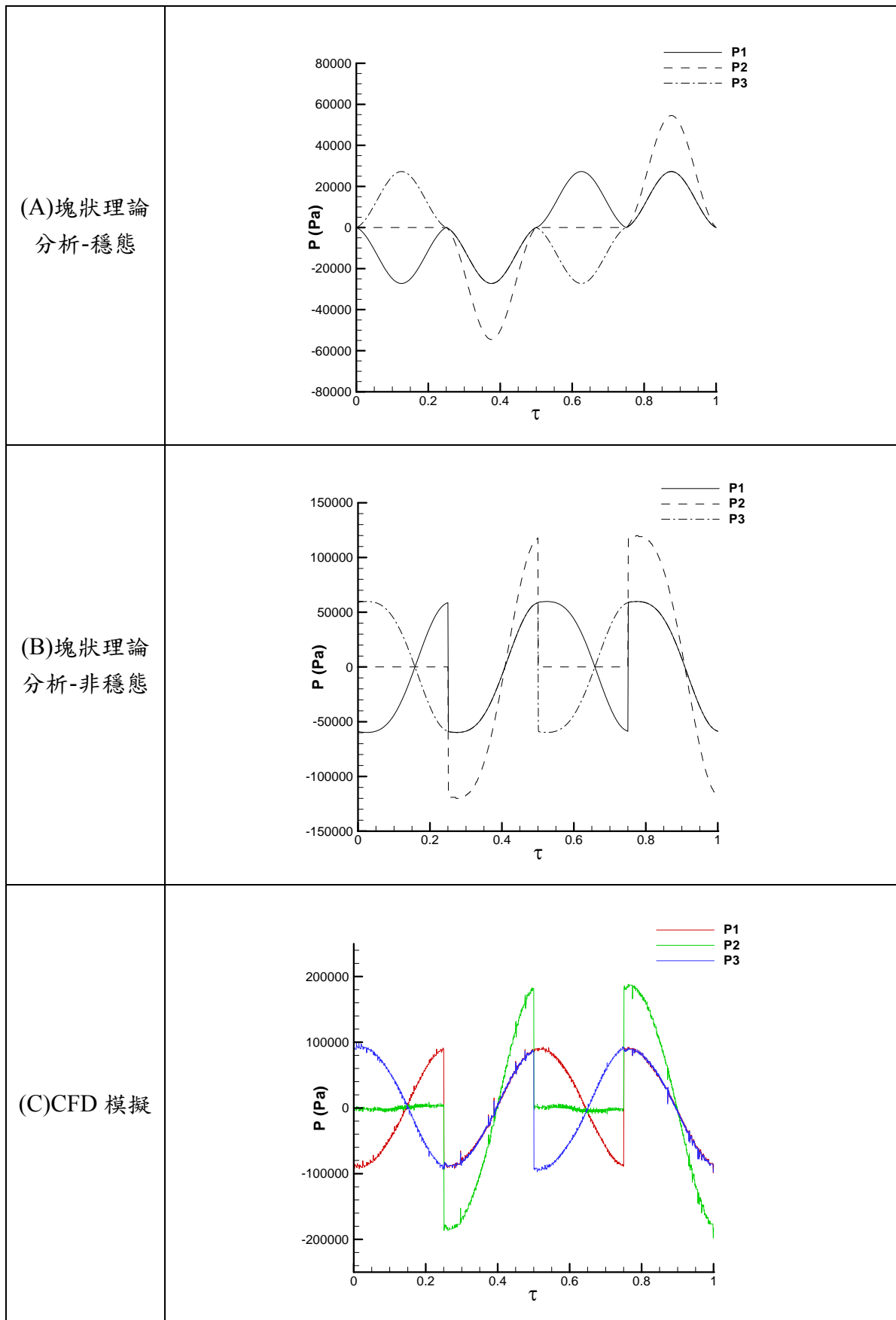


圖 6.15 三腔四相位(背壓=0)壓力隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)

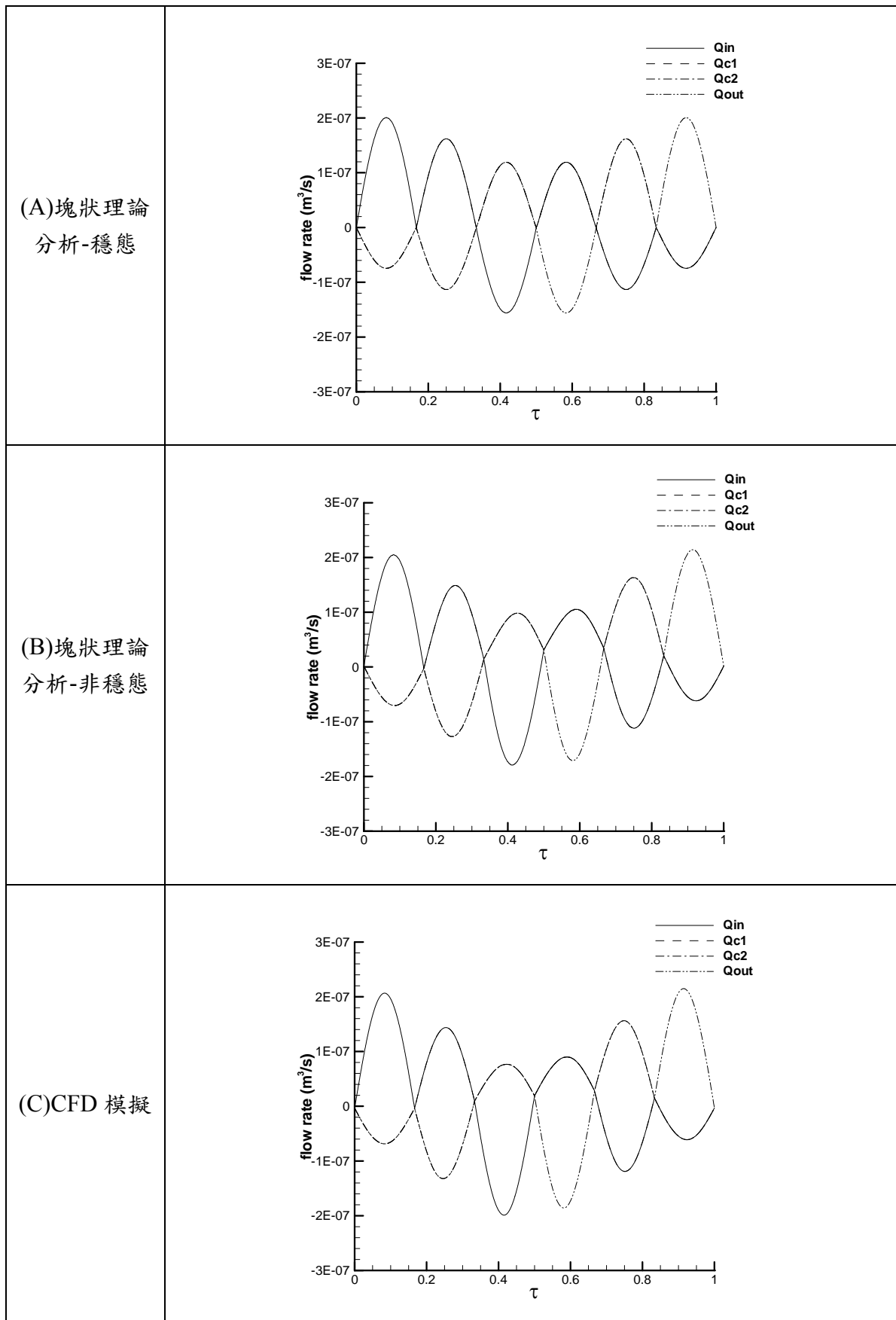


圖 6.16 三腔六相位(背壓=0)流量隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)

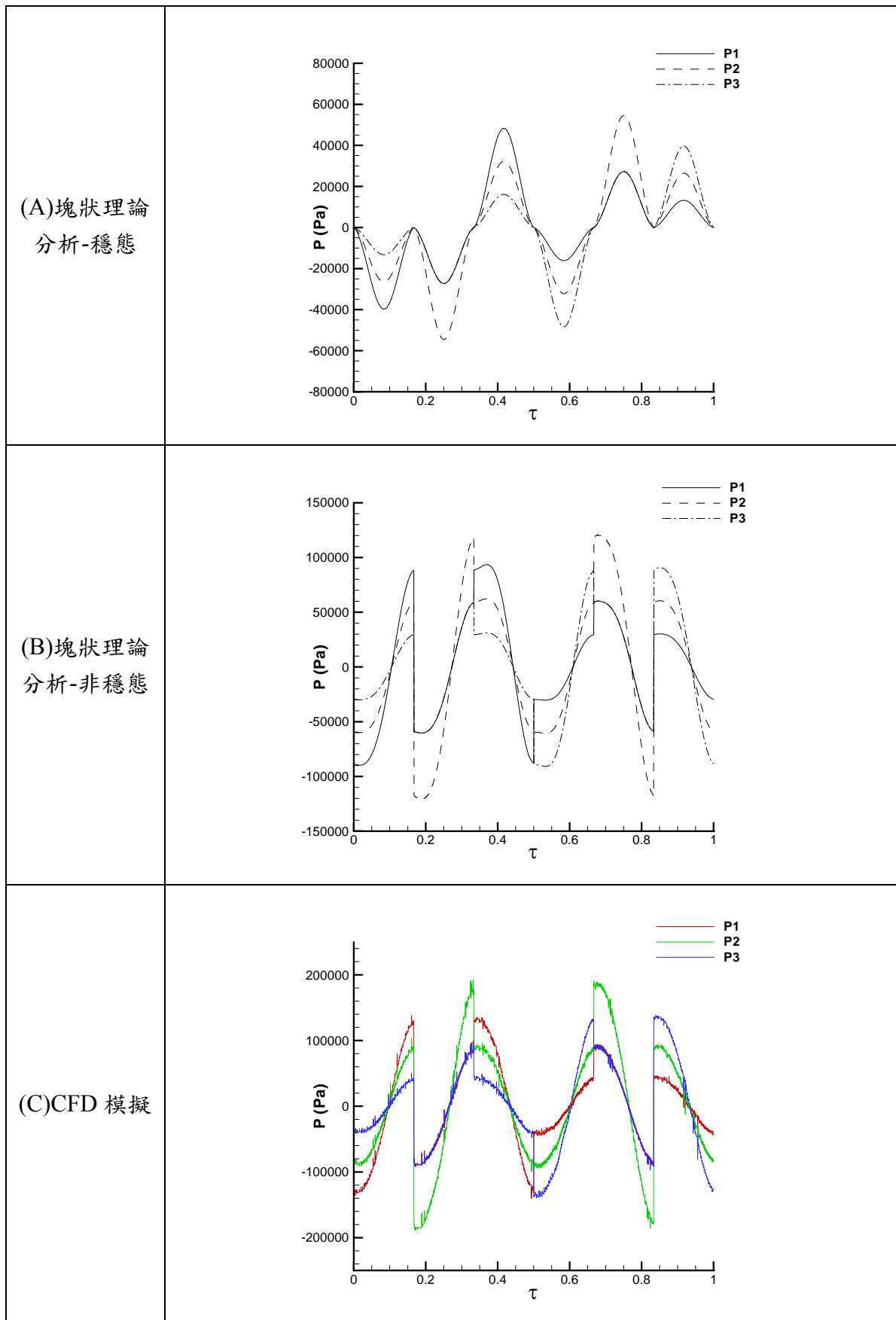


圖 6.17 三腔六相位(背壓=0)壓力隨時間變化圖(漸縮/漸擴管)

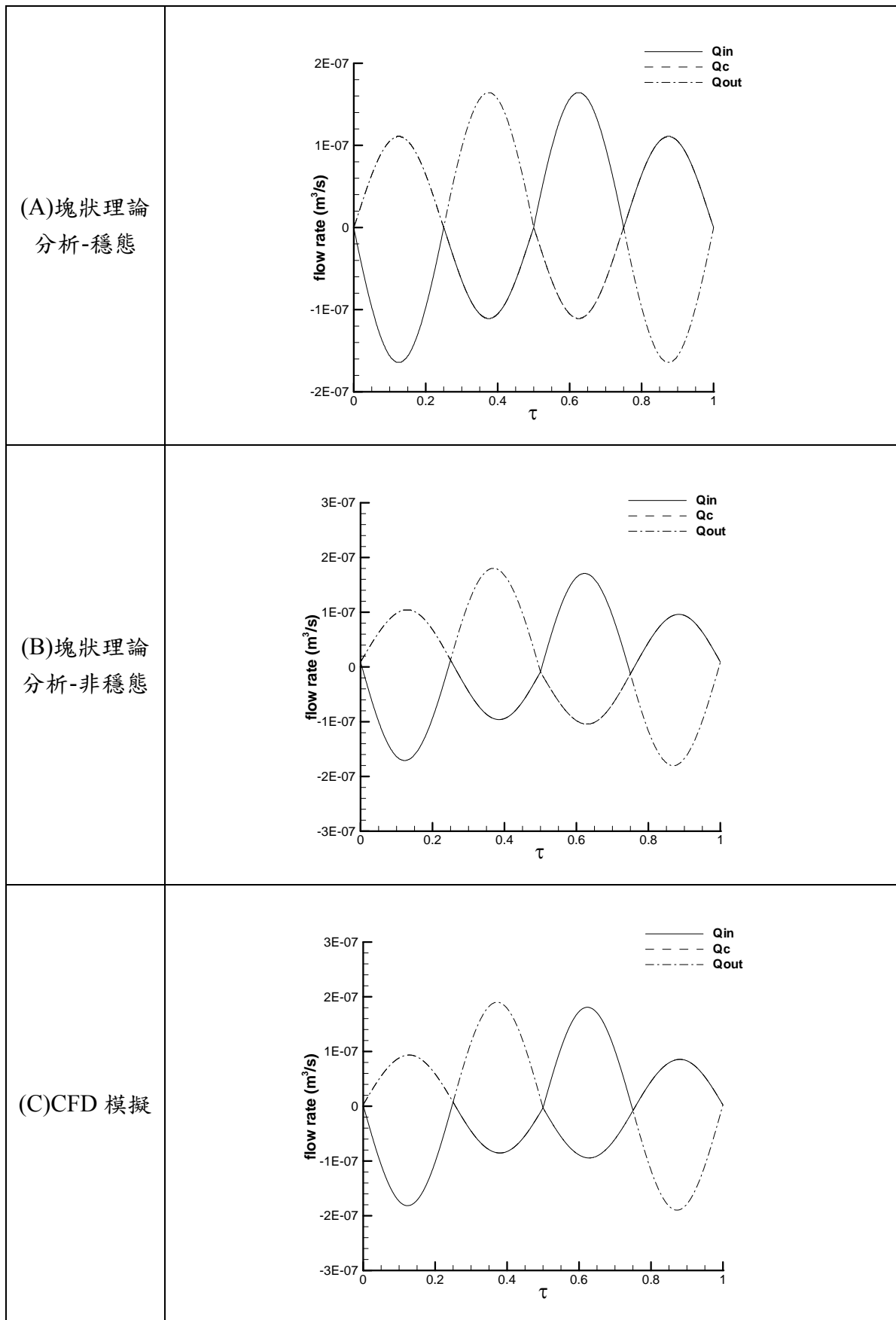


圖 6.18 二腔四相位(背壓=0)流量隨時間變化圖(直管)

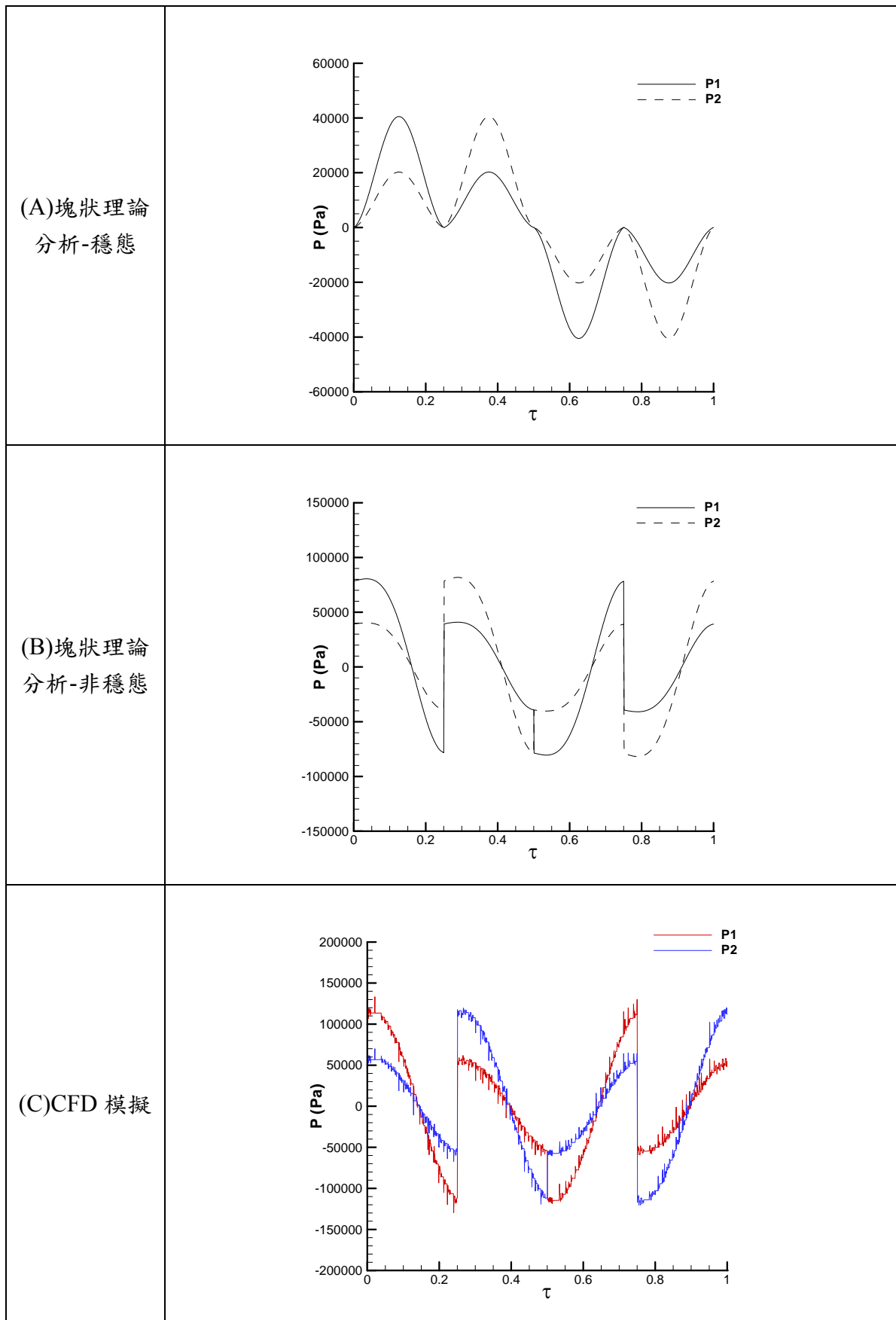


圖 6.19 二腔四相位(背壓=0)壓力隨時間變化圖(直管)

