

國立交通大學

工學院精密與自動化工程學程

碩士論文

離心式水幫浦 CFD 及葉片最佳化設計

The CFD and Optimum Design of Centrifugal  
Water Pump Impeller blades



研究生：楊富翔

指導教授：洪景華 教授

陳申岳 博士

中華民國 九十九 年 一 月

離心式水幫浦 CFD 及葉片最佳化設計  
The CFD and Optimum Design of Centrifugal  
Water Pump Impeller blades

研 究 生：楊富翔

指導教授：洪景華

Student : Fu-hsiang Young

Advisor : Dr. Ching-hua Hung

Dr. Shen-Yue Cheg

國 立 交 通 大 學  
工學院精密與自動化工程學程  
碩 士 論 文



A Thesis  
Submitted to Degree Program of Automation and Precision Engineering College of  
Engineering

National Chiao Tung University

In Partial Fulfillment of the Requirements

for the Degree of

Master of Science

in

Automation and Precision Engineering

January 2010

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國九十九年一月

# 離心式水幫浦 CFD 及葉片最佳化設計

學生：楊富翔

指導教授：洪景華 博士

陳申岳 博士

國立交通大學 工學院精密與自動化工程學程 碩士班

## 中文摘要

本研究主要目的在於分析葉片設計參數對離心式水泵浦之性能的影響，並對葉片設計作最佳化。利用 CAD 所建立之模型以 CFD 套裝軟體 ADINA 作數值計算，分析其流場現象與性能曲線。然後以數值方式分析不同葉片入口角、葉片出口角及葉片數對離心式水幫浦的性能影響。

分析結果顯示葉片出口角對離心式水幫浦最大流量及揚程性能的影響大於葉片數，大於葉片入口角。

數值模擬最後結果指出本文的最佳化葉形確實比初始葉形之離心式水幫浦其最大流量提昇百分之 4.31% 左右，而操作範圍增加 4.6%、且揚程亦增加 6.29%。

# The CFD and Optimum Design of Centrifugal Water Pump Impeller blades

Student :Fu-hsiang Young

Advisors : Dr. Ching-hua Hung

Dr. Shen-Yue Cheg

Department of Automation and Precision Engineering

College of Engineering

National Chiao Tung University

## ABSTRACT

This research is aimed to analyze the effects of different blade design factors on the performance of centrifugal water pump in order to obtain the optimum design to the blades. The velocity field of the working fluid and the performance curve of the numerical model established by CAD are calculated by using CFD software ADINA. In the simulation, the efficiencies of centrifugal water pump with different blade inlet angle, blade outlet angles, and blade number are also obtained and analyzed.

The analysis shows that the blade outlet angles is the most significant factor related to the maximum flow rate and lift performance of centrifugal water pump rather than the factors of blade number and the blade inlet angles.

The result of this research also shows that the performance of optimized impeller blades is higher than that of the initial design by 6.29% in the maximum flow rate of centrifugal water pump, and higher by 4.6% in the operation range of centrifugal water pump, and higher by 6.29% in the head of centrifugal water pump

## 誌謝

在交大度過了三年的研究生生活，受到許多人的幫忙與協助，特別要感謝指導教授洪景華老師在碩士求學期間，誨人不倦地時時給予細心指導與教悔，亦要感謝陳申岳博士於百忙之中抽空指導論文研究的方向與技巧，使學生於專業知識、技能提昇及處世待人方面，獲得最大的收穫，師恩浩瀚，謹致上最誠摯的感謝。同時也要感謝口試委員徐瑞坤教授、陳宗麟老師在口試的過程中給予指導及寶貴意見，使本論文能更充實，對個人未來撰寫研究報告也有莫大的幫助。

在這研究所的生活中，最好的同伴及戰友們，信彰學長、宗漢、俊宏、明賢、榕崧以及精密專班的同學們，能和你們一起修課、實作、分組討論的求學生活，是我研究所美好的體驗。

此外要感謝我在中山科學研究院的同事們，旭剛學長、杰民學長、守仁學長、朝坤、鈺鴻及亮至，因為你們在我求學期間不斷的給予工作上的協助，使我在學期間，無後顧之憂。

最後要感謝我的家人，我最親愛的祖母、父親、姊姊淑貞及哥哥嵐凱，以及那些曾撫育我長大的姑姑們及親友，一直以來陪伴我成長、度過每一個喜怒哀樂的日子，因為有你們的支持與鼓勵，不論順利或受挫都隨時在我身邊為我加油打氣，你們是我心靈上最大的支柱，有了你們，我才能順利完成學業。有了你們，也才有我今日的存在。謹此以此論文獻給所有關心、愛護及幫助過我的每一個人。

楊富翔 謹誌

2010年1月于石園

# 目錄

中文摘要.....	ii
ABSTRACT.....	iii
誌謝.....	iv
目錄.....	v
表目錄.....	vii
圖目錄.....	viii
符號說明.....	xii
第一章 緒論.....	1
1.1 前言.....	1
1.2 文獻探討.....	4
1.3 研究動機與目的.....	6
1.4 研究流程與架構.....	7
第二章 離心式幫浦之理論與設計.....	9
2.1 離心式幫浦的主要參數.....	9
2.2 基本流體力學關係.....	9
2.2.1 靜止導管之柏努利方程式.....	9
2.2.2 漩渦理論.....	10
2.3 離心式幫浦理論.....	11
2.3.1 離心式幫浦之理論揚程.....	11
2.3.2 實際揚程與總揚程.....	12
2.3.3 比速率.....	12
2.4 幫浦口徑及葉輪設計.....	13
2.5 本研究使用之設計參數.....	20
第三章 數值方法.....	21
3.1 基本假設.....	21
3.2 統御方程式.....	21
3.3 數值方法.....	23
3.2.1 離散法則.....	23
3.2.2 上風差分法.....	24
3.4 數值模型說明.....	25

3.4.1 數值模型建構.....	25
3.4.2 數值網格建立.....	28
3.4.3 數值分析設定.....	30
3.4.4 邊界條件設定.....	31
第四章 結果與討論.....	33
4.1 軟體驗證與模型驗證.....	33
4.1.1 軟體可靠度驗證.....	33
4.1.2 網格及數值設定驗證.....	34
4.1.2.1 網格驗證.....	34
4.1.2.2 圓柱泵液靜止及轉動分析.....	34
4.1.2.3 幫浦靜止 CFD 分析.....	37
4.2 基準個案分析.....	37
4.2.1 基準個案性能曲線.....	45
4.3 葉片參數之數值分析比較.....	46
4.3.1 不同葉片入口角之數值模擬.....	48
4.3.2 不同葉片出口角之數值模擬.....	49
4.3.3 不同葉片數之數值模擬.....	50
4.3.4 數值分析結果之驗證.....	52
4.4 葉片最佳化設計.....	53
4.5 結果討論.....	77
第五章 結論與未來研究方向.....	79
5.1 結論.....	79
5.2 建議.....	79
附錄一、ADINA 數值設定.....	83
附錄二、ADINA 軟體驗證.....	93