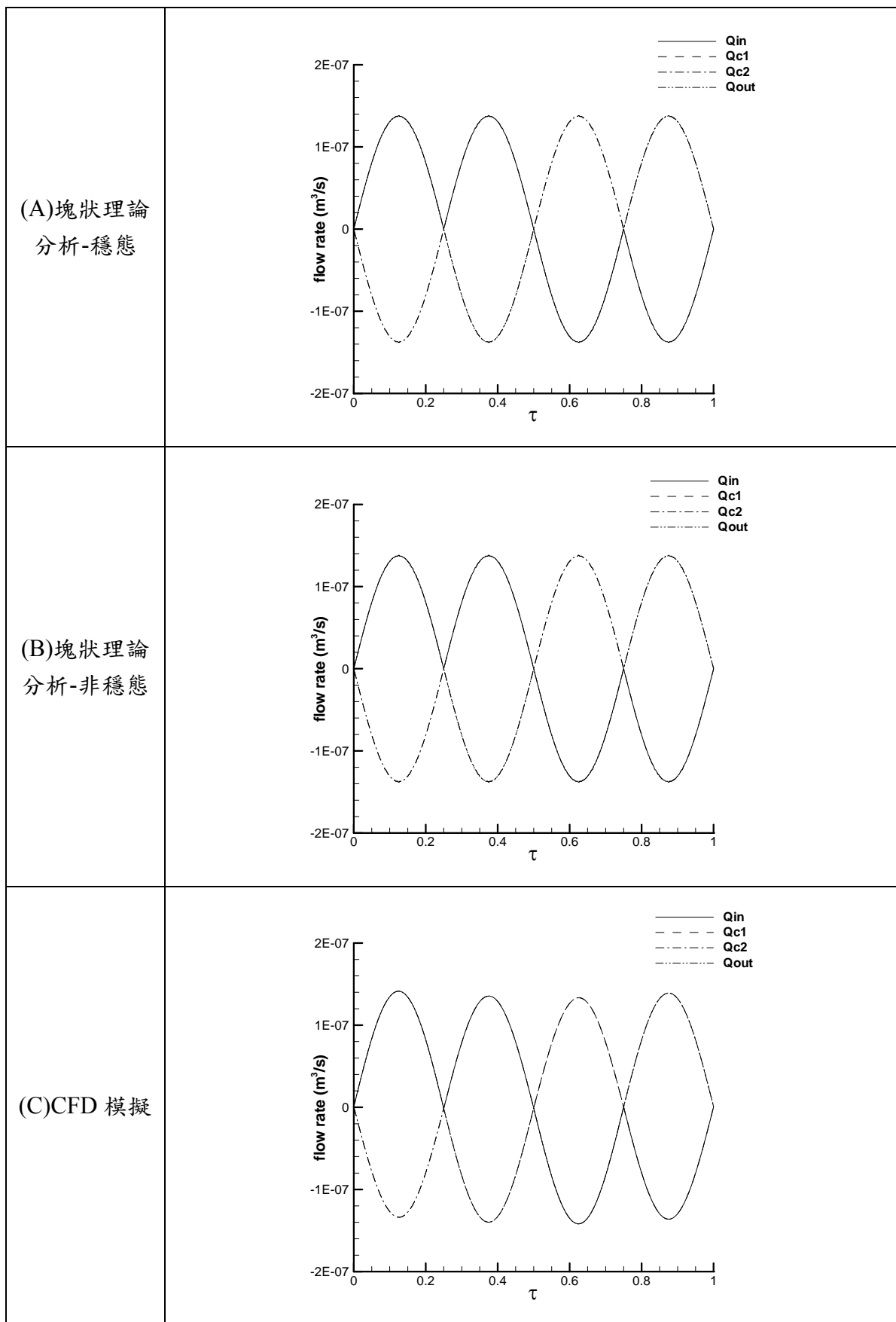


圖 6.20 三腔四相位(背壓=0)流量隨時間變化圖(直管)

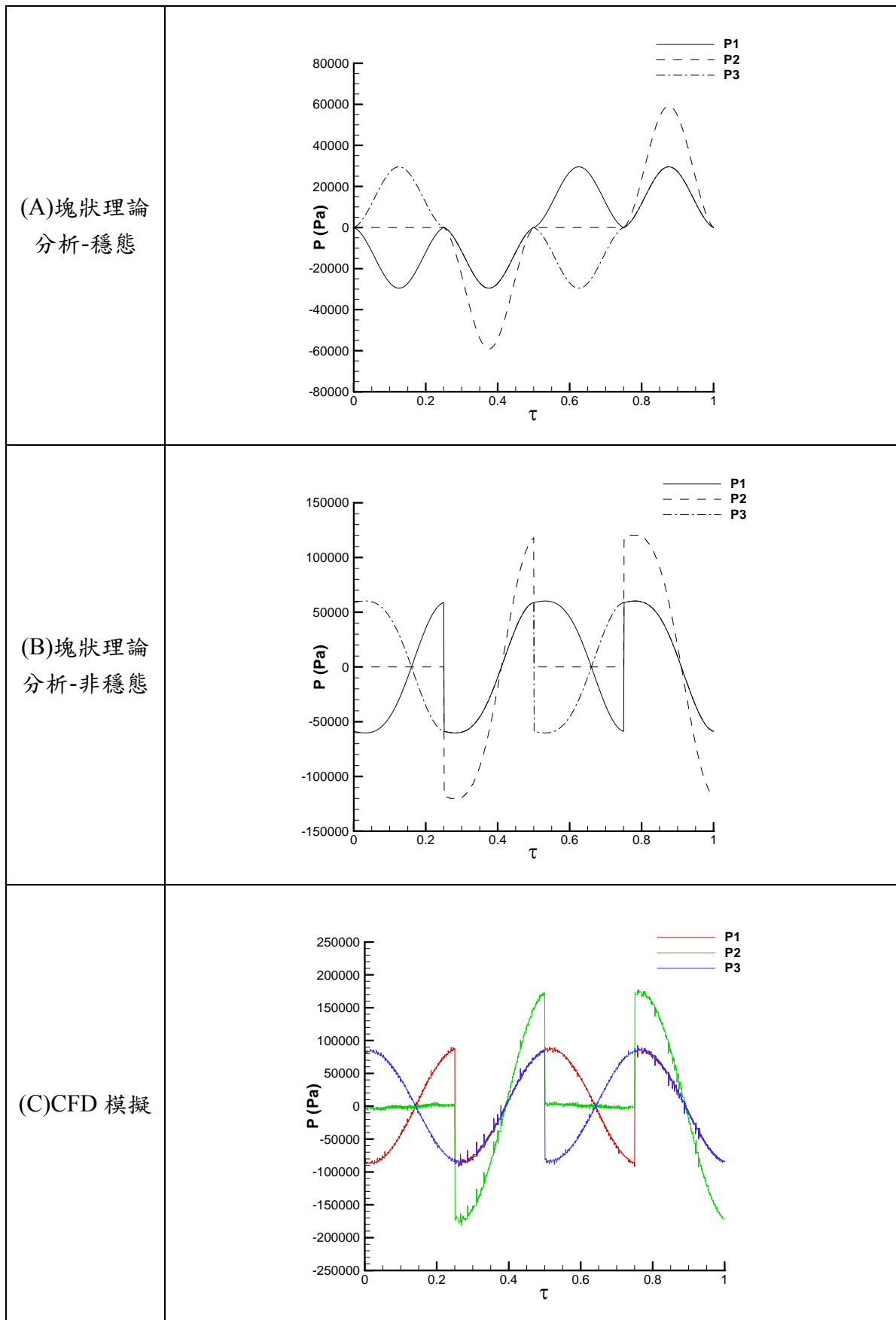


圖 6.21 三腔四相位(背壓=0)壓力隨時間變化圖(直管)

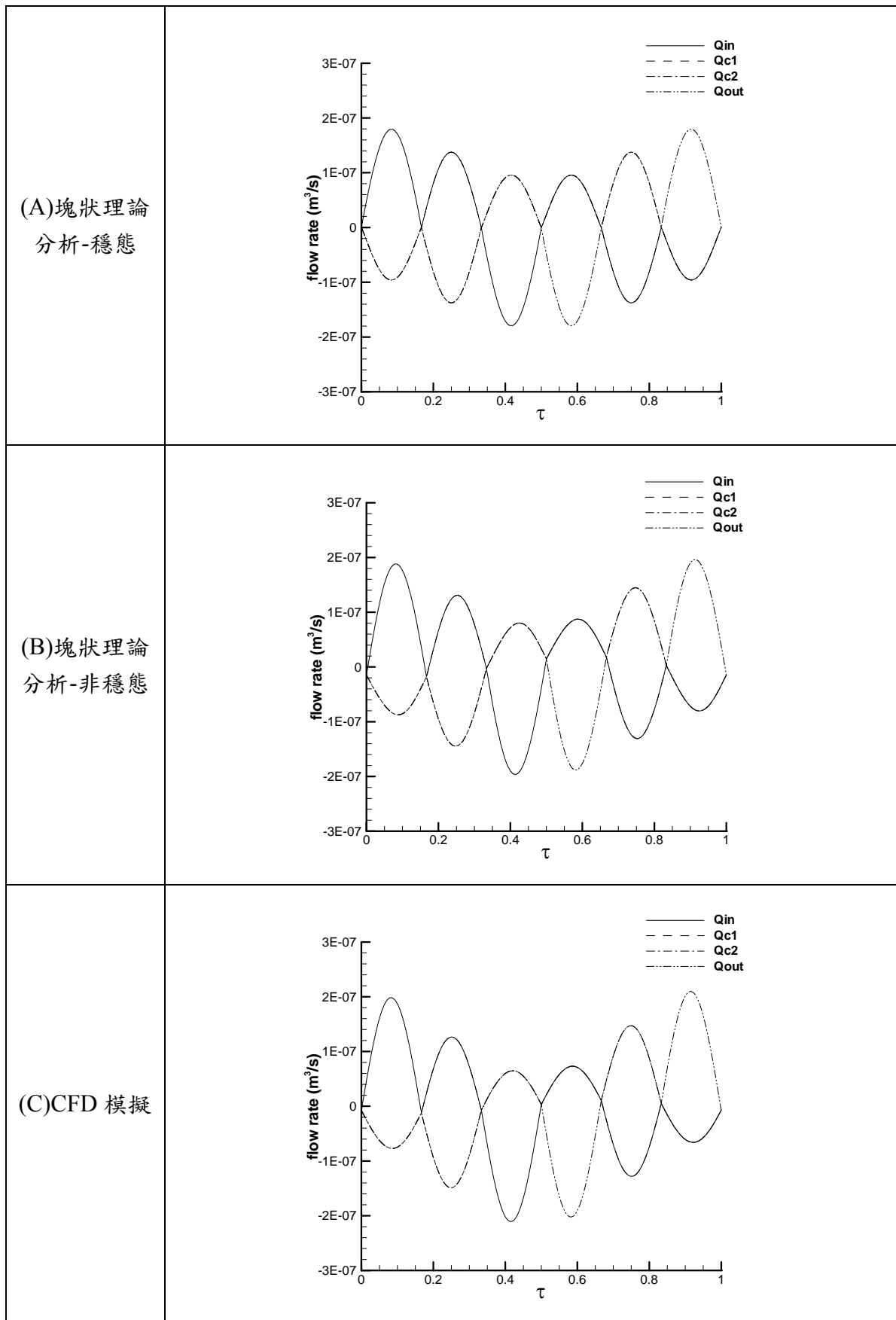


圖 6.22 三腔六相位(背壓=0)流量隨時間變化圖(直管)

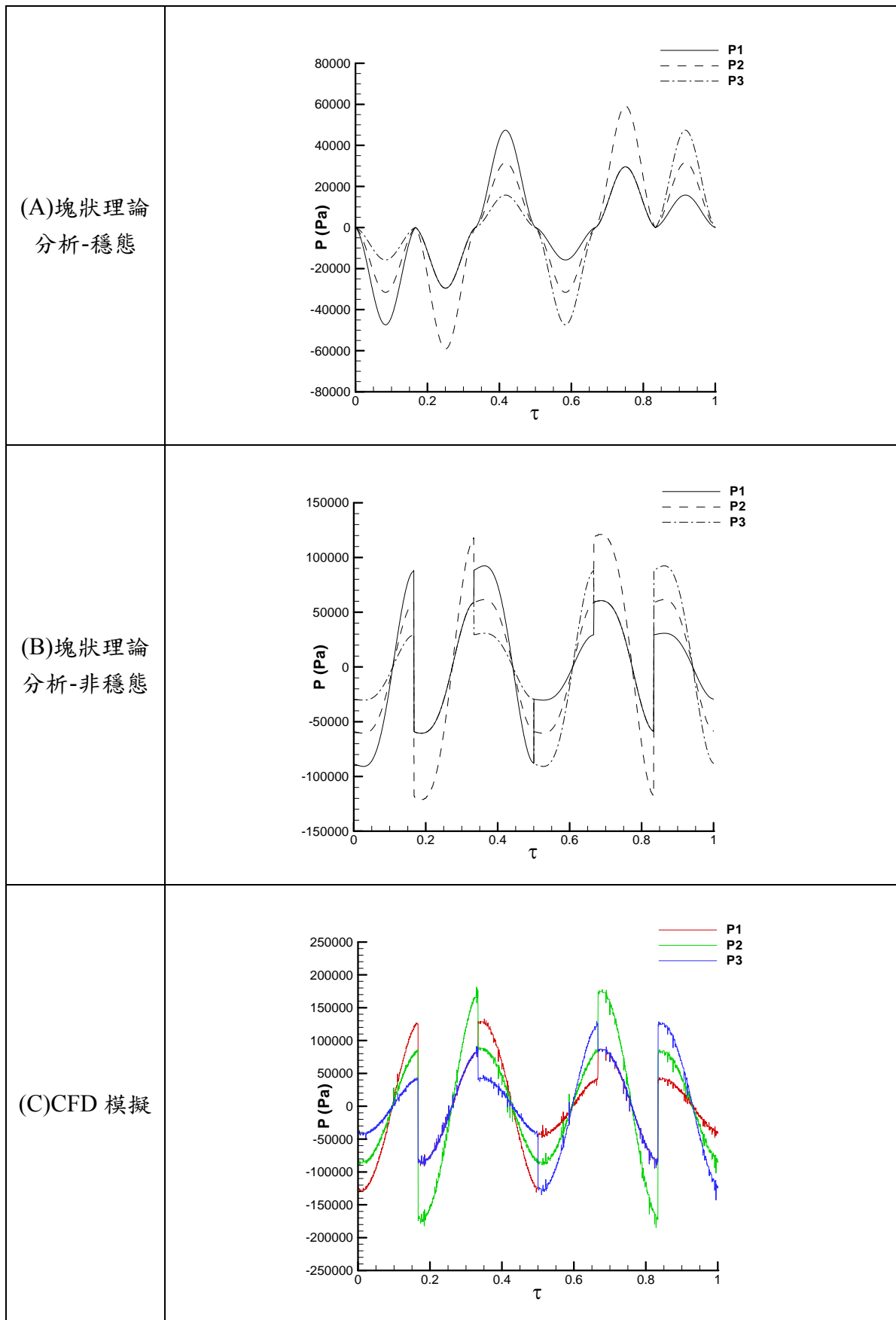


圖 6.23 三腔六相位(背壓=0)壓力隨時間變化圖(直管)

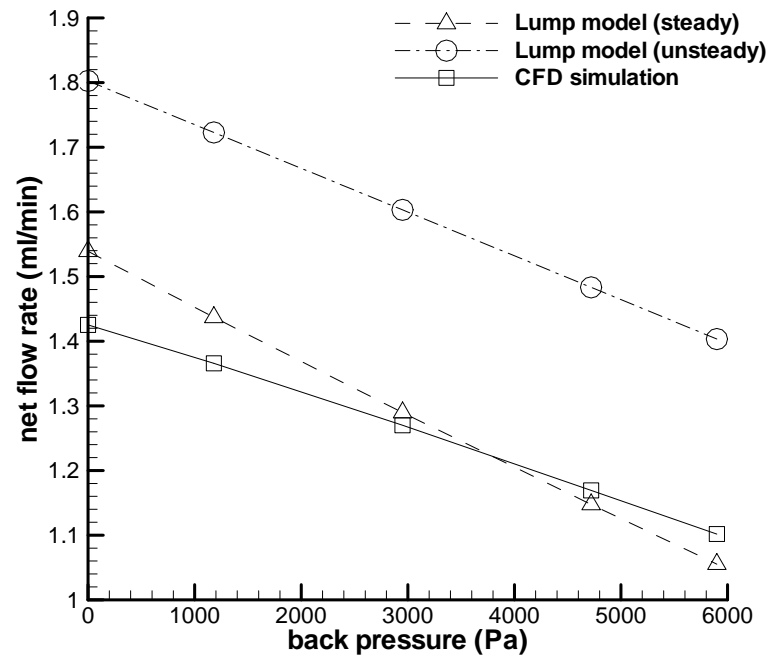


圖 6.24 不同背壓下，三腔逆向三相位的淨流量比較(漸縮/漸擴管)