## 表目錄

表 1-1 幫浦的分類 .....	2
表 1-2 離心泵構件功能表 .....	3
表 1-3 離心泵葉輪葉片特點 .....	3
表 2-1 $N_s$ 與 $k_{u2}$ 關係表 .....	17
表 2-2 $N_s$ 與 $k_{m2}$ 關係表 .....	18
表 2-3 參考文獻葉片數建議 .....	19
表 4-1 基準個案性能資料表 .....	45
表 4-2 初始葉片參數之離心泵性能 .....	45
表 4-3 葉輪參數模型列表 .....	47
表 4-4 葉片入口角對離心式水幫浦性能之影響( $\beta_2=20^\circ$ 、 $z=6$ ) .....	48
表 4-5 葉片出口角對離心式水幫浦性能之影響( $\beta_1=23^\circ$ 、 $z=6$ ) .....	49
表 4-6 葉片數對離心式水幫浦性能之影響( $\beta_1=23^\circ$ 、 $\beta_2=20^\circ$ ) .....	51
表 4-7 幾何參數對離心泵性能參數影響順序表 .....	53
表 4-8 參數模型數值模擬分析結果 .....	55



# 圖目錄

圖 1-1 離心式幫浦構件 .....	2
圖 1-2 葉輪吸入口分類 .....	2
圖 1-3 葉輪葉片形式 .....	3
圖 1-4 離心式葉輪葉片形式 .....	4
圖 2-1 柏努利定律圖 .....	10
圖 2-2 靜止連通管槽 .....	10
圖 2-3 轉動時連通管槽 .....	11
圖 2-4 葉輪內之流體 .....	11
圖 2-5 葉輪的主要參數 .....	13
圖 2-6 葉輪入口速度線圖 .....	15
圖 2-7 葉輪出口速度線圖 .....	16
圖 2-8 葉片出口角與揚程變化 .....	17
圖 2-9 實驗係數值 .....	18
圖 2-10 葉輪入口 .....	19
圖 2-11 二圓弧法 .....	20
圖 3-1 相鄰網格中心點示意圖 .....	23
圖 3-2 對流通量示意圖 .....	24
圖 3-3 泵殼 .....	25
圖 3-4 葉輪 .....	26
圖 3-5 葉輪底蓋 .....	26
圖 3-6 葉輪上蓋 .....	26
圖 3-7 葉輪葉片 .....	27
圖 3-8 葉片曲線製作 .....	28
圖 3-9 流程圖 .....	28
圖 3-10 葉輪流場網格 .....	30
圖 3-11 葉輪流場網格 .....	30
圖 4-1 葉輪應力分析圖 .....	34
圖 4-2 圓柱流場示意圖 .....	35
圖 4-3 靜止圓柱流場壓力分佈圖 .....	35
圖 4-4 靜止圓柱流場速度力分佈圖 .....	36

圖 4-5 轉動圓柱流場壓力分佈圖.....	36
圖 4-6 轉動圓柱流場速度分佈圖.....	37
圖 4-7 靜止幫浦壓力及速度分佈圖.....	37
圖 4-8 幫浦流量 1191 l/min 整體流場壓力分佈圖.....	38
圖 4-9 幫浦流量 1191 l/min 整體流場速度分佈圖.....	39
圖 4-10 幫浦流量 813 l/min 整體流場壓力分佈圖.....	40
圖 4-11 幫浦流量 813 l/min 整體流場速度分佈圖.....	40
圖 4-12 幫浦流量 678 l/min 整體流場壓力分佈圖.....	41
圖 4-13 幫浦流量 678 l/min 整體流場速度分佈圖.....	41
圖 4-14 幫浦流量 583 l/min 整體流場壓力分佈圖.....	42
圖 4-15 幫浦流量 583 l/min 整體流場速度分佈圖.....	42
圖 4-16 幫浦流量 270 l/min 整體流場壓力分佈圖.....	43
圖 4-17 幫浦流量 270 l/min 整體流場速度分佈圖.....	43
圖 4-18 幫浦流量 5 l/min 整體流場壓力分佈圖.....	44
圖 4-19 幫浦流量 5 l/min 整體流場速度分佈圖.....	44
圖 4-20 初始葉片參數之壓力-流量曲線圖.....	46
圖 4-21 初始葉片參數之揚程-流量曲線圖.....	46
圖 4-22 入口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_2=20^\circ$ 、 $z=6$ ).....	48
圖 4-23 出口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=23^\circ$ 、 $z=6$ ).....	50
圖 4-24 葉片數對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=23^\circ$ 、 $\beta_2=20^\circ$ ).....	51
圖 4-25 台灣泵浦選用系統.....	52
圖 4-26 葉片入口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_2=15^\circ$ 、 $z=5$ ).....	54
圖 4-27 葉片入口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_2=15^\circ$ 、 $z=6$ ).....	54
圖 4-28 葉片入口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_2=15^\circ$ 、 $z=7$ ).....	56
圖 4-29 葉片入口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_2=20^\circ$ 、 $z=5$ ).....	56
圖 4-30 葉片入口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_2=20^\circ$ 、 $z=7$ ).....	56
圖 4-31 葉片入口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_2=25^\circ$ 、 $z=5$ ).....	57
圖 4-32 葉片入口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_2=25^\circ$ 、 $z=6$ ).....	57
圖 4-33 葉片入口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_2=25^\circ$ 、 $z=7$ ).....	57
圖 4-34 葉片出口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=18^\circ$ 、 $z=5$ ).....	58
圖 4-35 葉片出口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=18^\circ$ 、 $z=6$ ).....	58
圖 4-36 葉片出口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=18^\circ$ 、 $z=7$ ).....	58

圖 4-37	葉片出口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=23^\circ$ 、 $z=5$ )	59
圖 4-38	葉片出口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=23^\circ$ 、 $z=7$ )	59
圖 4-39	葉片出口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=28^\circ$ 、 $z=5$ )	59
圖 4-40	葉片出口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=28^\circ$ 、 $z=6$ )	60
圖 4-41	葉片出口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=28^\circ$ 、 $z=7$ )	60
圖 4-42	葉片數對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=18^\circ$ 、 $\beta_2=15^\circ$ )	60
圖 4-43	葉片數對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=18^\circ$ 、 $\beta_2=20^\circ$ )	61
圖 4-44	葉片數對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=18^\circ$ 、 $\beta_2=25^\circ$ )	61
圖 4-45	葉片數對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=23^\circ$ 、 $\beta_2=15^\circ$ )	61
圖 4-46	葉片數對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=23^\circ$ 、 $\beta_2=25^\circ$ )	62
圖 4-47	葉片數對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=28^\circ$ 、 $\beta_2=15^\circ$ )	62
圖 4-48	葉片數對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=28^\circ$ 、 $\beta_2=20^\circ$ )	62
圖 4-49	葉片數對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=28^\circ$ 、 $\beta_2=25^\circ$ )	63
圖 4-50	出口角及葉片數對最大流量之影響( $\beta_1=18^\circ$ )	63
圖 4-51	出口角及葉片數對最大流量之影響( $\beta_1=23^\circ$ )	64
圖 4-52	出口角及葉片數對最大流量之影響( $\beta_1=28^\circ$ )	64
圖 4-53	入口角及葉片數對最大流量之影響( $\beta_2=15^\circ$ )	65
圖 4-54	入口角及葉片數對最大流量之影響( $\beta_2=20^\circ$ )	65
圖 4-55	入口角及葉片數對最大流量之影響( $\beta_2=25^\circ$ )	66
圖 4-56	入口角及出口角對最大流量之影響( $z=5$ )	67
圖 4-57	入口角及出口角對最大流量之影響( $z=6$ )	67
圖 4-58	入口角及出口角對最大流量之影響( $z=7$ )	68
圖 4-59	出口角及葉片數操作範圍之影響( $\beta_1=18^\circ$ )	68
圖 4-60	出口角及葉片數對操作範圍之影響( $\beta_1=23^\circ$ )	69
圖 4-61	出口角及葉片數對操作範圍之影響( $\beta_1=28^\circ$ )	69
圖 4-62	入口角及葉片數對操作範圍之影響( $\beta_2=15^\circ$ )	70
圖 4-63	入口角及葉片數對操作範圍之影響( $\beta_2=20^\circ$ )	70
圖 4-64	入口角及葉片數對操作範圍之影響( $\beta_2=25^\circ$ )	71
圖 4-65	入口角及出口角對操作範圍之影響( $z=5$ )	71
圖 4-66	入口角及出口角對操作範圍之影響( $z=6$ )	72
圖 4-67	入口角及出口角對操作範圍之影響( $z=7$ )	72
圖 4-68	出口角及葉片數對揚程之影響( $\beta_1=18^\circ$ )	73

圖 4-69 出口角及葉片數對揚程之影響( $\beta_1=23^\circ$ ) .....	73
圖 4-70 出口角及葉片數對揚程之影響( $\beta_1=28^\circ$ ) .....	74
圖 4-71 入口角及葉片數對揚程之影響( $\beta_2=15^\circ$ ) .....	74
圖 4-72 入口角及葉片數對揚程之影響( $\beta_2=20^\circ$ ) .....	75
圖 4-73 入口角及葉片數對揚程之影響( $\beta_2=25^\circ$ ) .....	75
圖 4-74 入口角及出口角對揚程之影響( $z=5$ ) .....	76
圖 4-75 入口角及出口角對揚程之影響( $z=6$ ) .....	76
圖 4-76 入口角及出口角對揚程之影響( $z=7$ ) .....	77



## 符號說明

$A$	葉輪入口面積
$b_1$	葉片入口寬度
$b_2$	葉片出口寬度
$c^2/2g$	速度揚程
$D$	直徑
$D_e$	葉輪入口直徑
$D_1$	葉片入口直徑
$D_2$	葉輪出口直徑
$d$	泵吸入口徑
$d_b$	葉輪輪轂直徑
$d_s$	葉輪軸徑
$g$	重力加速度
$h_e$	壓力錶間距離
$H$	吐出實際揚程
$H_T$	總揚程
$H_{th}$	實際理論揚程
$H_{th\infty}$	理論揚程
$H_p$	實際揚程
$H_s$	吸入實際揚程
$M$	力矩
$K$	實驗係數值
$k_{m2}$	實驗係數值
$k_{u2}$	實驗係數值
$N$	葉輪轉速
$N_s$	比速率
$144p/\gamma$	靜壓力揚程
$P$	壓力
$P_d$	吐出口壓力
$P_s$	吸入口壓力
$Q$	流出量
$Q'$	通過葉輪流量
$q_1$	漏水量
$r$	半徑
$R$	動力



$R_1$	葉輪入口半徑
$R_2$	葉輪出口半徑
$S$	葉片厚度
$T$	回轉力矩
$t$	時間
$t_1$	入口葉片間隔(節距)
$t_2$	出口葉片間隔(節距)
$u_1$	入口圓周速度
$u_2$	出口圓周速度
$v$	泵入口速度
$v_1$	葉片入口絕對速度
$v_2$	葉片出口絕對速度
$v_d$	吐出管內流速
$v_s$	吸入管內流速
$v_e$	葉輪入口處之流速
$w_1$	葉輪入口相對速度
$w_2$	葉輪出口相對速度
$y$	高度揚程
$z$	葉片數
$\alpha_1$	葉片入口切線角度
$\alpha_2$	葉片出口切線角度
$\beta_1$	葉輪入口角度
$\beta_2$	葉輪出口角度
$\gamma$	液體比重
$\omega$	角速度
$\eta_h$	水力效率
$\tau$	軸應力
$\tau_1$	實驗常數
$\rho$	密度
$\tau_{ij}$	應力張量
$\delta_{ij}$	Kronecker delta
$\sigma_1$	入口葉片圓周方向厚度
$\sigma_2$	出口葉片圓周方向厚度
$s_{ij}$	剪應變率張量
$s_j$	Momentum Source Terms



# 第一章 緒論

## 1.1 前言

幫浦 (Pump, 又譯為泵浦、泵) 是一種用作移動液體及氣體的裝置, 人類及動物的心臟可說是天然的幫浦, 它把血液流到身體各個部分。最早的幫浦是在大約於西元前300年左右出現的, 阿基米德發明了一種幫浦, 稱為阿基米德吸管。幫浦經常運用於工業, 舉凡用於機械油壓、船舶、廢水處理、紙漿輸送等..., 同時也與人類的日常生活也息息相關, 如一般家庭用水、地下水抽取、大樓冷凍空調系統等, 近年來, 更衍伸到醫療方面如衝洗泵、輸液幫浦等; 可見幫浦的重要性, 從工廠已經融入日常生活中。

幫浦的工作模式是以機械能帶動, 即以推進或壓縮等, 是流體機械中一種為能量轉換的機構, 經由幫浦將外界所輸入的功轉換成流體所具有的動能、位能、壓力能或內能等型式, 主要目的在於克服阻力及能量損耗, 將流體輸送至高處或特定地點或作為加壓之用。幫浦的工作流體並不僅限於水, 只要是流體且不具腐蝕及危害性均可當作其工作流體。

幫浦的型式很多, 依其工作原理, 可分成離心式泵(又稱離心式幫浦)、正位移泵及特殊泵等三大類, 如表1-1。其中, 由於離心泵具有用途廣、轉速高、流量大、多級葉輪組合時壓力增減容易、且構造成本低廉、拆裝維護容易等許多優點, 故能取代大部分往復泵、旋轉泵及特殊泵的地位, 占有幫浦市場的 70~80%, 是現今工業重要的一環。

離心式幫浦主要構件包括葉輪、泵殼、主軸、填料函及軸承等, 如圖1-1, 其功能及材料如表1-2。離心式幫浦之作用原理係藉大氣壓力或其他壓力施於泵液, 使泵液進入一組轉動的葉片, 這組葉片組成葉輪, 在由葉輪高速轉動產生離心力將泵液以高切線速度甩出, 此速度經由渦卷泵殼圍成的渦卷形通道, 或由一組環繞在葉輪四周的固定擴散葉片轉變變成壓力, 以達到加壓的效果。

離心式幫浦的型式有許多種, 視實際需要而設計。依主軸方向可分為垂直式(立式)與水平式(臥式)。依葉輪數目可分為單級式與多級式。依入口的不同可分為單吸式與雙吸式, 如圖1-2。依葉輪型式分類可分為徑流式、軸流式、混流式, 如圖1-3, 其特性如表1-3, 而本文所研究的幫浦即為水平單吸式單級之徑流式離心泵。

表 1-1 幫浦的分類

分類	型式	特點
動能式	離心泵	輸送率大，價廉，低揚程
正位移式	往復泵	產生高壓
	旋轉泵	輸送高黏性液體
特殊式	酸蛋	輸送腐蝕性、危險性液體
	氣升泵	輸送腐蝕性、危險性液體