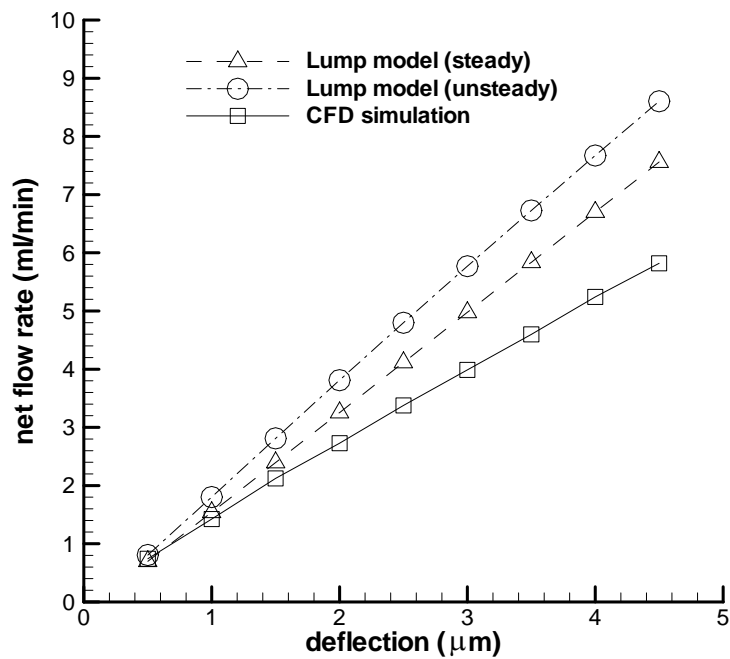


圖 6.25 不同薄膜最大振幅之下，藉由塊狀分析及 CFD 計算的淨流量值(漸縮/漸擴管)

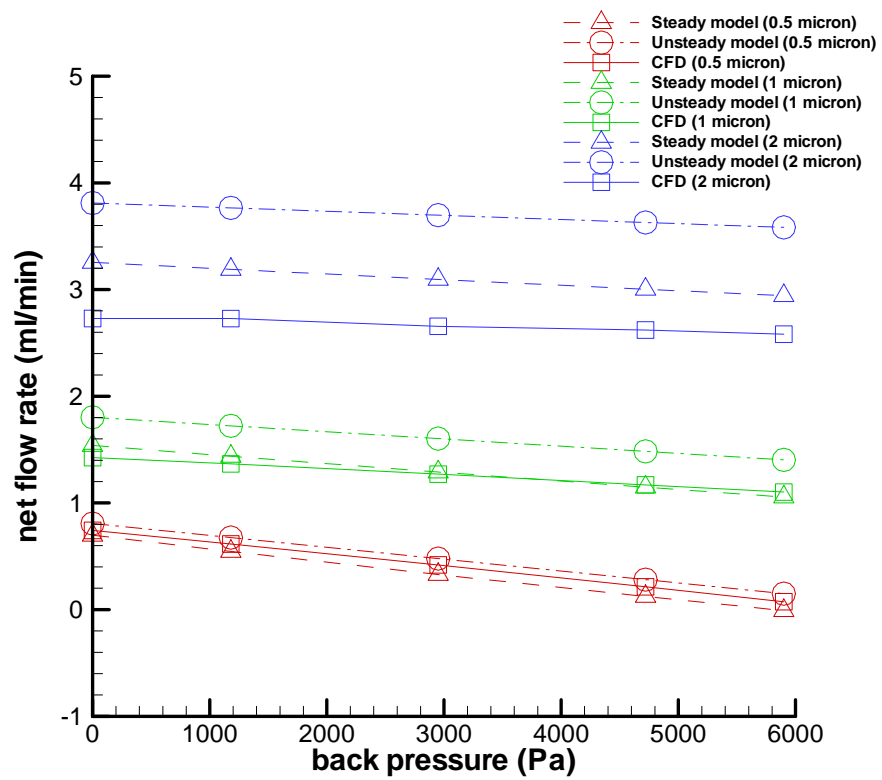


圖 6.26 不同薄膜最大振幅及背壓下，藉由塊狀分析及 CFD 計算的淨流量值(漸縮/漸擴管)

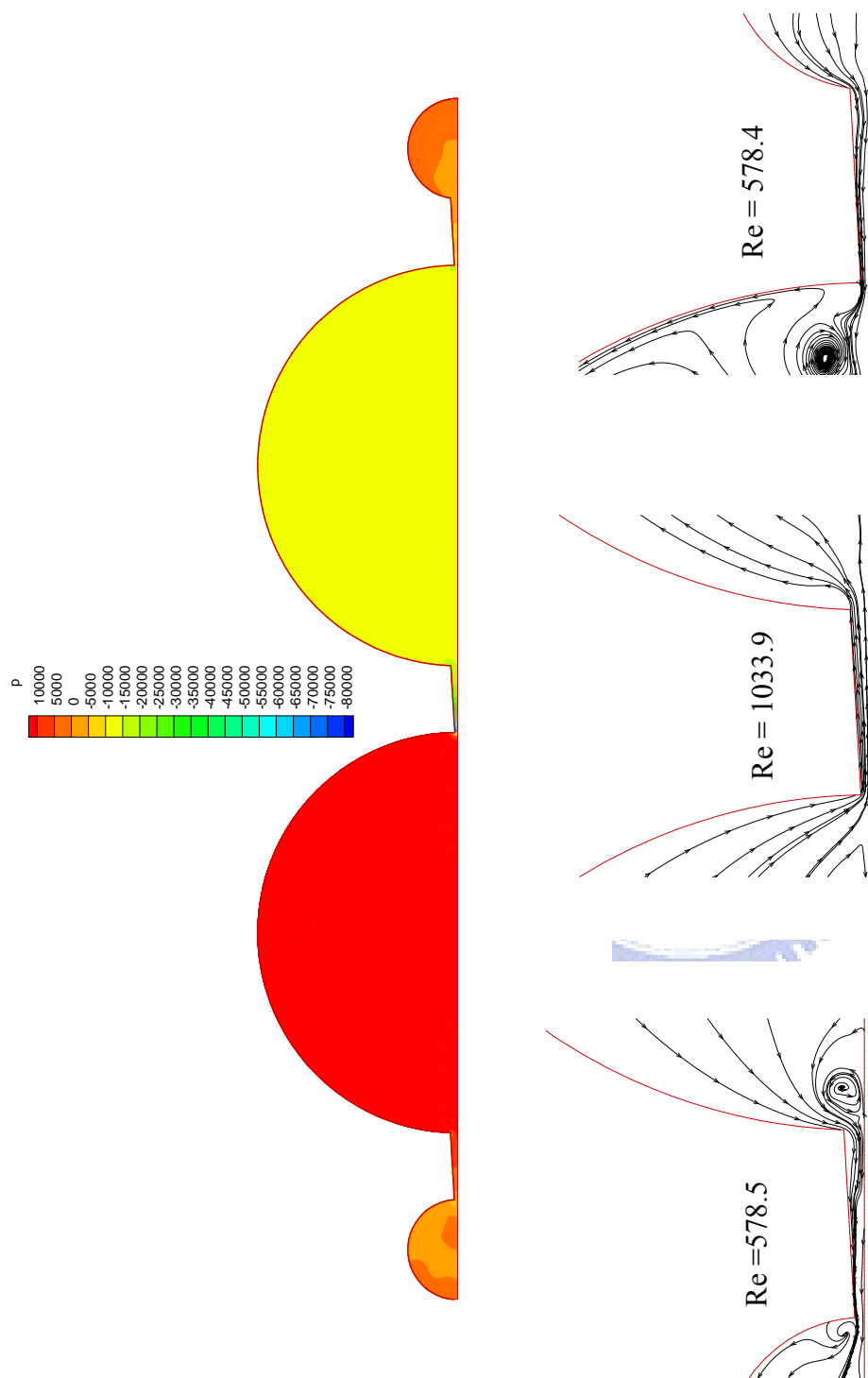


圖 6.27(A) 二腔順向三相位 $1/6$ 週期時，腔內壓力與流線圖

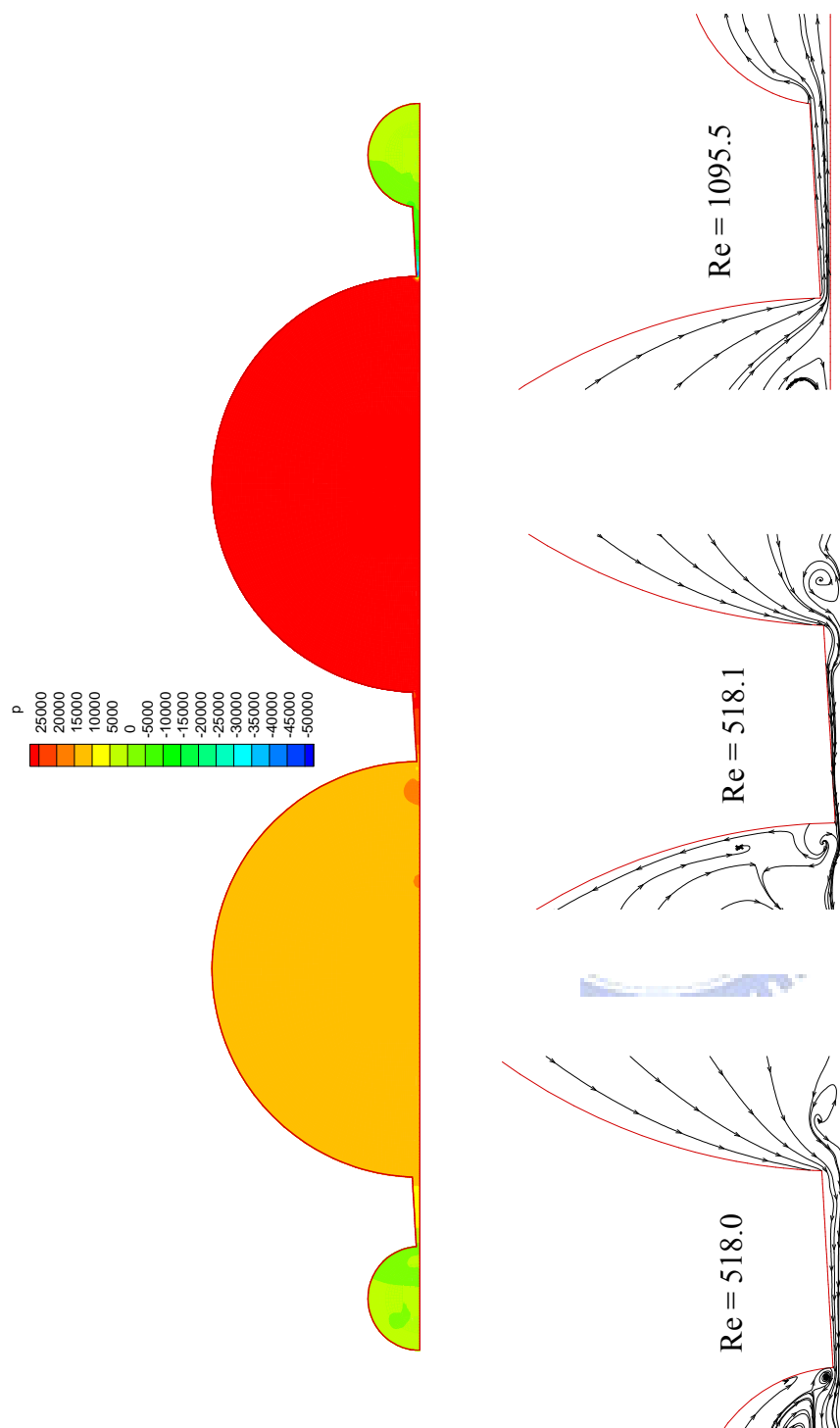


圖 6.27(B) 二腔順向三相位 $3/6$ 週期時，腔內壓力與流線圖

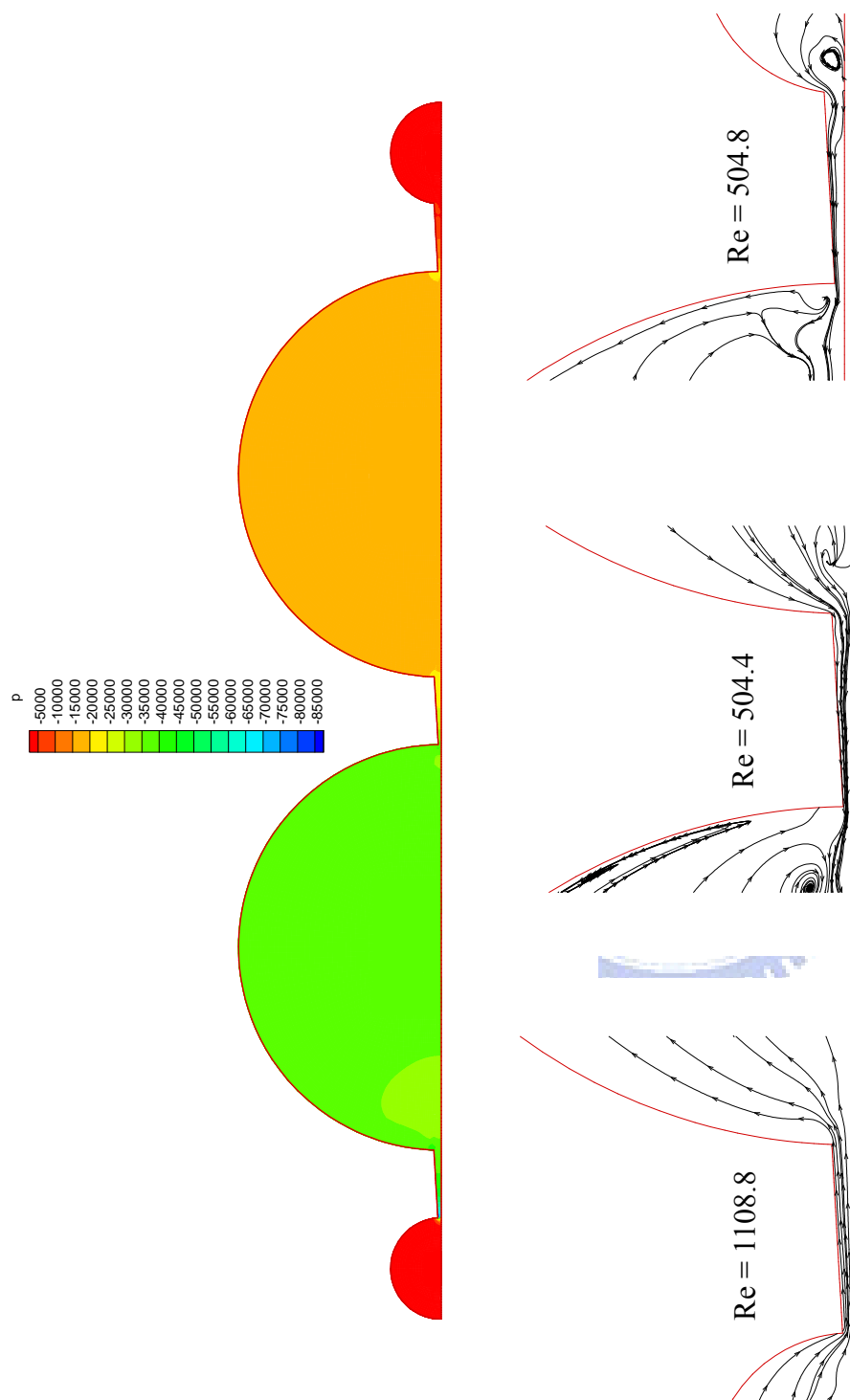


圖 6.27(C) 二腔順向三相位 5/6 週期時，腔內壓力與流線圖

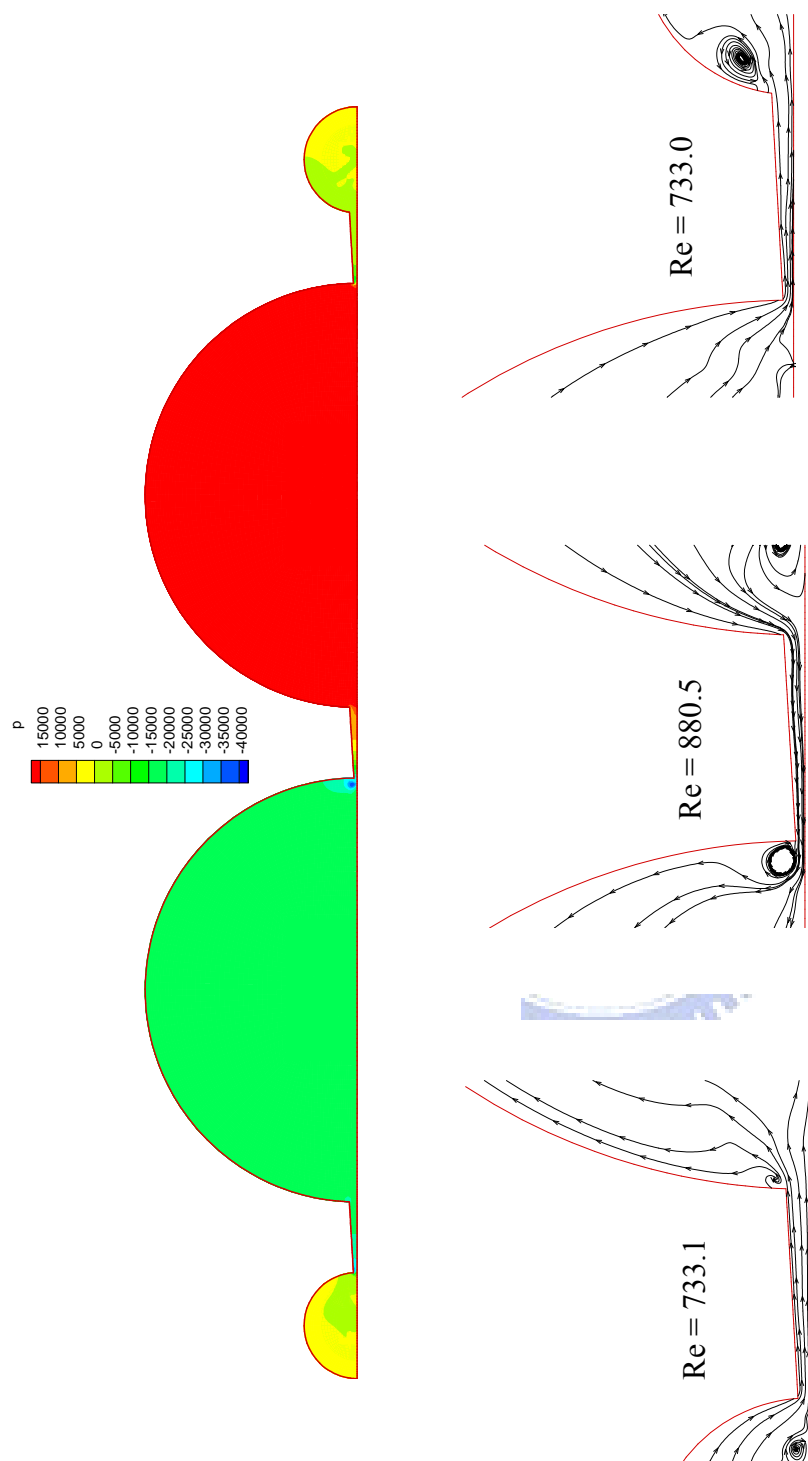


圖 6.28(A) 二腔逆向三相位 1/6 週期時，腔內壓力與流線圖

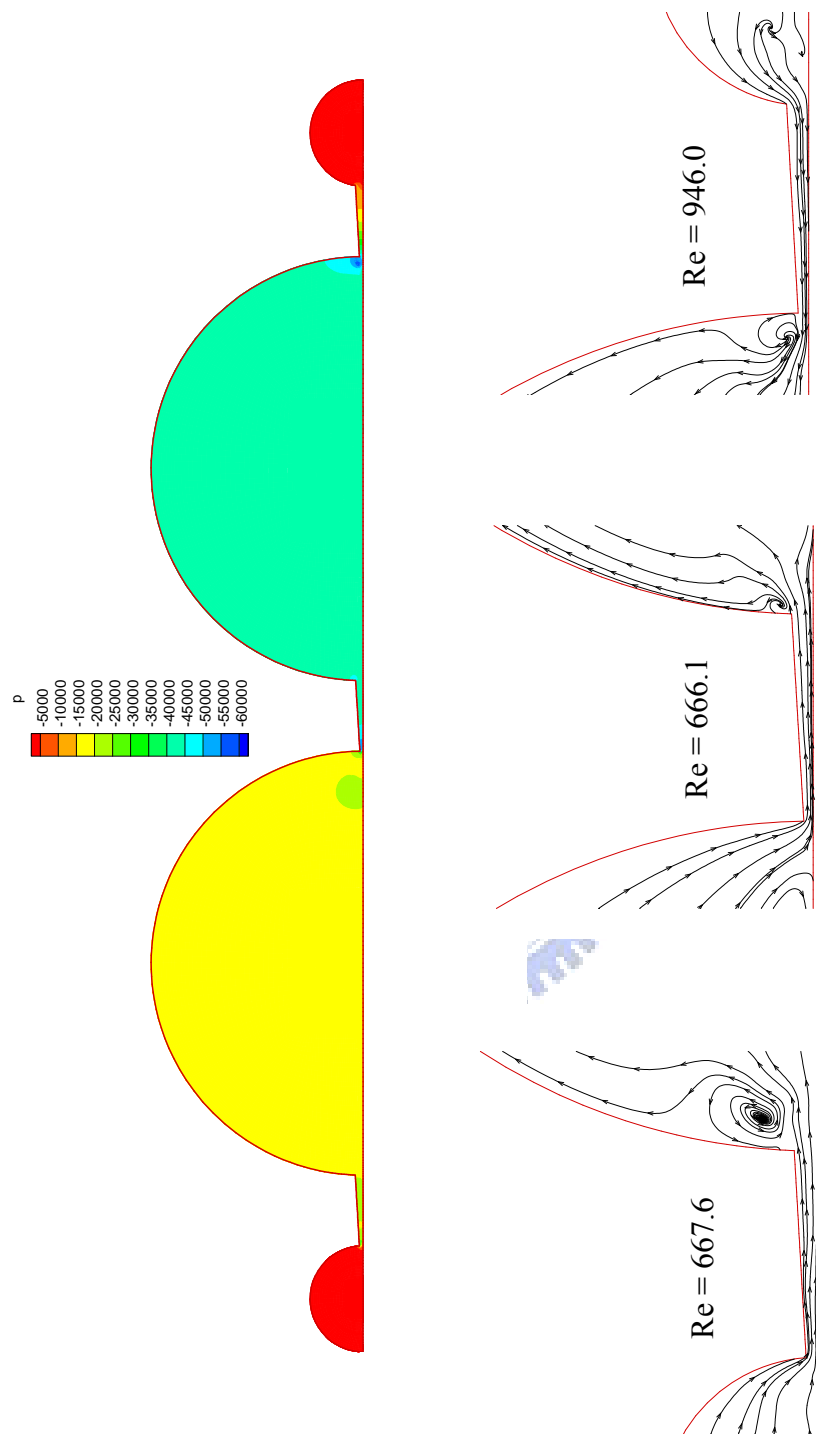


圖 6.28(B) 二腔逆向三相位 3/6 週期時，腔內壓力與流線圖

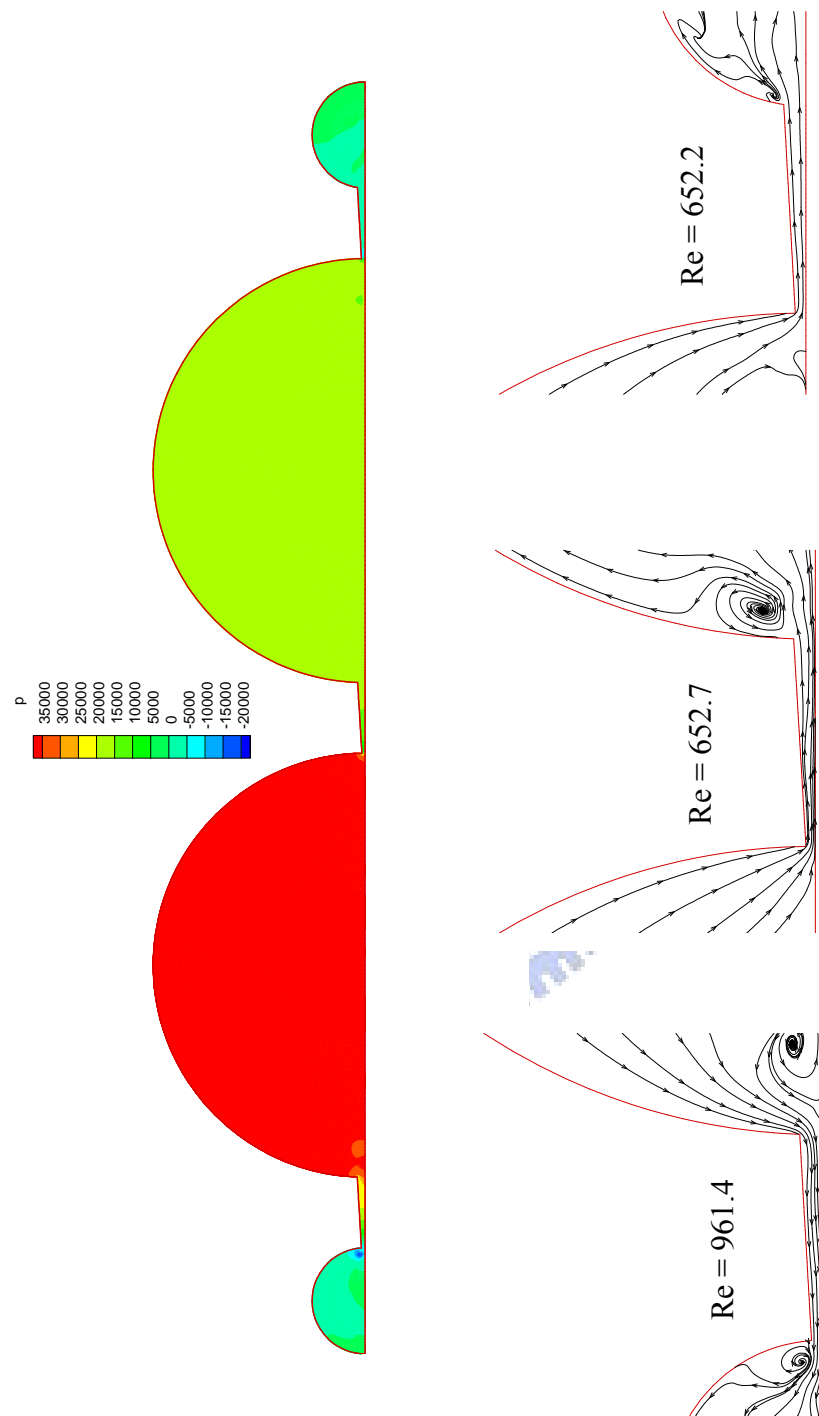


圖 6.28(C) 二腔逆向三相位 5/6 週期時，腔內壓力與流線圖