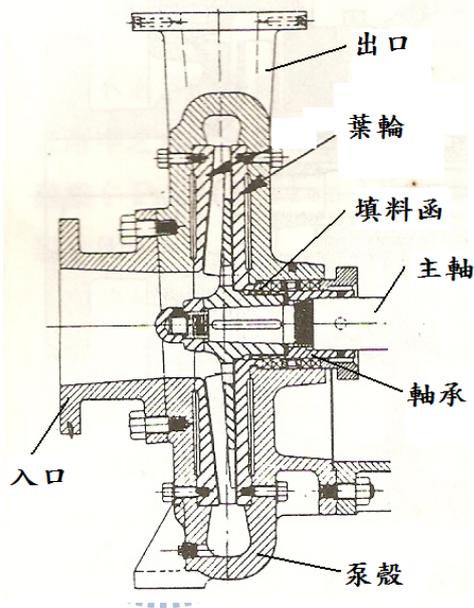


圖 1-1 離心式幫浦構件  
(參考資料：離心式泵)

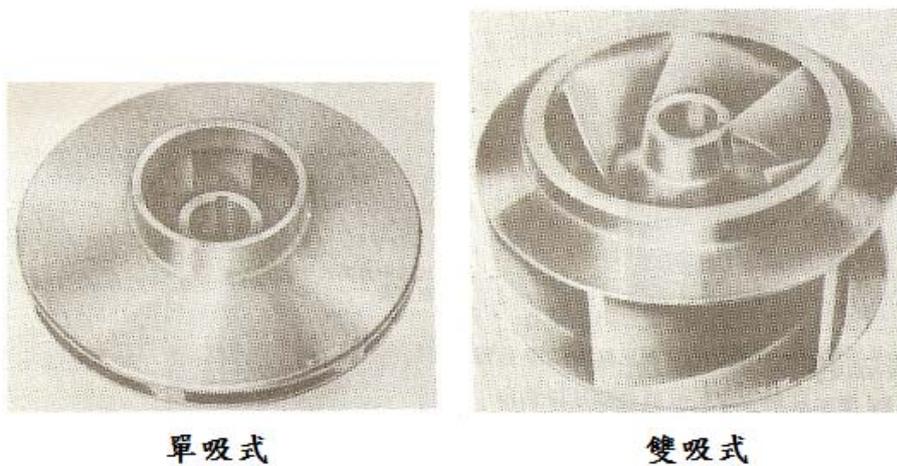


圖 1-2 葉輪吸入口分類  
(參考資料：離心式泵)

表 1-2 離心泵構件功能表

構件名稱	功能	材料
葉輪	帶動液體作高速轉動，以產生離心力使流體獲得動能。	青銅、不鏽鋼 (316SS)、鎳合金
泵殼	扁圓形，與葉輪間空隙為渦形室，引導流體流動，並使流體的動能轉變成壓力。	鑄鐵
主軸	連接馬達及葉輪，使馬達帶動葉輪轉動。	不銹鋼
填料函	防止液體滲漏的構件	石棉、特夫綸 (teflon)
軸承	減少主軸的摩擦，並且使主軸的位置精確的固定。	鋼質球軸承

表 1-3 離心泵葉輪葉片特點

型式	特點
徑流式(radial flow type)	流體從葉輪的直徑方向流出。流量較小，揚程較高。
軸流式(axial flow type)	葉片的方向呈螺旋槳狀，使流體從葉輪的軸心方向流出。流量較大，揚程較低。
混流式(mixed flow type)	介於徑流式與軸流式之間的型式。

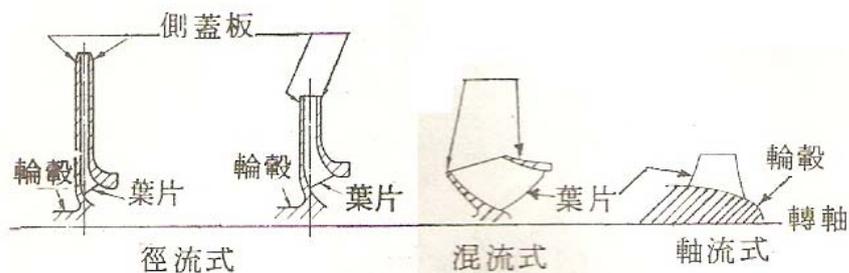


圖 1-3 葉輪葉片形式  
(參考資料：離心式泵)

在葉片型式部分，依出口角度來區別，離心式幫浦之葉輪葉片可分為後傾式 (Backward-Inclined)、徑向式 (Radial) 及前傾式 (Forward-Curved) 三種。後傾式葉片出口角小於 $90^\circ$ ，徑向式葉片出口角等於 $90^\circ$ ，而前傾式葉片出口角大於 $90^\circ$ ，其特性分述如下。因離心式水幫浦設計所使用之葉輪型態大多為後傾式葉片，所以選擇為本研究所探討之對象。

1. 後傾式：葉片後傾式葉片如圖1-4(a)所示葉片沿迴轉方向後傾，此型葉片出口速度較小，可產生較大壓升、效率也較高，其葉片數較前傾式少，出口角度為 $15^\circ\sim 50^\circ$ 之間。
2. 徑向式：徑向式葉片如圖1-4(b)所示，構造簡單且葉輪強度大於前傾式與後傾式，其性能介於前傾式與後傾式之間。
3. 前傾式：前傾式葉片如圖1-4(c)所示，葉片沿迴轉方向前傾，此型葉片出口速度大、流量大，適合需要輸出大流量之要求。由於流量較大，葉輪入口直徑需較大，因此葉片長度通常較短且葉輪上的葉片數較多，此型葉片出口角度為 $120^\circ\sim 160^\circ$ 。

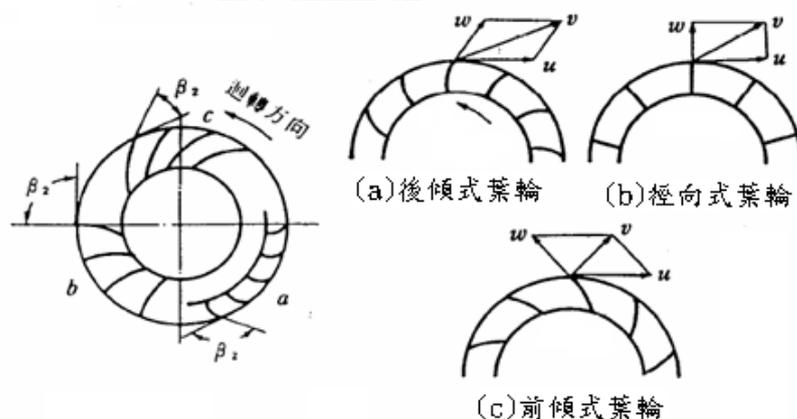


圖 1-4 離心式葉輪葉片形式

## 1.2 文獻探討

幫浦葉輪傳統的設計方法大多先決定幫浦運轉條件與性能要求後，藉由流體力學公式及實驗所得之經驗公式決定葉輪之主要幾何尺寸，並以多段圓弧合成葉片在空間中之軌跡，包括Church[1]，Stepanoff[2]，及Tuzson[3]等人所提出之設計方法均屬於此類。

近年來隨著電腦的迅速發展以及數值方法的精進，加上數值計算的結果能提供流場壓力與速度分佈的詳細情形，並能指出葉片外型應該改進的

地方，使得數值計算方法廣泛地應用於三維機械設計與流場分析上。以下就本文所參考的文獻資料歸納如下：

1975年Eck[4]與1978年Raj[5]針對離心式幫浦與葉輪的幾何參數計算方法及流場現象作完整的說明與探討。

1975年Eckardt[6]利用瞬間測量方法研究離心式幫浦內Jet-Wake流出葉輪的流動現象，並且同樣獲得類似的結果，在流體流出葉輪之速度場中，與在負壓側（吸入面）裡的低速流動（Wake）地區相比的高速流動（Jet）在葉片的壓力邊附近的地區，發現後傾式葉片其壓力面相當於葉片之凸出面。

1982年神宮 敬[7]針對幫浦之設計，將許多學者研究的結果整合說明，並針對幫浦的基本理論、設計參數、製圖及材料選用……等，大略地作簡要的說明及綜整，並將工作流體與揚程的關係作各種型式泵的分類與判定。

1986年蘇宗寶[8]針對離心式泵的構造、基本理論、設計、特性、安裝與試驗，作詳細的解說與探討。

1996年 Zhang等人[9]則是探討三維後傾式離心葉片。

1998年 Pierret[10]利用 Bezier 曲線設計二維渦輪葉型，以幾個決定外型的重要設計參數作為輸入，利用類神經網路學習輸入與輸出的關係，並用模擬退火(simulated annealing)來快速取得最佳葉型。

1998年 Ardizzone 和 Pavesi [11]以實驗分析離心式幫浦與葉片間之流道的相對穿越流動（Relative Through-Flow）與渦流現象（Eddy Vortex），並利用計算流體力學（Computational Fluid Dynamics, CFD）計算結果求出最佳的葉輪入口角度。

1998年 Jude 和 Homencovschi [12]以數值模擬的方法，模擬二維、非黏性之不可壓縮流體流經離心式葉片的流場現象，並將模擬結果與實驗作比對，發現數值模擬與實驗值大致相同。

1999年 Oh 等[13]以設計參數最佳化結合比速率作葉片的最佳化設計。

2000年國內蘇等[14]以三維 Navier-Stokes 黏性計算方法對軸流與離心葉輪等渦輪機械進行了流場的模擬

2002年，Hong 和 Kang [15]對離心式葉片在不同出口角度下影響葉輪出口壓力作研究，在實驗中分別量測葉輪出口及渦形殼壁面的壓力大小與

CFD 數值模擬的壓力分佈比較，作為修正葉輪出口角度與渦形殼幾何形狀的依據。

2002年 Goto 和 Zangendh [16]利用逆向設計法 (Inverse Design Method) 結合CFD設計多級離心式幫浦 (Multi-Stage Pump) 與其擴散器 (Diffuser) 的葉片形狀，並藉由模擬與實驗結果分析葉片之間的流場，改變設計參數反求葉輪與擴散器的最佳葉形與直徑大小，可抑制在葉片低壓面 (Suction Side) 與葉轆 (Hub) 間發生的流動分離 (Flow Separation)，避免流動能量損失。

2002年 Goto 等[17]建立一套幫浦的水力設計系統，分為葉片與流道兩大設計系統，結合3-D電腦輔助設計軟體 (Computer Aided Design, CAD)、CFD與逆向設計法，有效減少研發時程與成本，可設計出高性能、高可靠度、創新的幫浦。有別於直接法 (Direct Method)，利用逆向設計法將幫浦的性能參數如比速率 (Specific Speed)、葉片入口角度、輸入功率，透過電腦模擬運算找出最佳化之葉形，證明葉片設計的關鍵在於由水力參數控制幾何參數變因。

2004年 Song 等[18]以CFD數值模擬分析人工心臟用之小型離心式幫浦，藉由計算結果分析幫浦的速度場、壓力場、流線分布及性能曲線 (Performance Curve)，改善原型幫浦葉片的幾何設計，提高其性能且縮小尺寸。

### 1.3 研究動機與目的

幫浦是工業的心臟，雖然離心式幫浦的發展已有一段時間，且國外幫浦產品技術也趨於成熟穩定，但是反觀國內，幫浦應用雖然普遍，但是自行研發、分析與設計的技術能力大多仍處於與國外工業合作或模仿國外產品進行生產，早期國內廠商投入大量的時間、人力及財力，一再的重複測試及修改來製造幫浦，然真正投入研發設計的並不多，況且離心式幫浦的葉輪為是一轉動元件，其葉片形狀扭曲、參數複雜，設計起來相當困難，因此真正具有完整的設計能力及流體分析的廠家並不多，在缺乏整體的研發能力下勢必仰賴國外進口，因此離心式幫浦的發展嚴重受限，市場幾乎一半以上被進口產品所佔據。隨著經濟起飛，科技與工業發達，工廠的產能也日益增加，幫浦在需求上更趨於高負載、高轉速、高流量、低噪音及低振動的嚴苛設計，因此如何設計出高效率的幫浦已成為工業界中重要的

課題。

一般幫浦設計的效能及穩定性牽扯馬達設計（馬力）、葉輪設計、泵殼設計（含渦形室），由於馬達的設計是關於機電整合方面的研究，非屬於本研究範圍之內，因此在本文內將不列入探討，本研究僅著重於葉輪的設計與物理現象之分析。因離心式幫浦之輸出壓力較大，較容易達到所需揚程，且當工作流體之黏滯性大於或等於水時，後傾式葉輪又比前傾式葉輪之揚程要高，所以一般專業泵的設計均採用後傾離心式葉輪之設計，在本研究中也例外。

## 1.4 研究流程與架構

本研究以A公司提供的離心式幫浦之泵殼及葉輪設計藍圖，建立CAD模型，並改變離心式幫浦葉輪葉片的幾何設計，將不同葉輪之參數模型，利用數值模擬軟體ADINA計算工作流體為水的幫浦性能，探討不同葉輪設計之參數模型對離心式幫浦之最大流量、揚程及操作範圍的性能影響，期望對離心式幫浦之葉片最佳化設計之目的。本研究的流程及說明如下：

### 1. 葉輪葉片之設計：

首先利用A公司所提供的泵殼及葉輪之工程藍圖作為本論文基準個案研究之離心式水幫浦，參考劉鼎嶽[19]所整理的設計規範為基礎，並討論可變更之葉輪葉片的幾何設計參數；因須保留原泵殼設計情況下，於是葉輪葉片可變更的參數相對減少，故選擇設計參數葉片入口角、葉片出口角及葉片數等三項影響性能較大的參數，並分別設定參數葉片入口角度為 $18^\circ$ 、 $23^\circ$ 、 $28^\circ$ ，葉片出口角為 $15^\circ$ 、 $20^\circ$ 、 $25^\circ$ 及葉片數為5片、6片、7片。

### 2. 數值模擬分析

利用數值模擬軟體ADINA來模擬離心式水幫浦基準個案之內流場，將結果提供流場可視化外，並分析其壓力場及速度場之變化情形，並建立基準個案的性能曲線。

### 3. 葉片參數最佳化

利用以數值模擬軟體針對不同葉片參數之參數模型作計算與分析，依據模擬結果分析葉片參數對離心式幫浦性能之影響主次順序，並將其性能與基準個案作比較及說明，最後定義出最佳化設計之葉片。