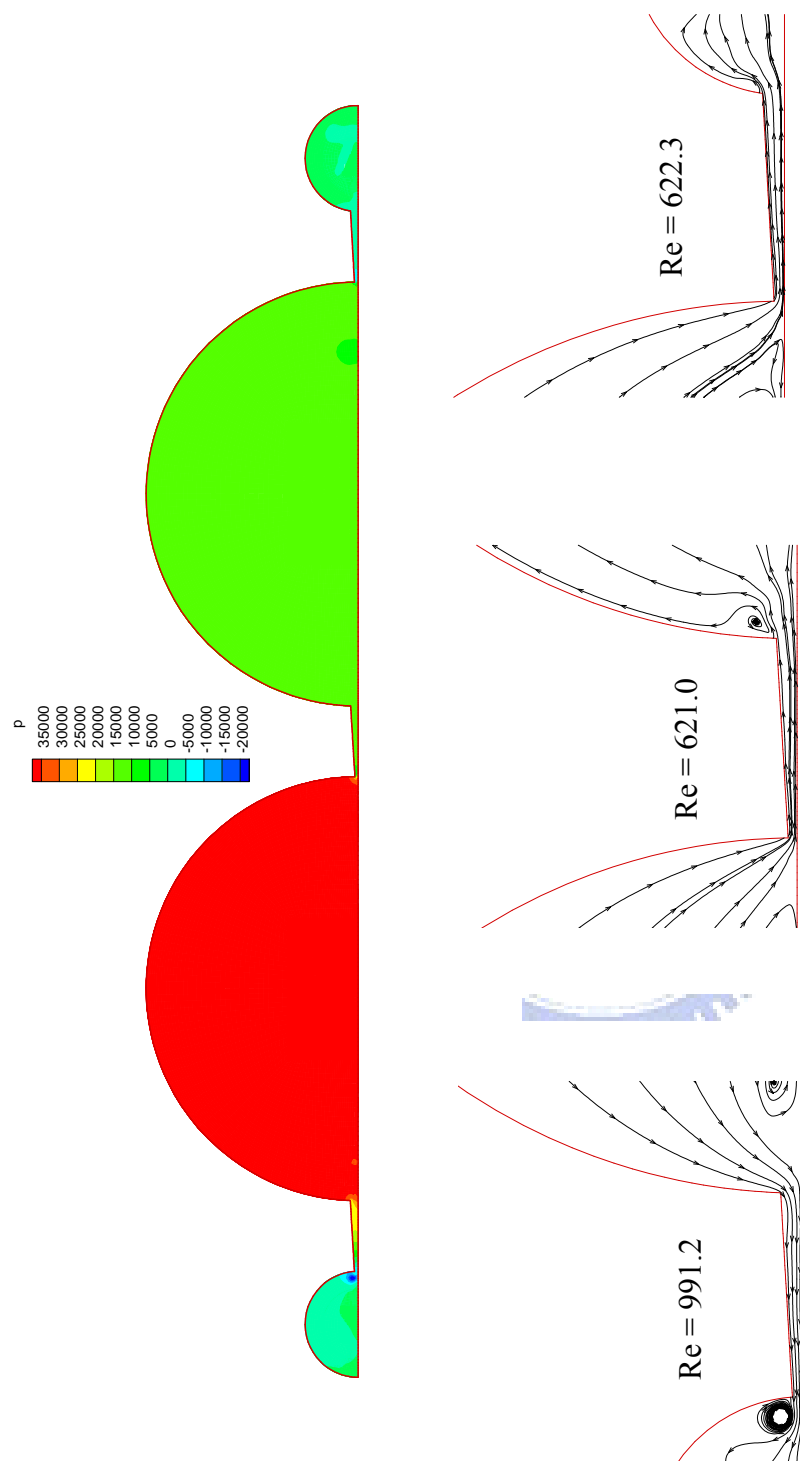


圖 6.29(A) 二腔四相位 1/8 週期時，腔內壓力與流線圖

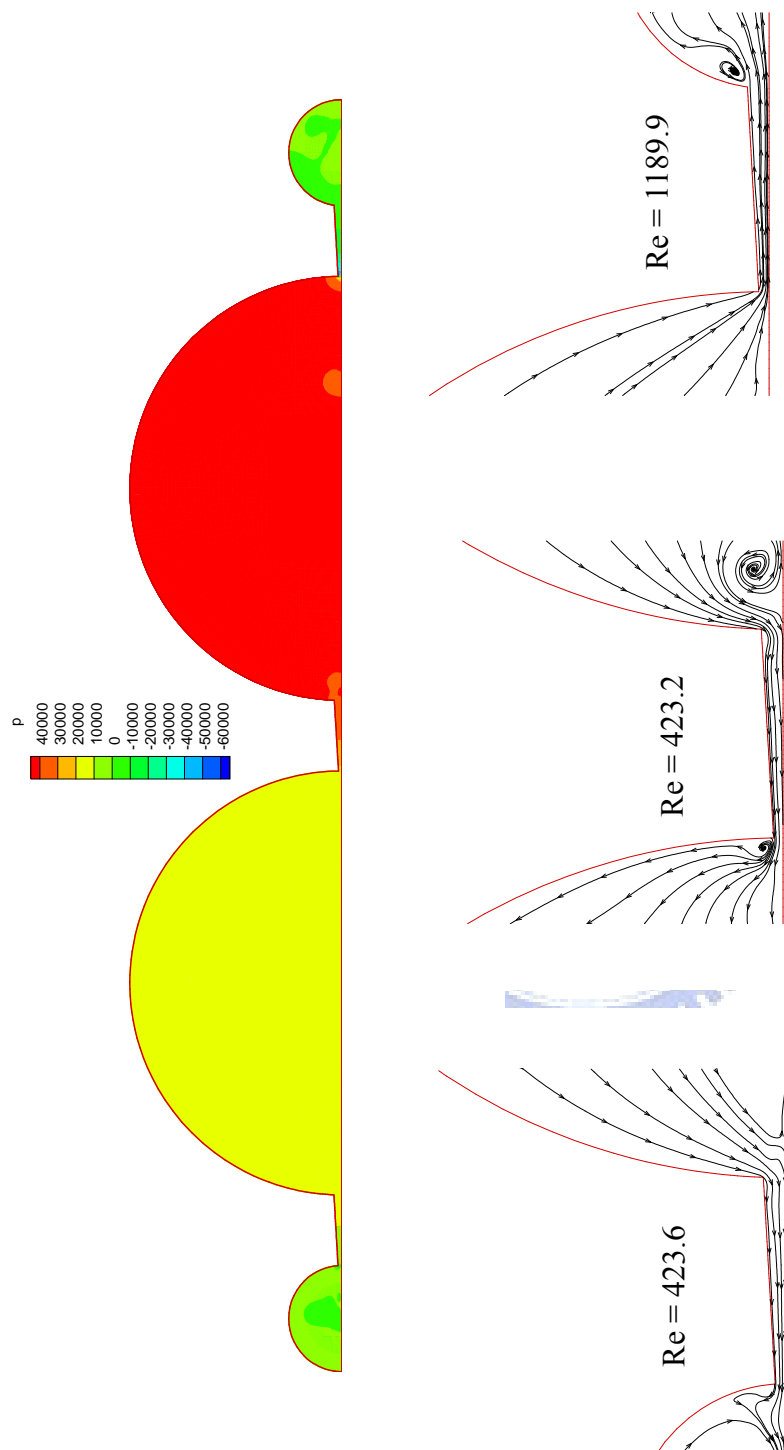


圖 6.29(B) 二腔四相位 $3/8$ 週期時，腔內壓力與流線圖

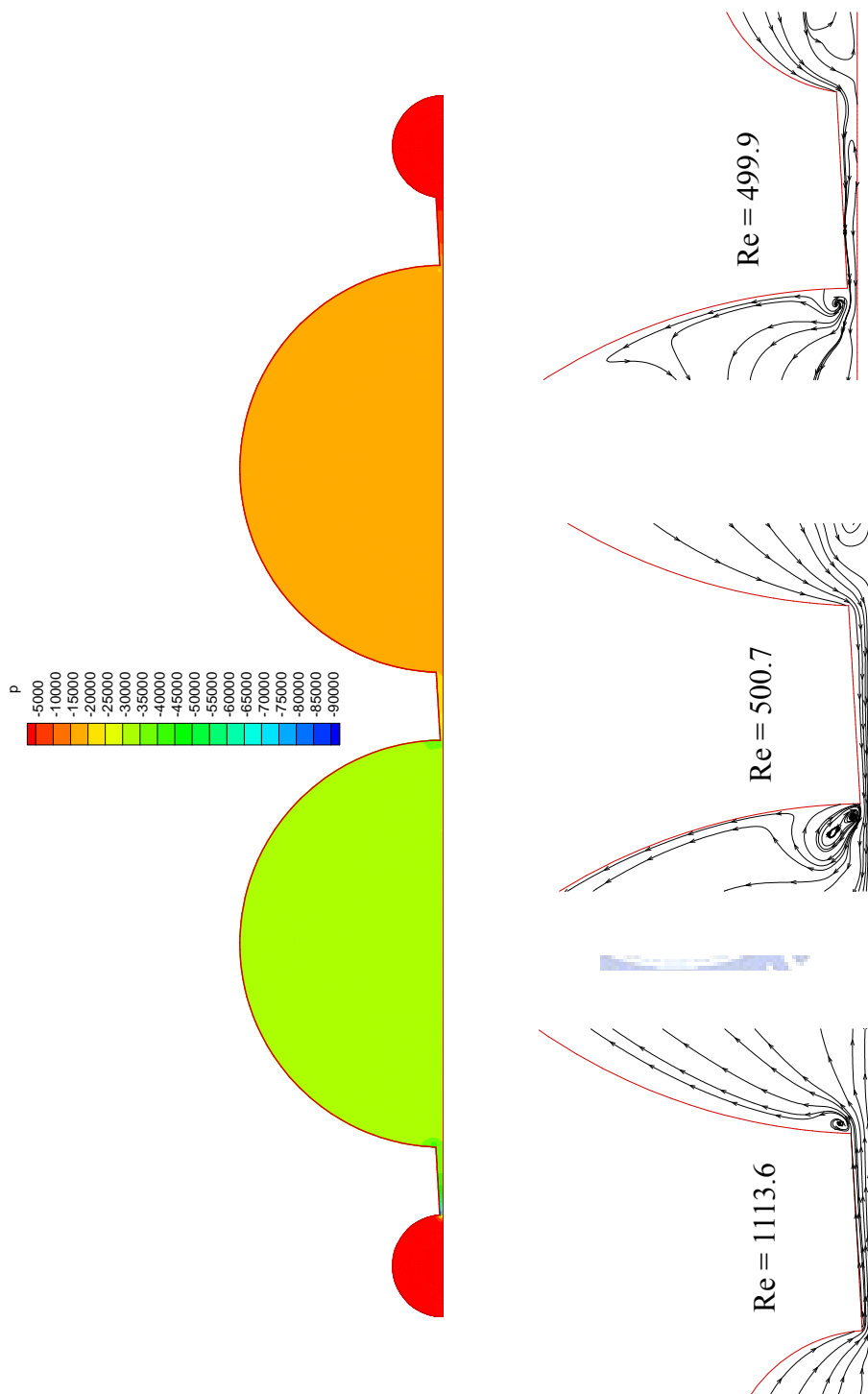


圖 6.29(C) 二腔四相位 $5/8$ 週期時，腔內壓力與流線圖

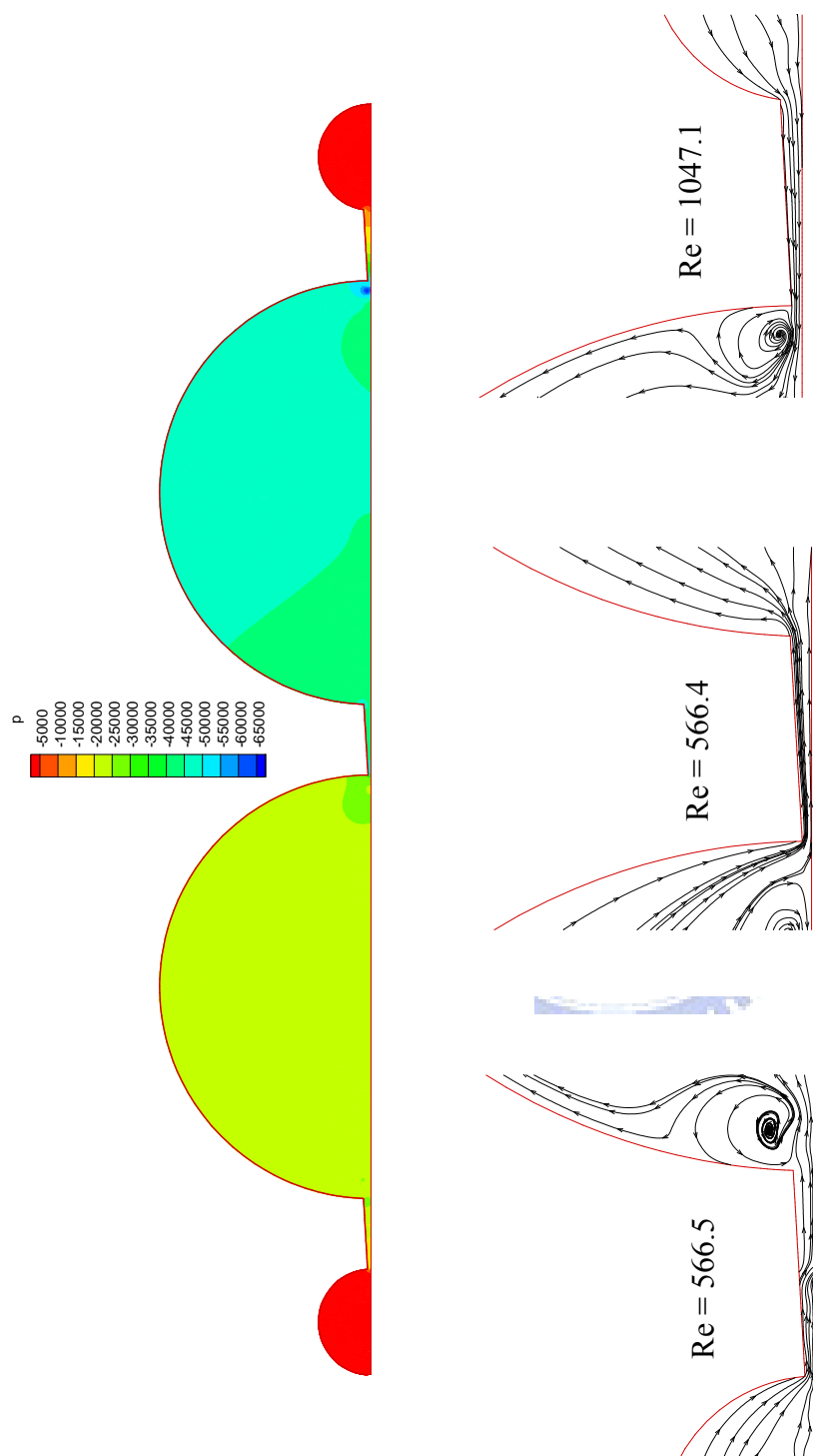


圖 6.29(D) 二腔四相位 7/8 週期時，腔內壓力與流線圖

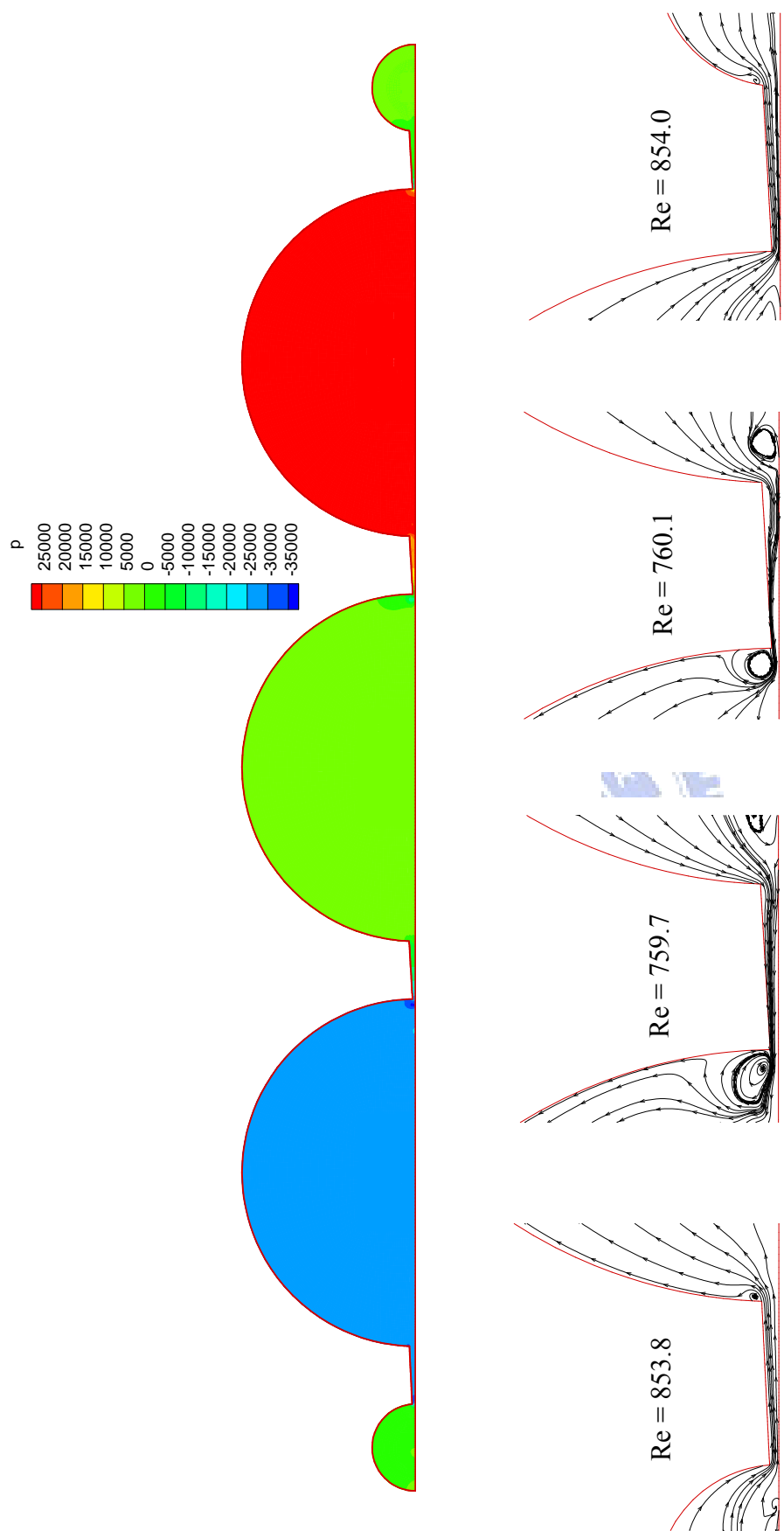


圖 6.30(A) 三腔順向三相位 1/6 週期時，腔內壓力與流線圖

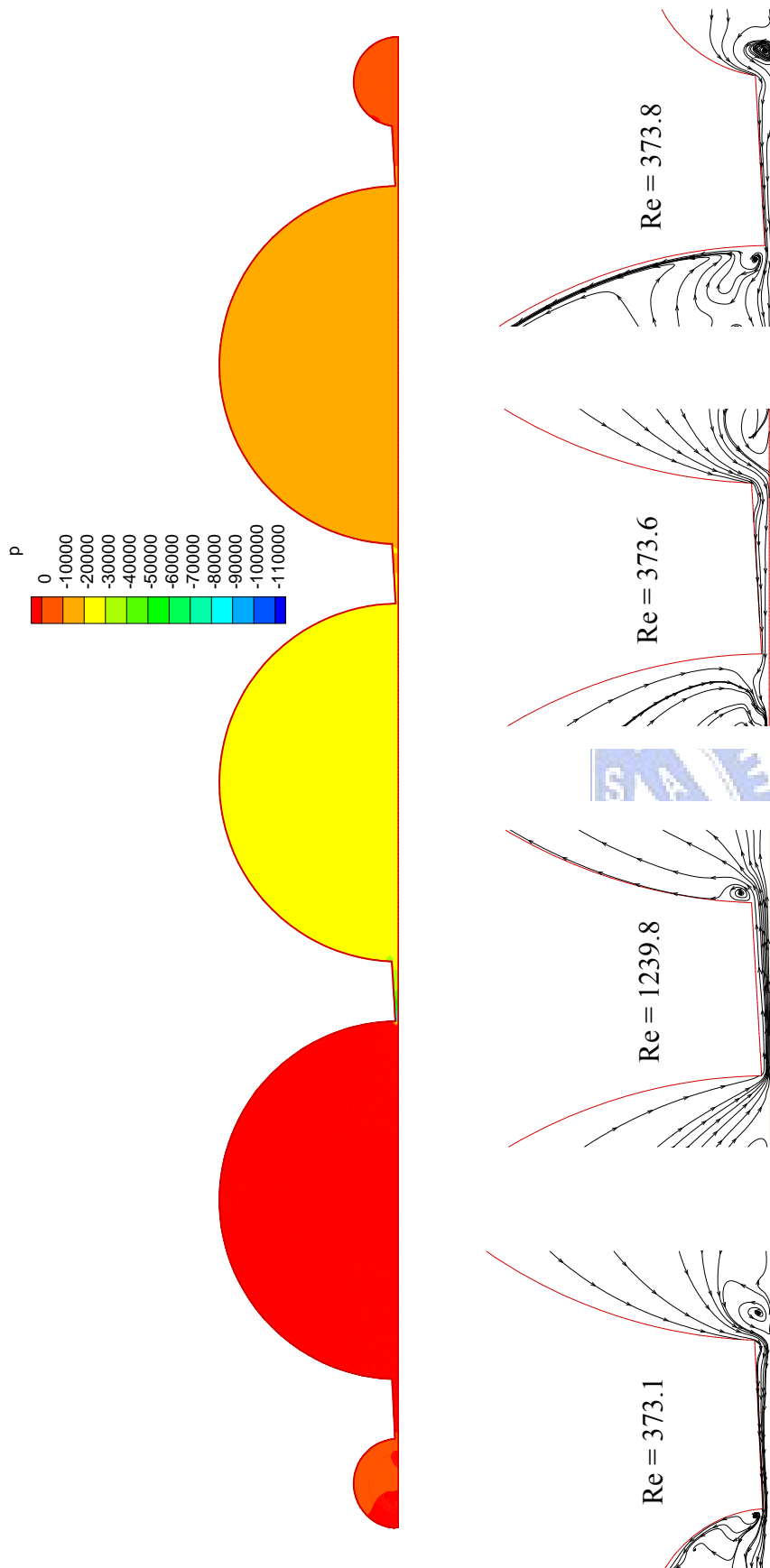


圖 6.30(B) 三腔順向三相位 3/6 週期時，腔內壓力與流線圖

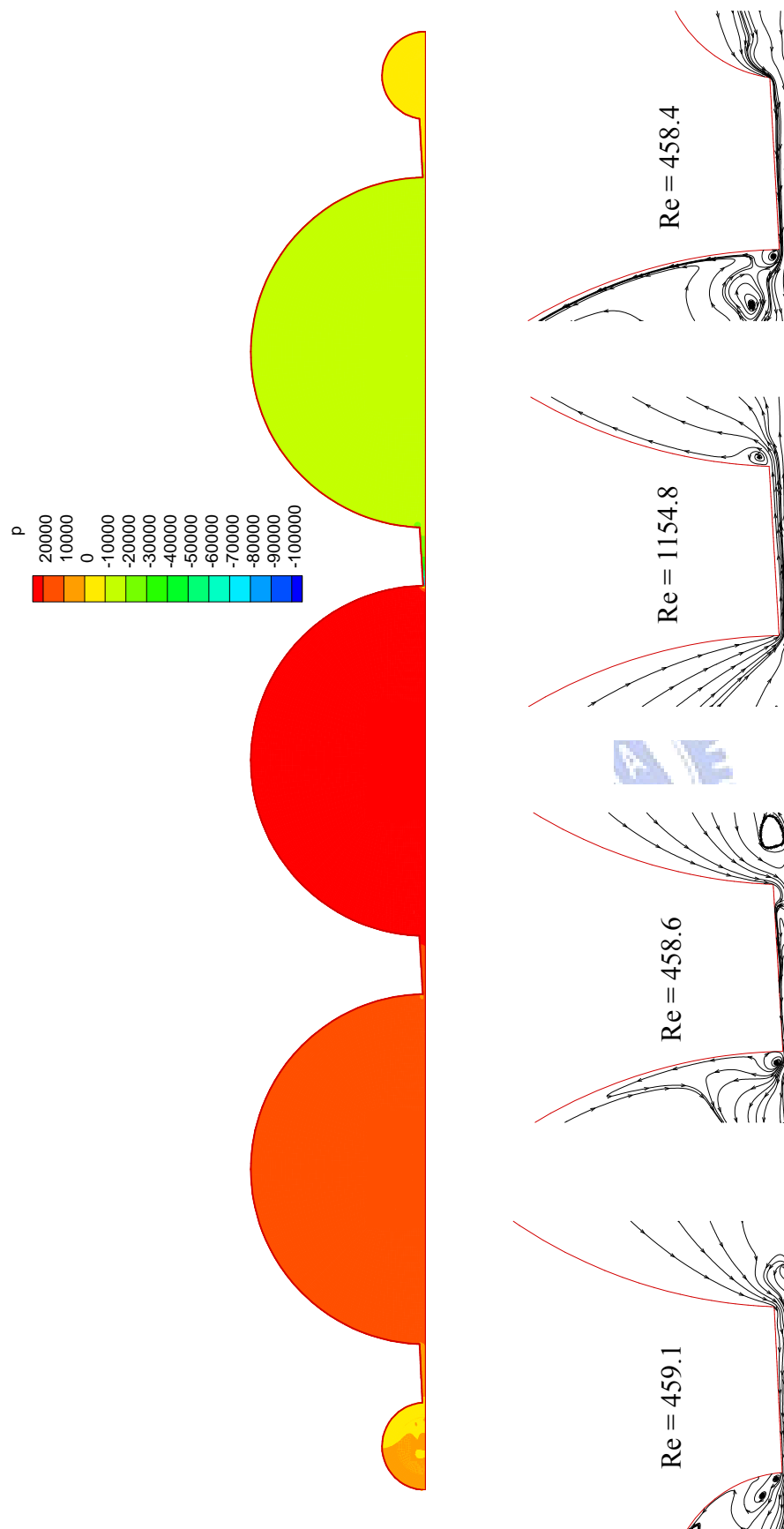


圖 6.30(C) 三腔順向三相位 5/6 週期時，腔內壓力與流線圖

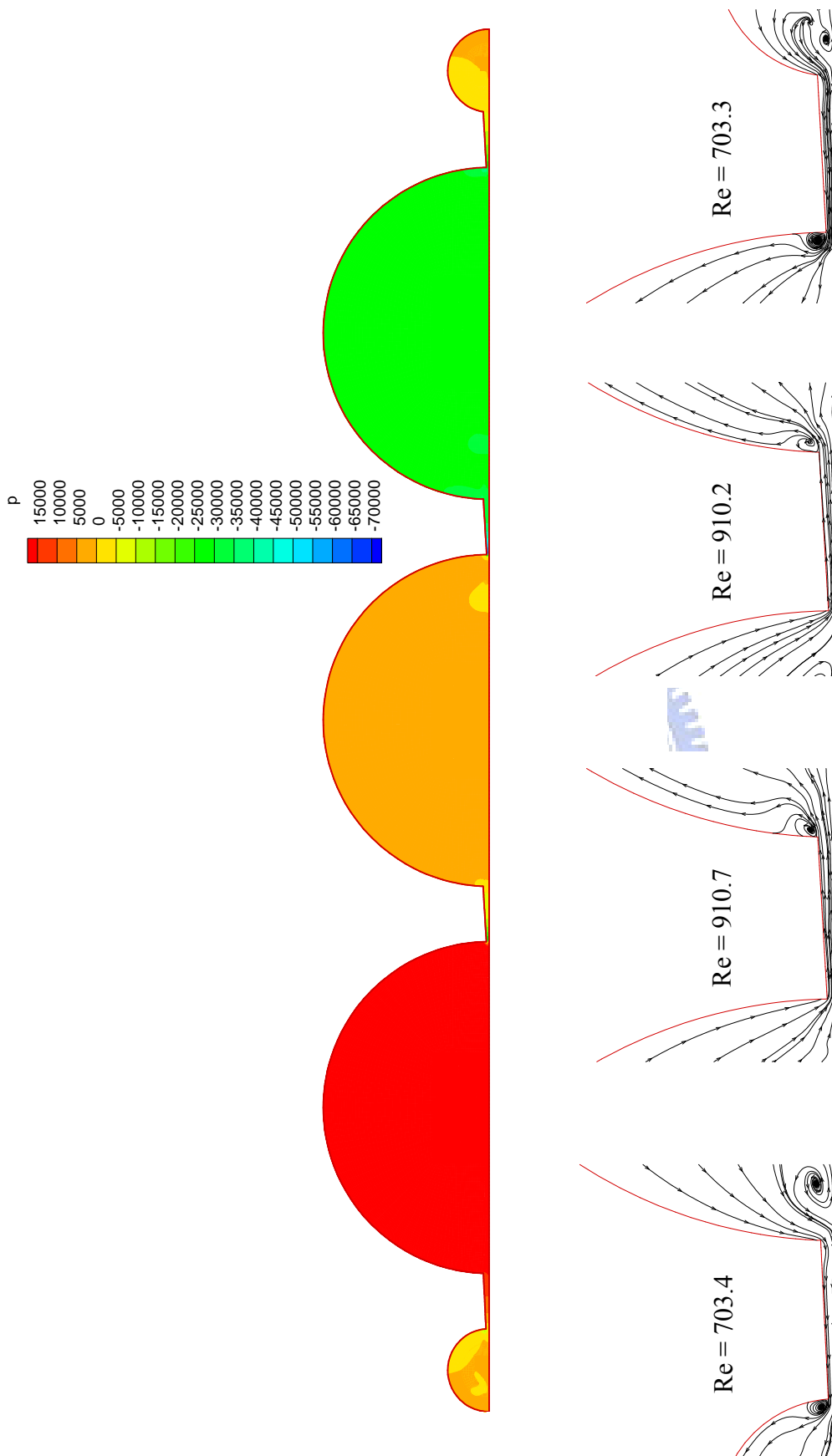


圖 6.31(A) 三腔逆向三相位 1/6 週期時，腔內壓力與流線圖

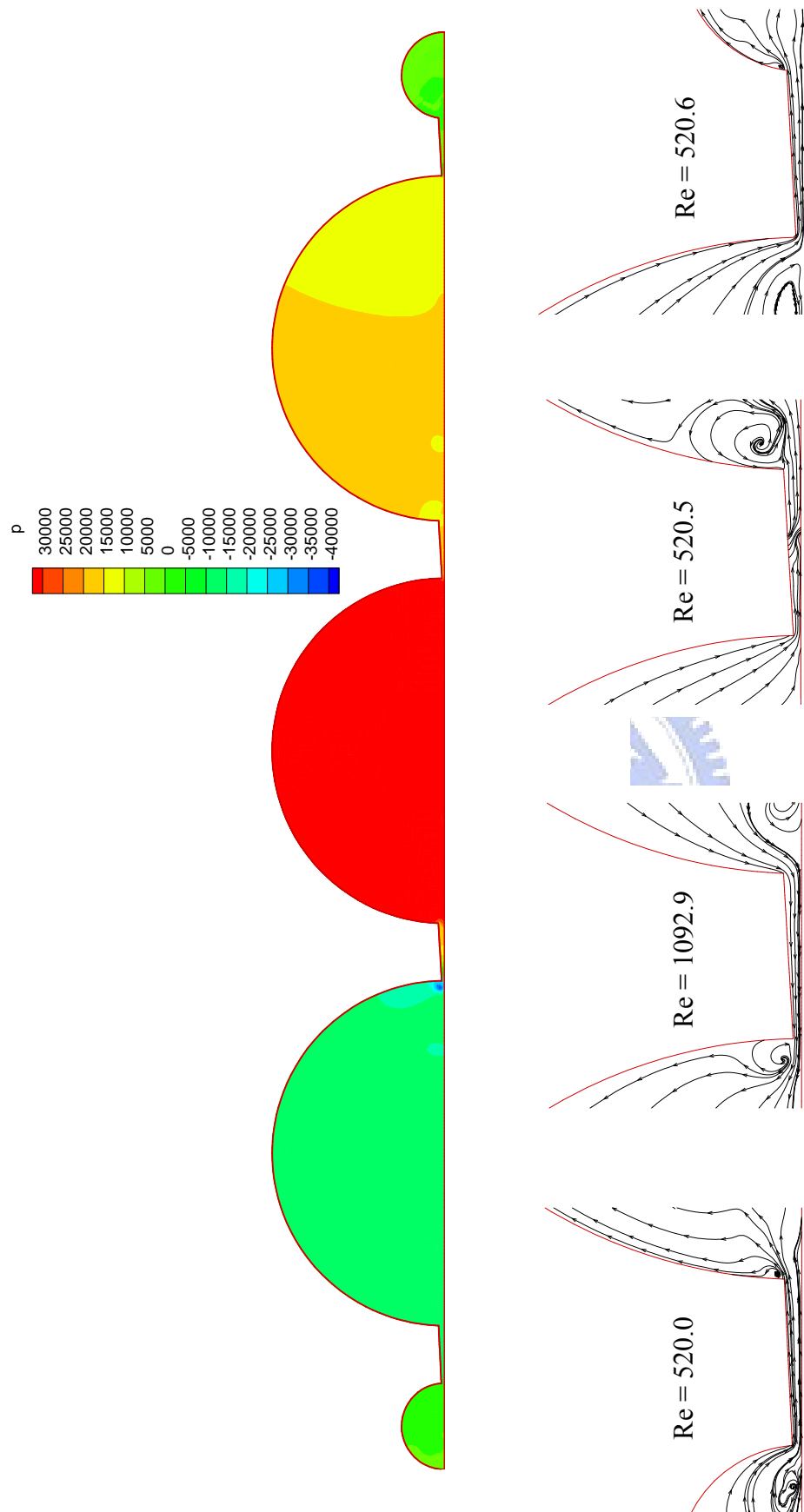


圖 6.31(B) 三腔逆向三相位 3/6 週期時，腔內壓力與流線圖

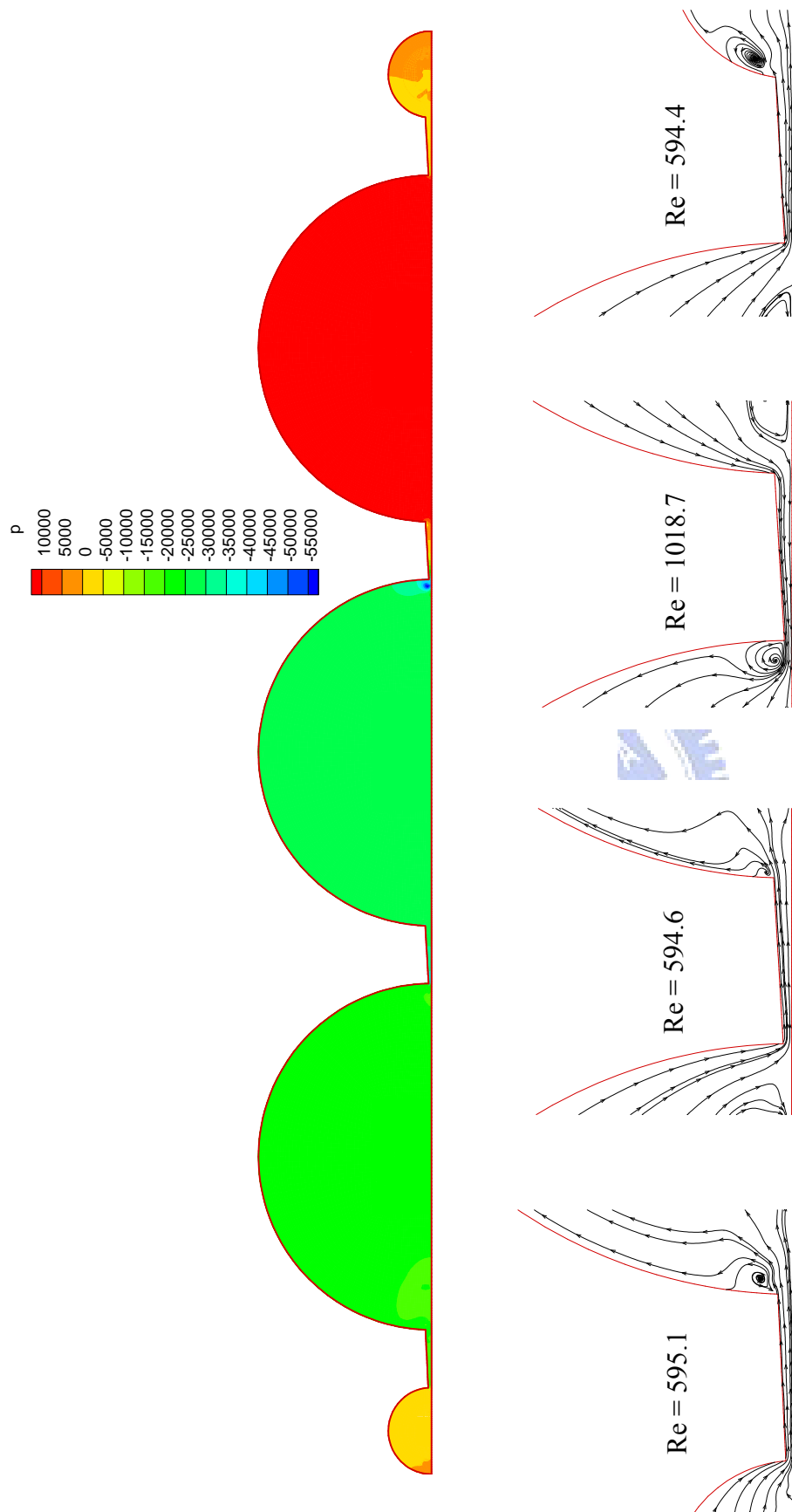


圖 6.31(C) 三腔逆向三相位 5/6 週期時，腔內壓力與流線圖

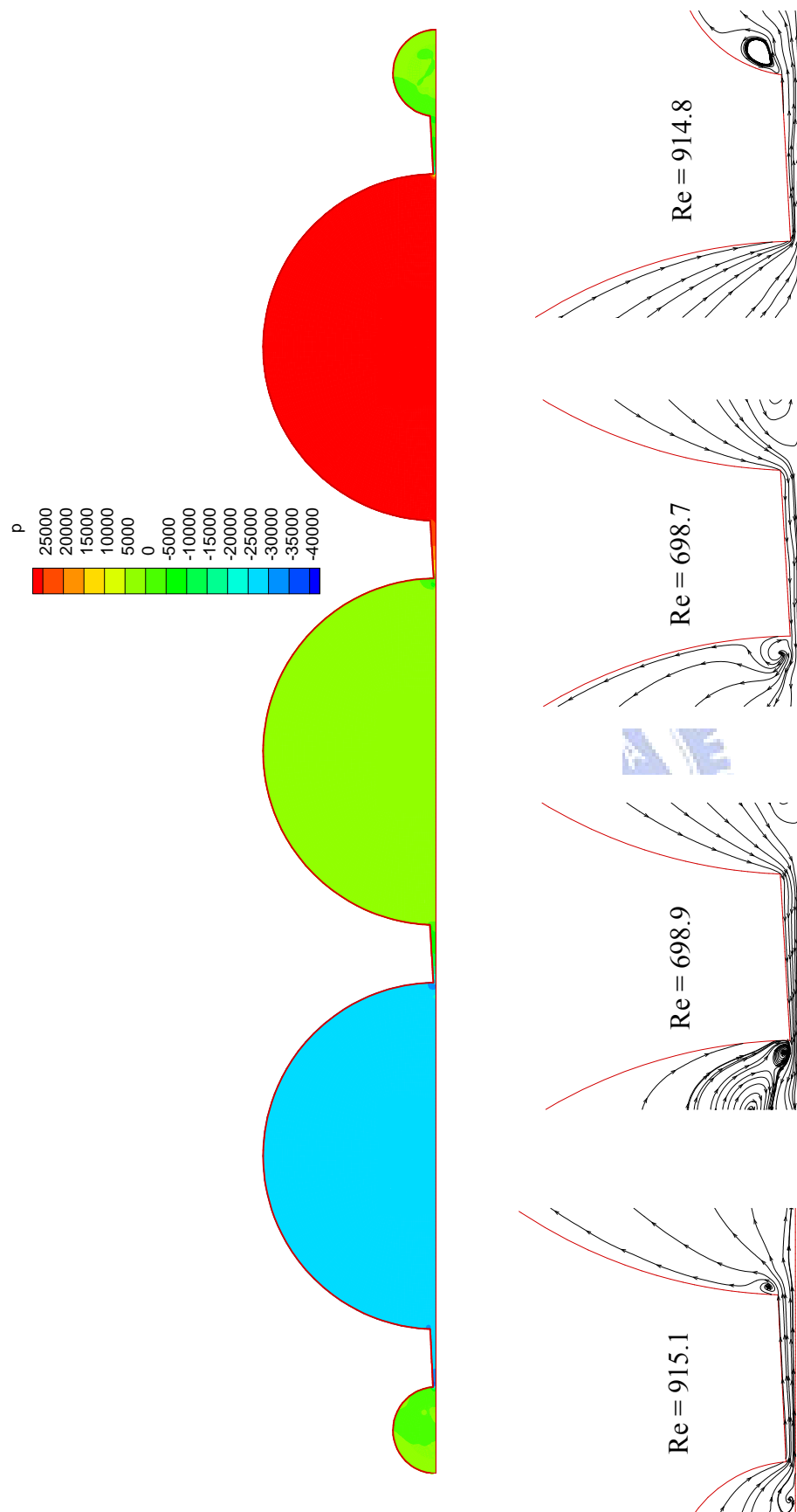


圖 6.32(A) 三腔四相位 1/8 週期時，腔內壓力與流線圖

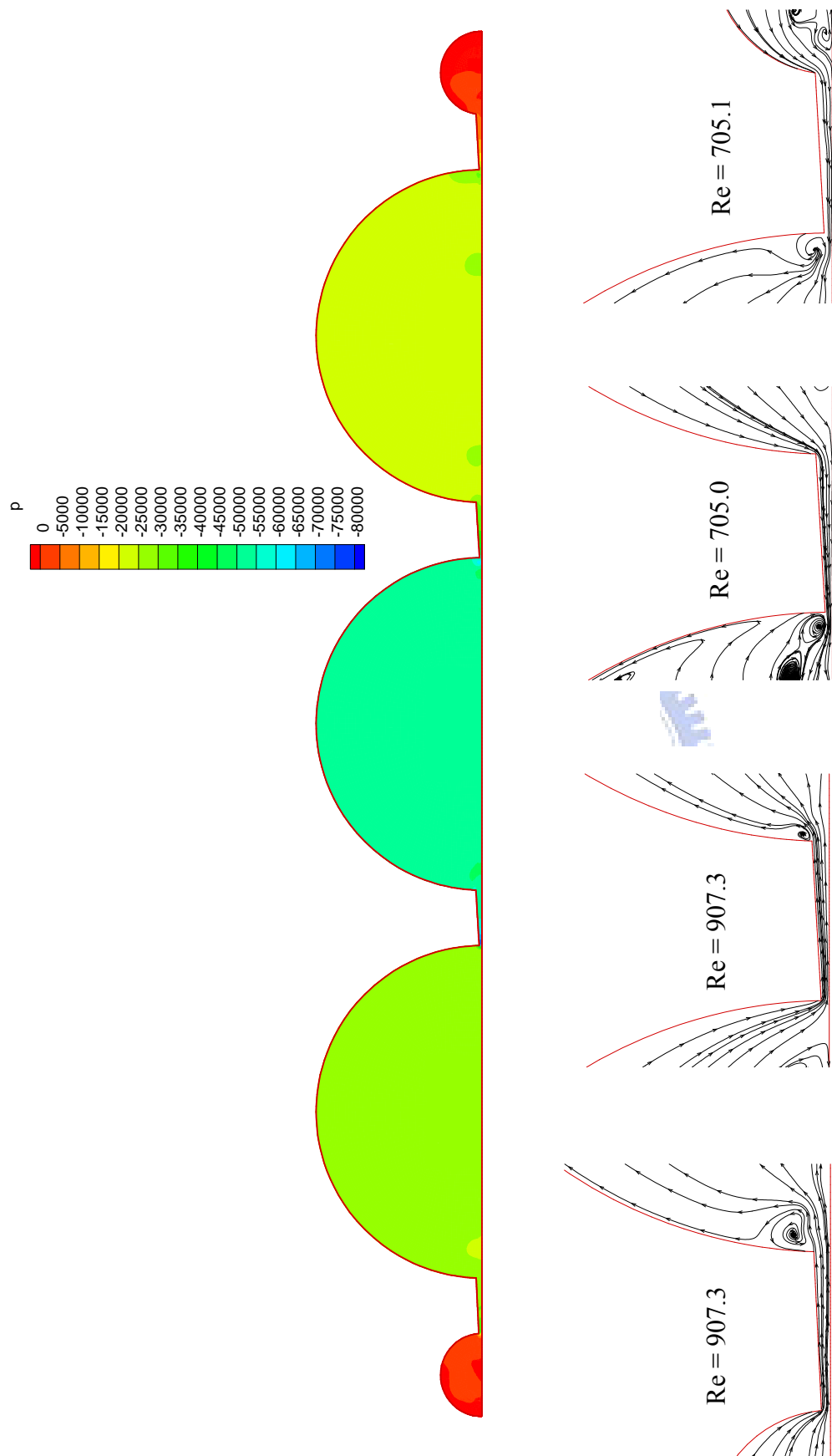