本文共分五章，其概要內容如下：

第一章：本章對離心式幫浦的原理及構造作概略的介紹，並陳述國內外離

心泵的歷史研究過程。最後簡述本文之研究動機與目的及研究流程。

第二章：本章說明離心式幫浦的理論及特性，並詳細介紹葉輪參數設計之選定，最後說明本研究使用之模型來源及參數。

第三章：本章針對流場數值計算所使用之數值方法、模型建構方式、網格設定、邊界條件設定及CFD軟體ADINA設定作說明，並以流程圖敘述本文模擬分析之流程。

第四章：本章探討基準個案流場現象及其性能曲線，並分析葉片參數對離心式水幫浦性能的影響，然後逐一作參數模型模擬結果與比較，最後求出最佳化之設計。

第五章：本章對本文所得之結果作一簡單的結論，並說明未來的研究方向及建議事項。



## 第二章 離心式幫浦之理論與設計

離心式幫浦在設計上包含泵殼設計、葉輪設計、水力參數及流力分析，而其中葉輪設計條件必須滿足合理的流體力學原理，本章將著重於葉輪設計的方法及所運用的理論。

### 2.1 離心式幫浦的主要參數

離心式幫浦的主要參數有下列幾個：

- (1) 流量(Q)：幫浦的流量為每單位時間內排出的液體體積，單位為  $m^3/min$  或  $l/min$  表示。
- (2) 揚程(H)：流體在幫浦之入口與出口的能差稱為揚程(又稱水頭)，揚程為壓力能、位能與速度能之總合，單位為m。
- (3) 轉速(N)：幫浦的轉速直接影響泵的流量、壓力和效率，轉速的每單位時間內的轉速，單位為  $r/min$ 。
- (4) 功率(P)：本研究探討的離心式幫浦使用的工作流體為水，泵的輸出功率則為水馬力。(本研究未討論功率變化)
- (5) 效率( $\eta$ )：幫浦的效率定義為幫浦的輸出液體功率除以輸入軸功率。
- (6) 操作範圍：性能曲線與X-Y軸構成之面積，定義為幫浦在不同流量下可有效輸出液體的距離，僅作為比較之用，單位為  $Pa \cdot l/min$  或  $m \cdot l/min$  (無實質意義)。

### 2.2 基本流體力學關係

#### 2.2.1 靜止導管之柏努利方程式

靜止導管之柏努利方程式(Bernoulli Equation)是假設無流的損失且沿流線上任兩點0與1，之總揚程為相同而得，其關係如(2-1)式，如圖2-1所示。

$$H = \frac{144p}{\gamma} + \frac{c^2}{2g} + y = const$$
$$\therefore \frac{144p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + y_1 = \frac{144p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} + y_2 \quad (2-1)$$

其物理意義為： $\frac{144p}{\gamma}$  = 靜壓力揚程， $\frac{c^2}{2g}$  = 速度揚程， $y$  = 高度揚程

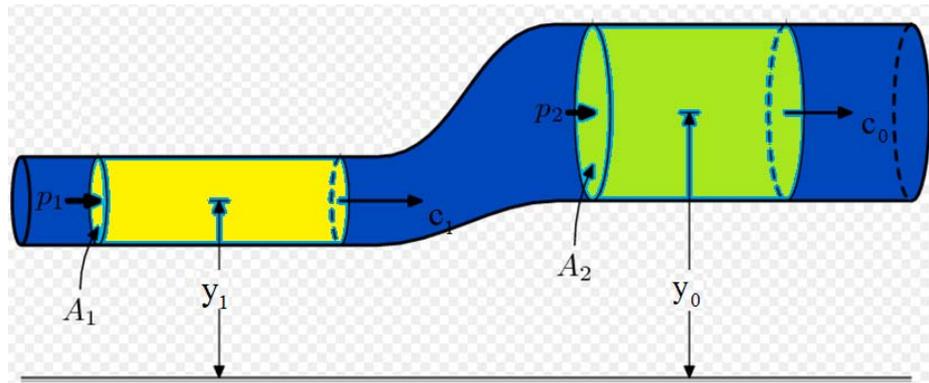


圖 2-1 柏努利定律圖

### 2.2.2 漩渦理論

當一容器以一固定角速度( $\omega$ )旋轉時，則其內部之流體會以 $r\omega$ 之速度隨著旋轉；當旋轉一段時間後，流體會達到平衡狀態且各部分間之相對速度會為零，此時流體如同一旋轉之固體，稱為強制漩渦 (Forced Vortex)，所謂漩渦是指流體微小質點迴轉之意，此微小質點以本身為軸在迴轉時奪去流場中之能量；而強制漩渦常伴隨自然漩渦 (Natural Vortex) 或稱位置漩渦 (Potential Vortex) 的發生，自然漩渦並非以本身軸迴轉，而是類似月球繞行地球公轉之之運動。

如圖2-2所示，當一連通管水槽靜止時，其各連通管內的水位高度均相同，當我們以一固定轉速轉動水槽時，因為距離旋轉軸較遠的連通管所受離心力較大，所以可產生較高的揚程；而較近的連通管也因離心力較小，故揚程較低，此時槽內之液面會形成一拋物線，如圖2-3所示，這原理與強制漩渦相同，若轉速越高，則離心力越大，其造成的揚程相對地越高。而幫浦葉輪旋轉時，流體同樣會產生強制漩渦，使葉輪產生揚程，唯一不同的是葉輪內輪轂至圓周邊因為有能量梯度產生，導致工作流體由輪轂往圓周移動而產生流動流經葉輪。

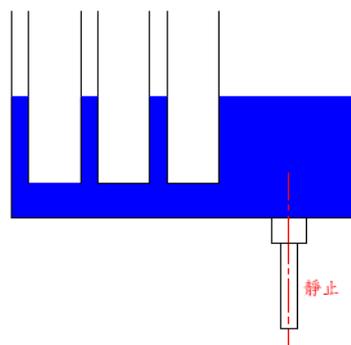


圖 2-2 靜止連通管槽

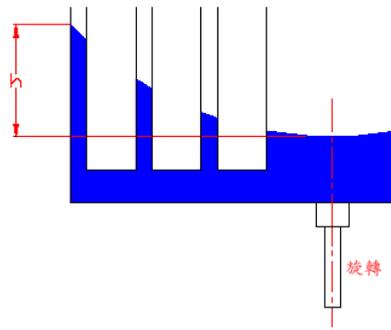


圖 2-3 轉動時連通管槽

## 2.3 離心式幫浦理論

### 2.3.1 離心式幫浦之理論揚程

離心式幫浦之葉輪內的流體流動情形如圖2-4所示， $\omega_1$ 、 $\omega_2$  為在葉輪入口及出口處順著葉片之速度。假設葉輪順時鐘方向旋轉，於葉輪入口及出口之圓周速度為  $u_1$  及  $u_2$ ，則流體的實際速度(絕對速度)及實際方向，可合成  $u$  及  $\omega$  得到  $v_1$  及  $v_2$ ，圖中  $\beta_1$  及  $\beta_2$  為葉輪入口及出口處葉片的角， $\alpha_1$  及  $\alpha_2$  表示  $v_1$ 、 $v_2$  與圓周速度  $u_1$ 、及  $u_2$  切線所成之角度。