圖 6.32(B) 三腔四相位 3/8 週期時，腔內壓力與流線圖

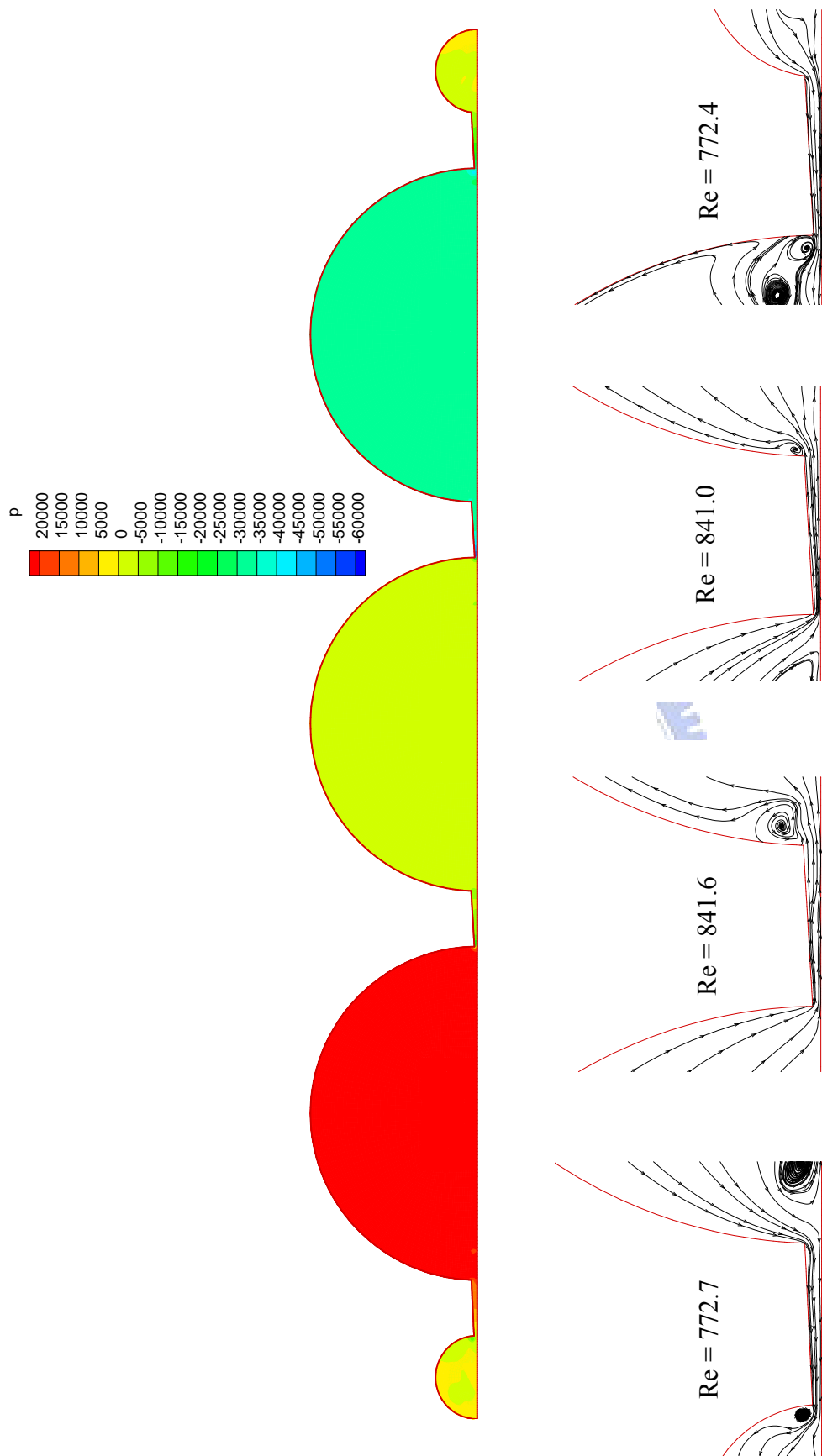


圖 6.32(C) 三腔四相位 $5/8$ 週期時，腔內壓力與流線圖

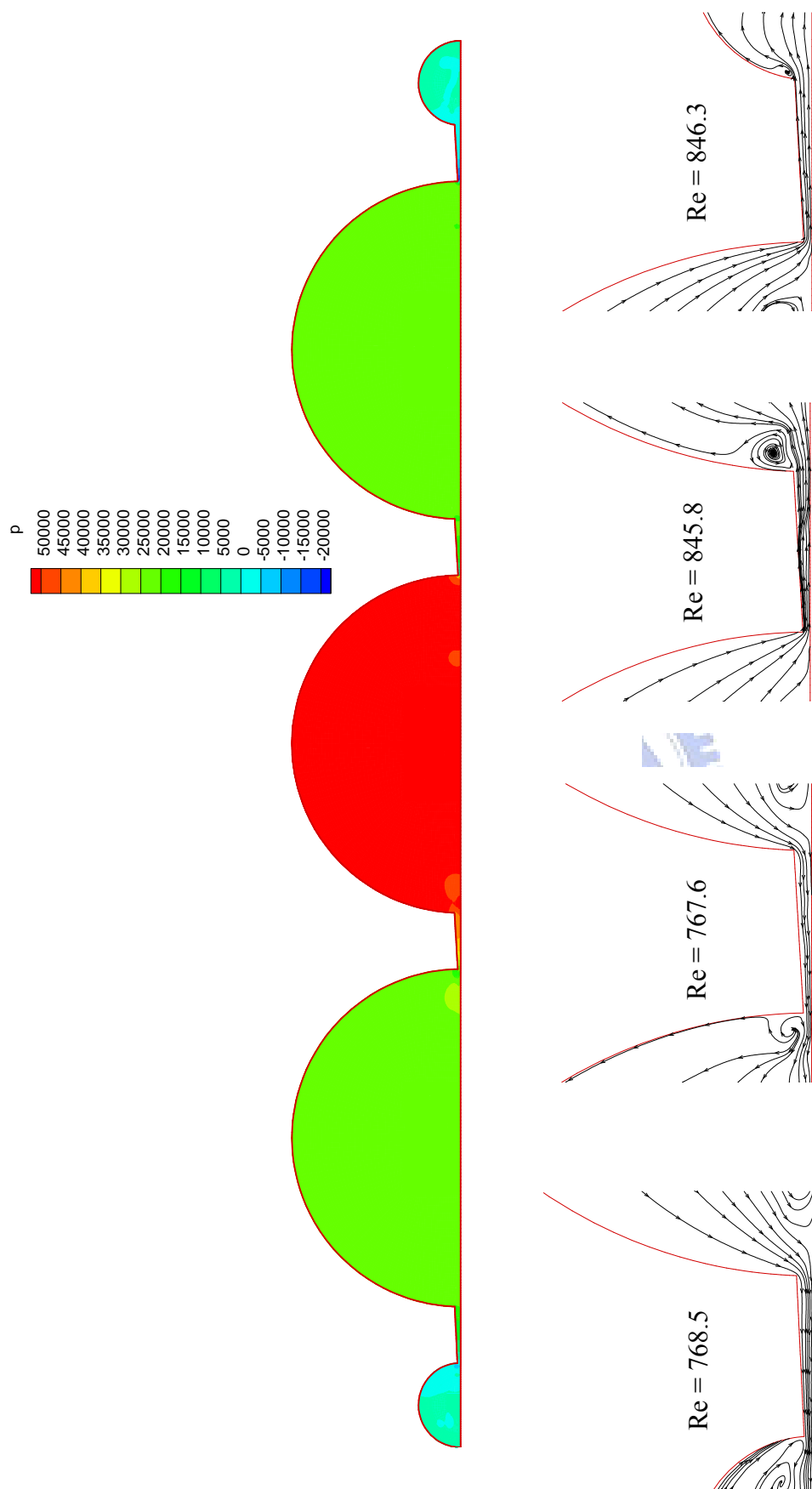


圖 6.32(D) 三腔四相位 $7/8$ 週期時，腔內壓力與流線圖

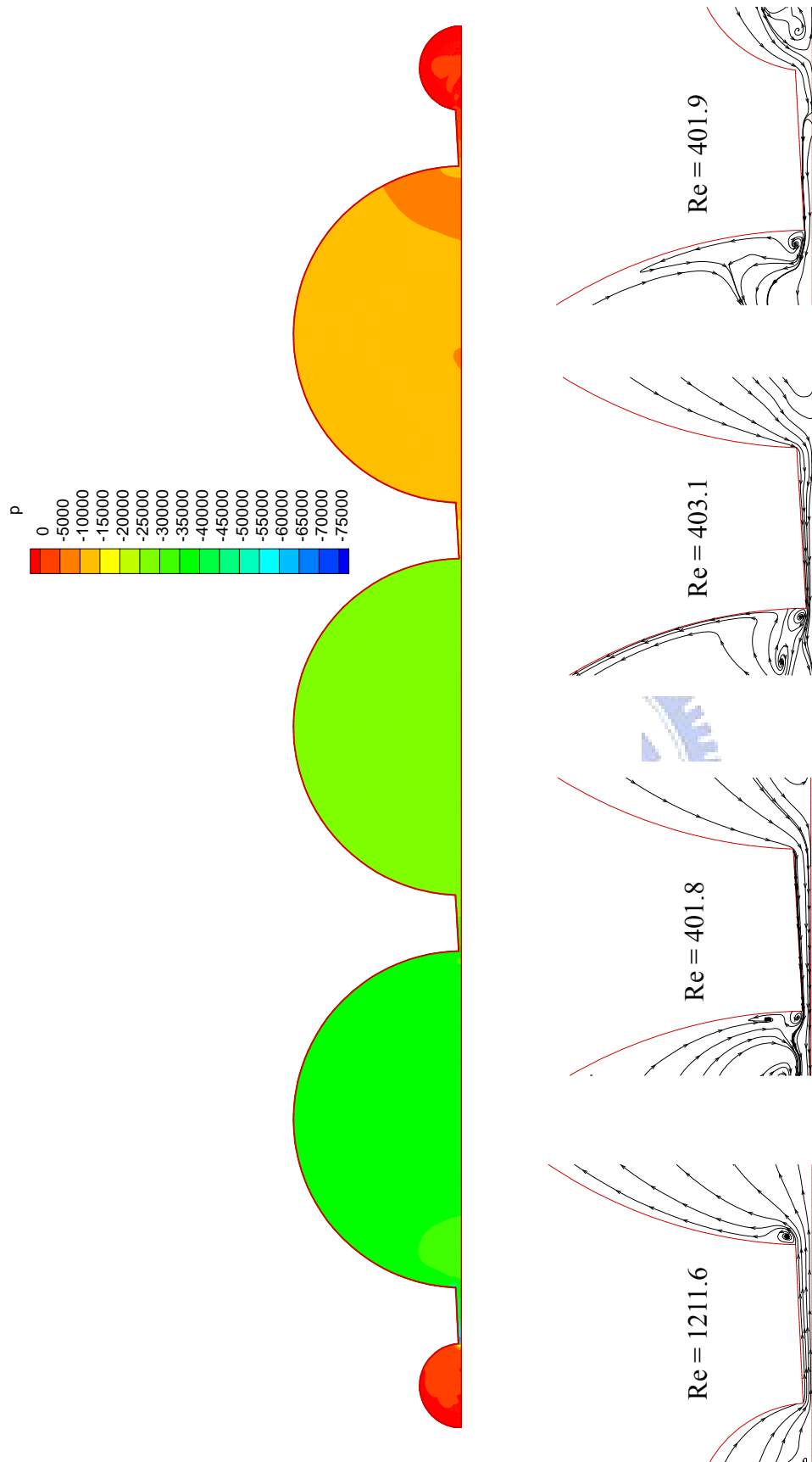


圖 6.33(A) 三腔六相位 1/12 週期時，腔內壓力與流線圖

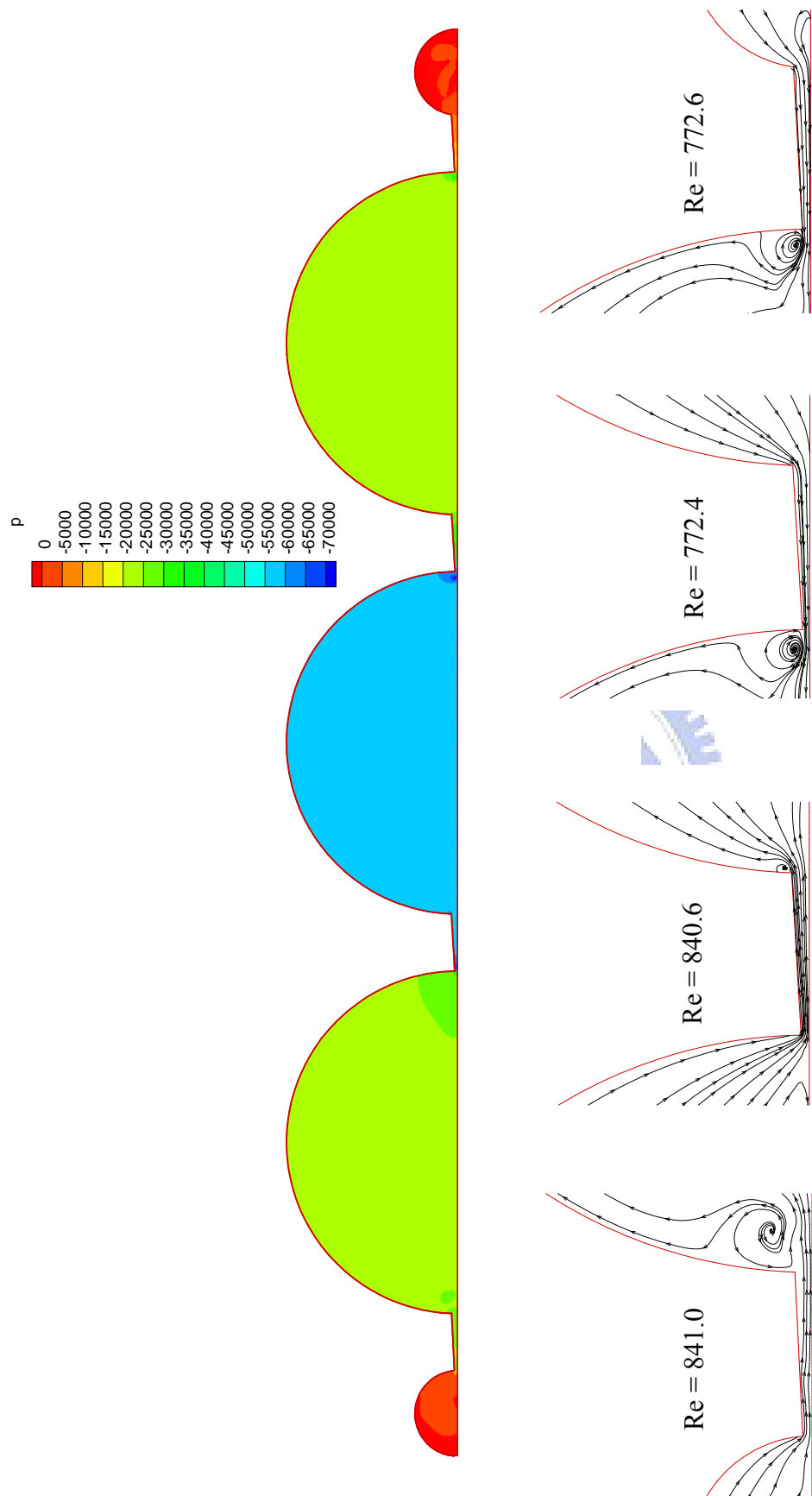


圖 6.33(B) 三腔六相位 3/12 週期時，腔內壓力與流線圖

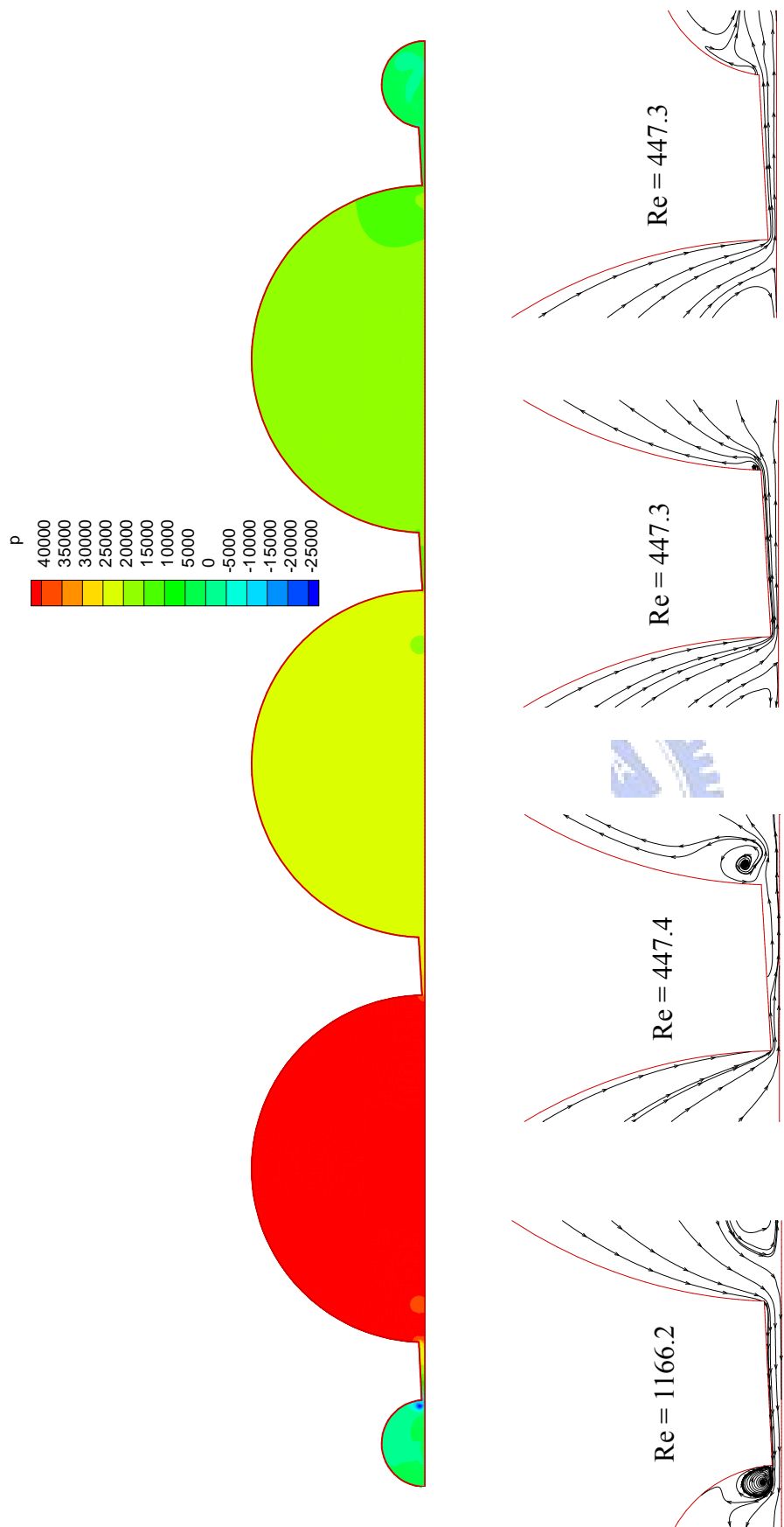


圖 6.33(C) 三腔六相位 5/12 週期時，腔內壓力與流線圖

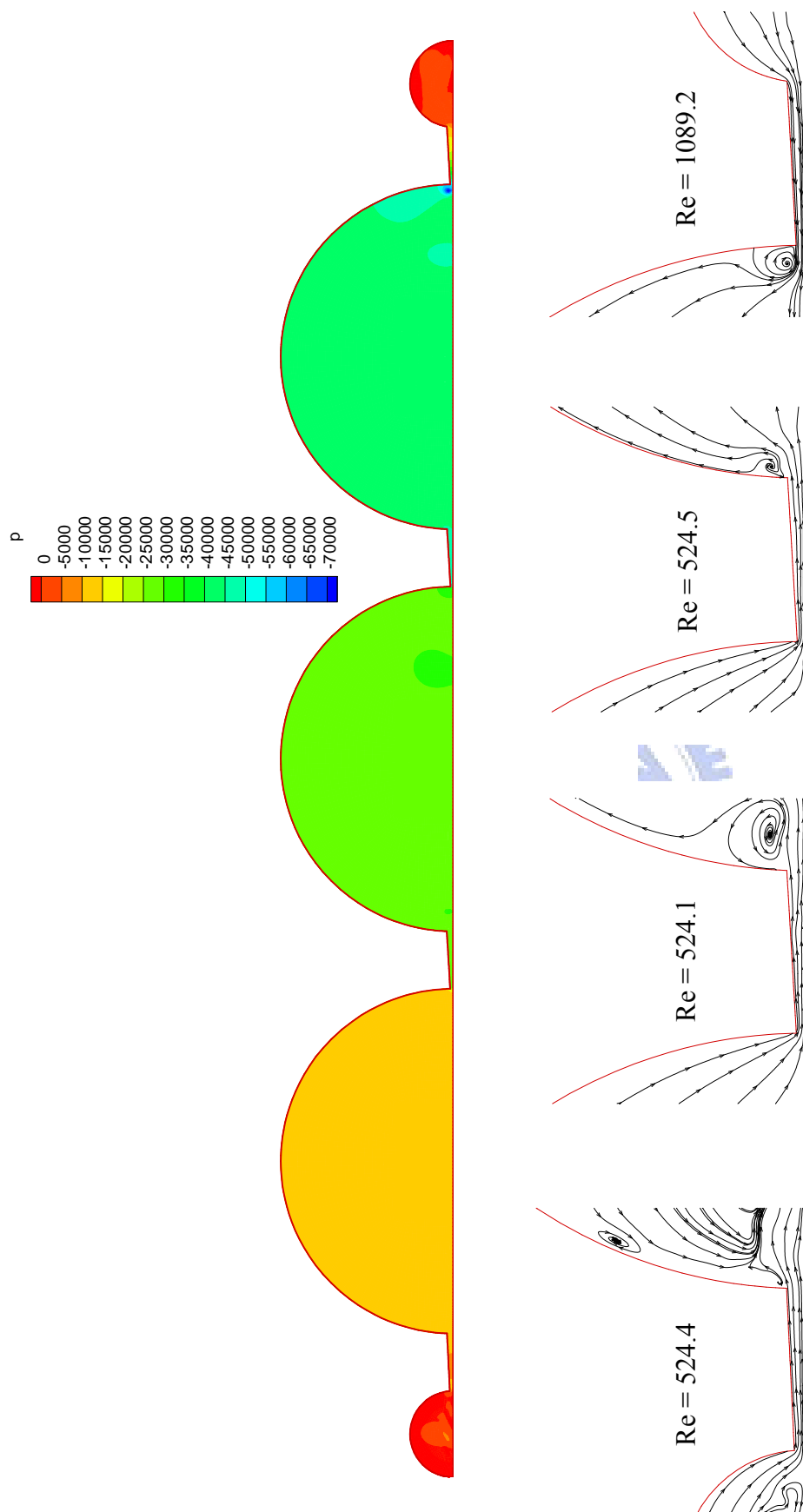


圖 6.33(D) 三腔六相位 $7/12$ 週期時，腔內壓力與流線圖

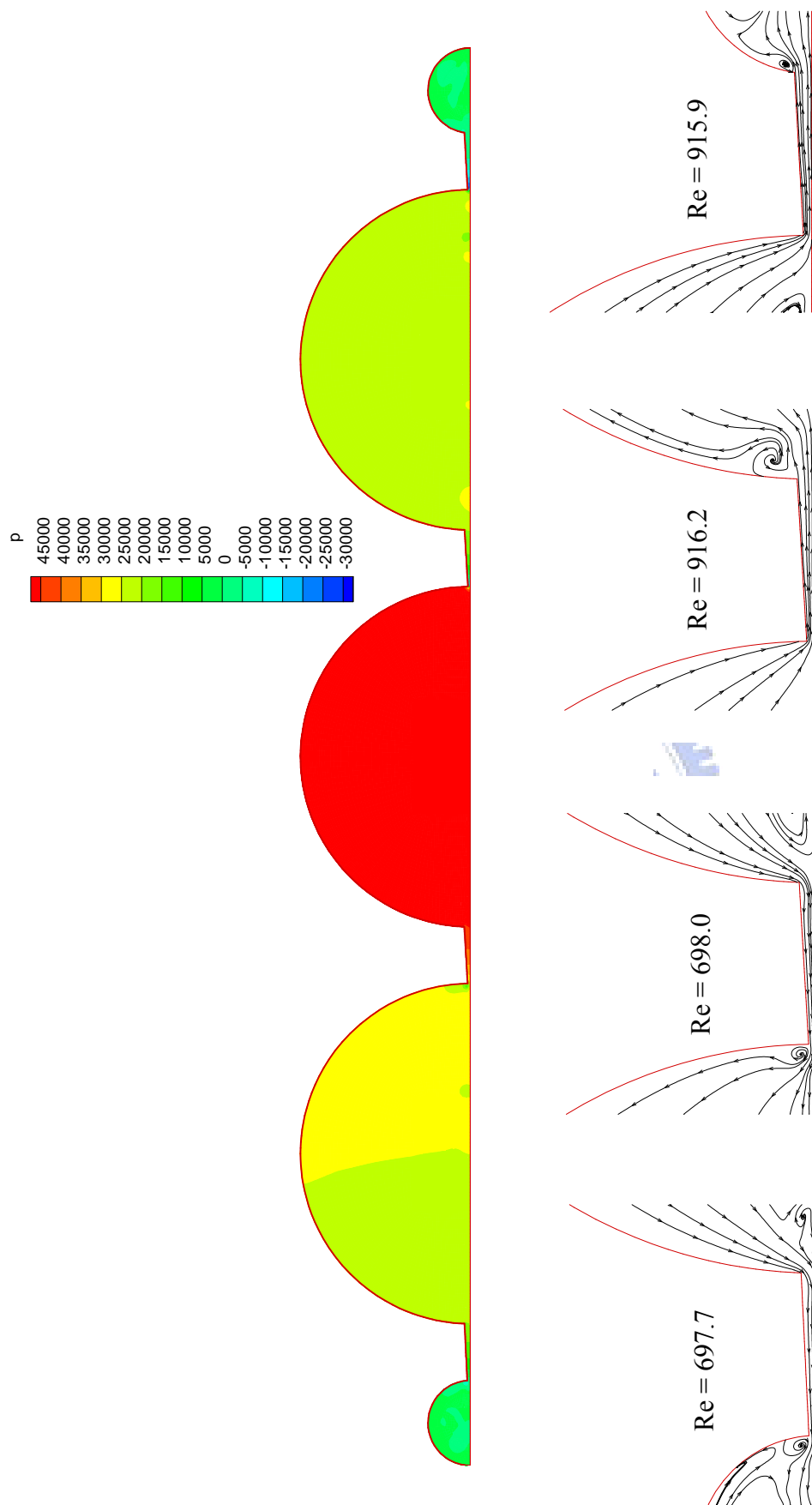


圖 6.33(E) 三腔六相位 9/12 週期時，腔內壓力與流線圖

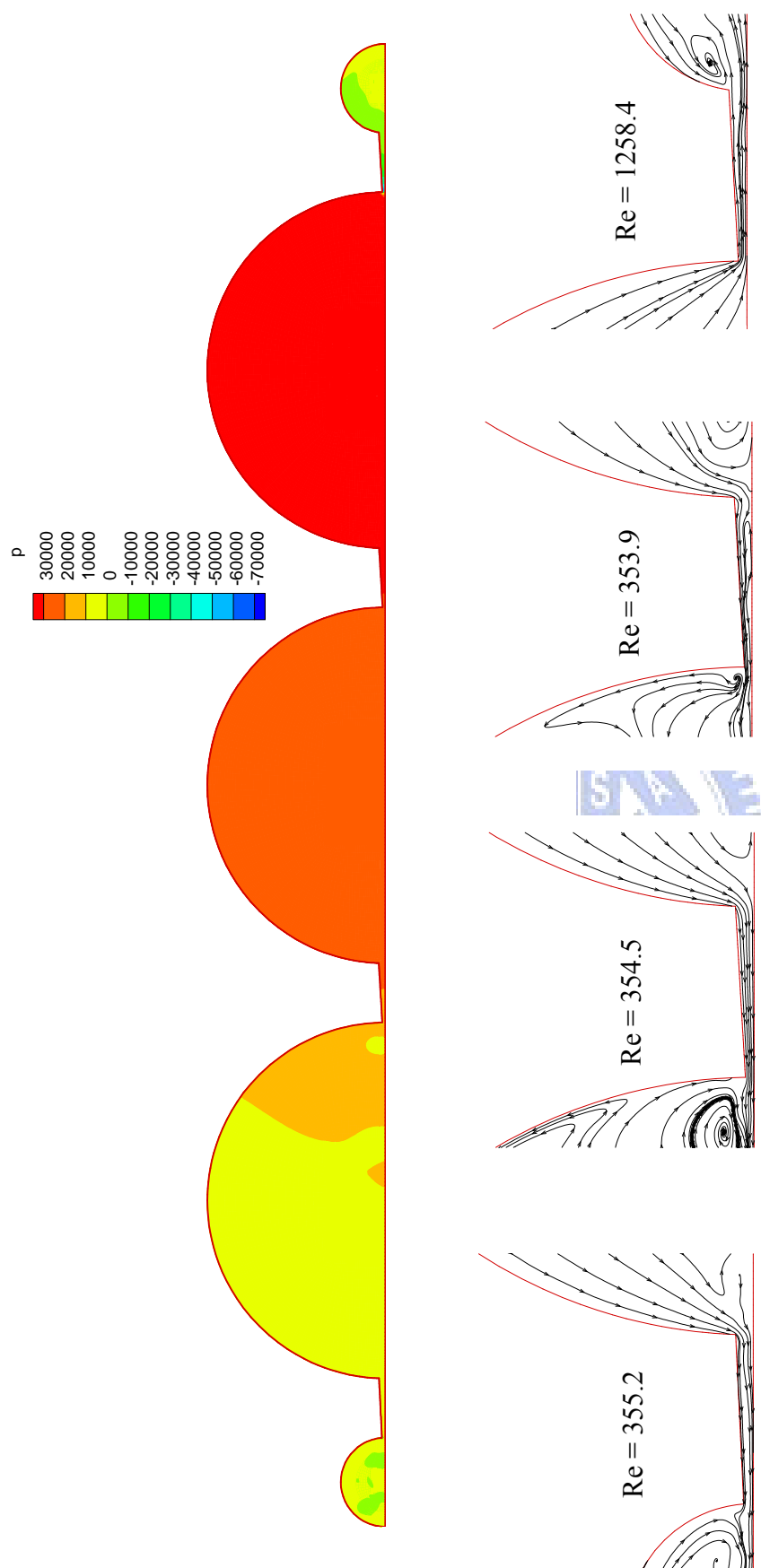


圖 6.33(F) 三腔六相位 11/12 週期時，腔內壓力與流線圖

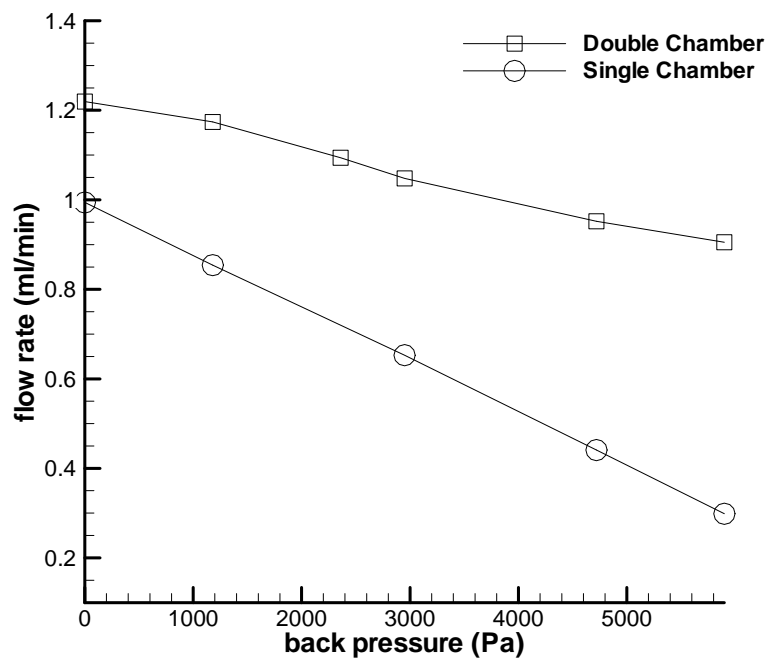


圖 6.34 單腔及雙腔微幫浦在不同背壓下淨流量比較(漸縮/漸擴管)【26】

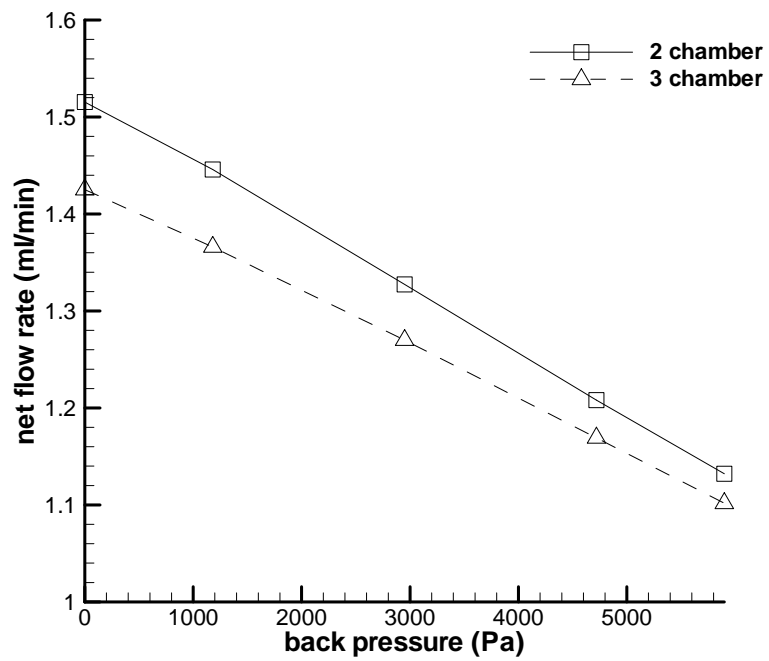


圖 6.35 二腔及三腔蠕動式微幫浦在逆向三相位時，淨流量隨背壓的變化(漸縮/漸擴管)

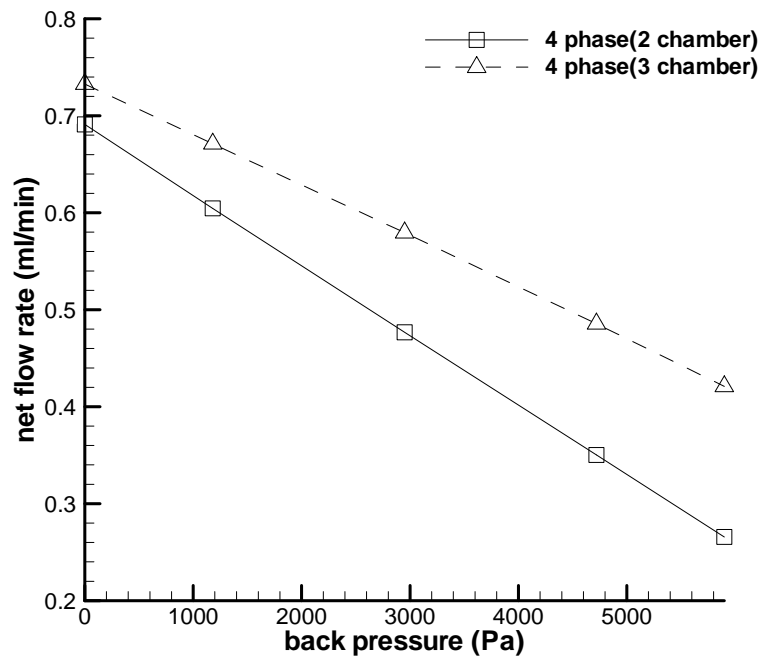


圖 6.36 二腔及三腔蠕動式微幫浦在四相位時，淨流量隨背壓的變化(漸縮/漸擴管)