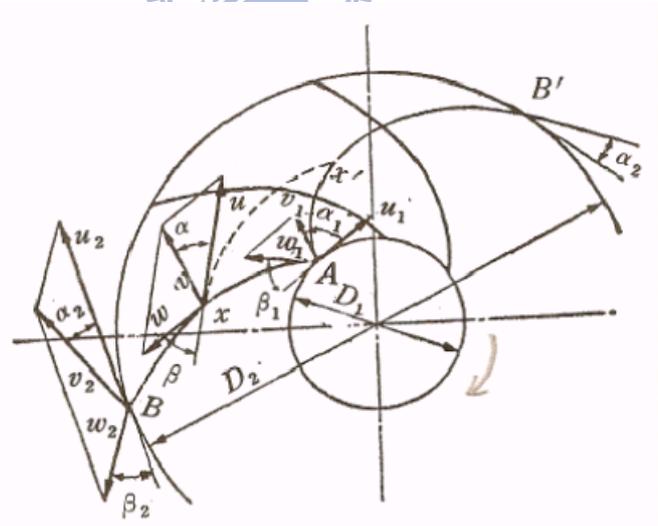


圖 2-4 葉輪內之流體

(參考資料：機械設計製圖)

由運動量之理論，葉輪供給流體所需之力矩  $M$  可以(2-2)式表示之。

$$M = \frac{\rho Q}{g} (R_2 v_2 \cos \alpha_2 - R_1 v_1 \cos \alpha_1) \quad (2-2)$$

式中  $Q$  為幫浦流量， $R_1$  及  $R_2$  為葉輪之入口及出口之半徑。

又令，葉輪之理論揚程為  $H_{th\infty}$ ，則

$$\gamma Q H_{th\infty} = M\omega = \frac{\gamma Q}{g} (u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1)$$

$$\therefore H_{th\infty} = \frac{(u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1)}{g} \quad (2-3)$$

一般於幫浦葉輪葉片入口，流體流入之絕對速度可視為半徑方向流入，所以  $\alpha_1 = 90^\circ \Rightarrow \cos \alpha_1 = 0$

代入(2-3)式中，則

$$H_{th\infty} = \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2}{g} \quad (2-4)$$

(2-4)式為假定葉輪葉片數無限多，且葉片之間佈滿流體且順著葉片流動，而流動時無磨擦造成揚程損失之結果。但實際上葉輪葉片數約5~10片，故葉片之間流道變大，會產生渦流之影響，故實際的理論揚程  $H_{th}$  會小於  $H_{th\infty}$ 。

### 2.3.2 實際揚程與總揚程

總揚程為吸入揚程與吐出揚程之總合，其中吸入揚程包括吸入實際揚程、吸入管系損失揚程、入口損失與吸入速度揚程，而吐出揚程包括吐出實際揚程和吐出管系損失揚程，其揚程之關係式如下。

$$H_T = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + h_e + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \quad (2-5)$$

$$H_p = H_s + H \quad (2-6)$$

其中  $H_T$  為總揚程(m)、 $H_p$  為實際揚程(吸入水面至吐出水面之垂直高度:m)、 $H_s$  為吸入實際揚程(m)、 $H$  為吐出實際揚程(m)、 $P_d$  為吐出口壓力 ( $kg/cm^2$ )、 $P_s$  為吸入口壓力 ( $kg/cm^2$ )、 $v_d$  為吐出管內流速(m/s)、 $v_s$  為吸入管內流速(m/s)、 $h_e$  為兩具壓力錶間之垂直距離(m)、 $\gamma$  為液體比重 ( $kg/m^3$ )。

### 2.3.3 比速率

比速率 (Specific Speed) 在物理上之意義為：一種幾何形狀相似的葉輪，其尺寸大小正好在轉動時可以輸送  $1 m^3/min$  之流量產生  $1m$  揚程時所需之轉速，如(2-7)式。

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2-7)$$

式中  $N_s$  為比速率， $H$  為揚程(m)， $Q$  為流量 ( $m^3/min$ )， $N$  為葉輪轉速 (rpm)。

## 2.4 幫浦口徑及葉輪設計

一般設計葉輪應決定的主要參數，用下列符號表示：葉輪軸徑( $d_s$ )、葉輪輪殼直徑( $d_b$ )、葉輪入口直徑( $D_e$ )、葉片入口直徑( $D_1$ )、葉片入口角度( $\beta_1$ )、葉片數( $z$ )、葉片入口寬度( $b_1$ )、葉片出口直徑(葉輪外徑)( $D_2$ )、葉片出口角度( $\beta_2$ )、葉片出口寬度( $b_2$ )等，如圖2-5所示。然而，若已知條件僅有為幫浦的揚程、流量、轉速及動力等四項，以此等條件為基本條件，欲直接求出上述應決定的參數幾乎為不可能，故必須適當的選擇經驗值。以下針對葉輪參數設計作簡介：

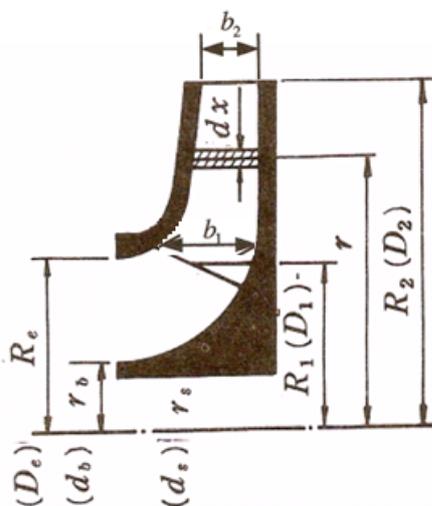


圖 2-5 葉輪的主要參數

### (1) 幫浦吸入口徑( $d$ )

幫浦之吸入口徑可由流量 $Q(m^3/min)$ 決定，一般流量 $Q(m^3/min)$ 與口徑 $d(mm)$ 之關係式如(2-8)式，

$$d = 145.5 \sqrt{\frac{Q}{v}} \quad (2-8)$$

$v$ 為於出口處之流速，一般設計以 $v=1.5\sim 3m/s$ 為原則，流量小之幫浦取接近於 $1.5m/s$ ，流量大之幫浦取接近於 $3m/s$ 。

### (2) 葉輪軸徑( $d_s$ )

葉輪軸徑(幫浦主軸)尺寸之設計應考慮傳動動力的強度。若轉速為 $N$ 的主軸上，當作用動力為 $R(PS)$ 時，主軸承受之回轉力矩為 $T$ ，則

$$R = \frac{T \times \omega}{75} = \frac{T}{75} \times \frac{2\pi N}{60} \quad (2-9)$$

$$T = 71260 \frac{R}{N} (\text{kg} - \text{m}) \quad (2-10)$$

又葉輪軸徑直徑為  $d_s$  (cm) ，作用於主軸的扭力為  $\tau$  ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ ) ，則

$$T = 71260 \frac{R}{N} = \frac{\pi}{16} d_s^3 \tau$$

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi\tau}} = K \times \sqrt[3]{\frac{R}{N}} \quad (2-11)$$

一般葉輪軸徑除了承受單純扭矩，亦可能承受葉輪重量及皮帶張力所造成之彎矩；若設計葉輪軸徑時，將彎矩的因素考慮在內則設計較為困難，依設計經驗，一般設計  $\tau$  時取較低值以便對於這些力矩有裕度。其  $\tau$  與  $K$  之經驗式如下：

$$\tau = 130 \text{kg}/\text{cm}^2 \text{ 時，則 } K=14$$

$$\tau = 210 \text{kg}/\text{cm}^2 \text{ 時，則 } K=12$$

$$\tau = 360 \text{kg}/\text{cm}^2 \text{ 時，則 } K=10$$

### (3) 葉輪輪轂直徑 ( $d_b$ )

葉輪輪轂之直徑受軸徑影響，設計時應考慮預留安裝鍵槽之厚度，一般輪轂之直徑與軸徑關係如(2-12)式

$$d_b = d_s + (15\text{mm} \sim 50\text{mm}) \quad (2-12)$$

### (4) 葉輪入口直徑 ( $D_e$ )

葉輪入口直徑，指的是流體進入葉輪所通過的直徑範圍。葉輪入口處之流速  $v_e$  通常等於幫浦入口流速  $v$  或略大一點，一般設計  $v_e = 1.5 \sim 3 \text{m/s}$ ，而  $D_e$  與  $v_e$  關係如(2-13)式。

$$\frac{\pi}{4} (D_e^2 - d_b^2) v_e = Q + q_1 = Q'$$

$$\therefore D_e = \sqrt{\frac{4Q'}{\pi v_e} + d_b^2} \quad (2-13)$$

式中  $Q'$  為通過葉輪之水量，即設計流量  $Q$  加上漏水量  $q_1$ ，因實際漏水量是無法求得，一般估計為  $Q$  之 2%~15%。

$$Q' = Q + q_1 = (1.02 \sim 1.15)Q \quad (2-14)$$

### (5) 葉片入口直徑 ( $D_1$ )

葉片入口直徑  $D_1$  通常設計為等於葉輪入口直徑  $D_e$  或者比  $D_e$  略大一點，因此  $D_1$  與  $D_e$  相對關係如下

$$D_1 = (0.90 \sim 0.95)D_e \quad (2-15)$$

(6) 葉片入口角 ( $\beta_1$ )

若通過葉輪之水量為  $Q'$  時，葉輪入口速度線圖，如圖2-6所示，圖中字母右下標0表示流體進入葉片前之值，右下標1表示流體進入葉片後之值， $\beta_1$  為葉片入口角，則  $v_1$  為葉片入口相切於葉輪之絕對速度、 $w_1$  為葉輪入口相對速度。其中  $u_1 = r_1\omega = \frac{D_1}{2} \times \frac{2\pi N}{60}$ ，且一般設計  $v_1 = (1.10 \sim 1.20)v_e$ ，則葉片入口角

$$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{v_1 \sin \alpha_1}{u_1 - v_1 \cos \alpha_1} \quad (2-16)$$

在流場內可視葉片入口部份之絕對速度之流入方向與半徑相一致。則  $\alpha_0 = \alpha_1 \cong 90^\circ$ ，所以(2-16)式可改為下列之關係式

$$\therefore \beta_1 = \tan^{-1} \frac{v_1}{u_1} = \tan^{-1} \frac{60v_1}{\pi D_1 N} \quad (2-17)$$

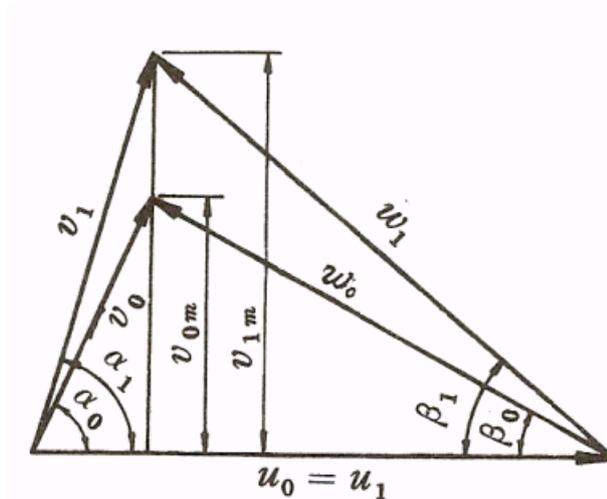


圖 2-6 葉輪入口速度線圖

(參考資料：機械設計製圖)

(7) 葉片入口寬度 ( $b_1$ )

流體從幫浦入口到葉片入口的過程中，會經過一段  $90^\circ$  的轉彎流道，當葉輪瞬時旋轉時會造成流體在葉輪入口處發生流體分離的現象；這個現象對葉片會造成流量在正常狀況下也會有衝擊損失，且回流的影响也會使能量造成損失。則葉片寬度之關係式如下。

$$v_{1m} = v_1 \sin \alpha_1 = \frac{Q'}{A} = \frac{Q'_1}{\pi D_1 b_1}$$

$$\therefore b_1 = \frac{Q'}{\pi D_1 v_1} \quad (2-18)$$

(8) 葉片出口角 ( $\beta_2$ )

葉片出口角  $\beta_2$  對於幫浦特性曲線的影響非常大，由(2-4)式及速度線圖 2-7可推知

$$H_{th\infty} = \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{u_2 (u_2 - \omega_2 \cos \beta_2)}{g} \quad (2-19)$$

若  $u_2$  為一定值，則  $H_{th\infty}$  值由  $\beta_2$  值決定，隨著排水量變化如下。

- A. 當  $\beta_2 = 90^\circ$  時， $\omega_2 \cos \beta_2$  等於 0， $H_{th\infty}$  值不變。
- B. 當  $\beta_2 \leq 90^\circ$  時， $\omega_2 \cos \beta_2$  大於 0， $H_{th\infty}$  值跟著流量增加而減少。
- C. 當  $\beta_2 > 90^\circ$  時， $\omega_2 \cos \beta_2$  小於 0， $H_{th\infty}$  值跟著流量增加而增加。

將流量  $Q$  表於橫座標，揚程  $H$  表於縱座標，則  $H_{th\infty}$  變成如圖 2-8 所示之三條直線，當流量及周速度為一定時，令  $\beta_2$  越大，則  $H_{th\infty}$  越大；但令  $\beta_2$  越大時，由圖 2-7 可知，絕對速度  $v_2$  變大，把此速度有效地換成壓力揚程較為困難，而水力效率  $\eta_h$  亦會降低。相反地， $\beta_2$  非常小時，不但  $H_{th\infty}$  會減少，葉輪內水通路變長，摩擦損失會增加，故  $\beta_2$  之適當值有一範圍。一般所使用的葉片出口角度為  $\beta_2 = 15^\circ \sim 50^\circ$ ，特別是在  $\beta_2 = 20^\circ \sim 30^\circ$  時幫浦的效率最好。

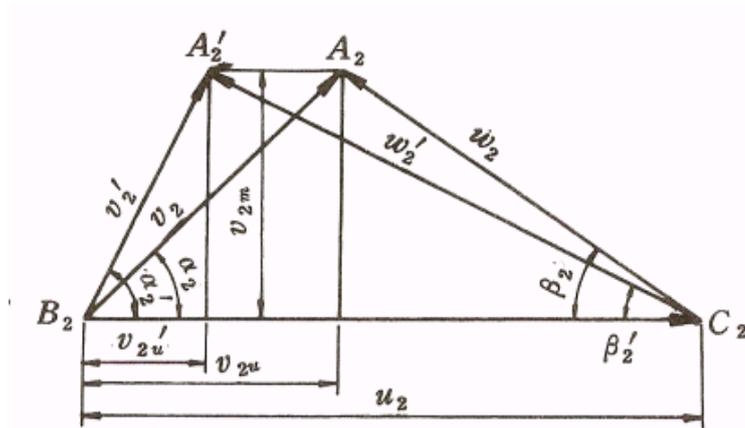


圖 2-7 葉輪出口速度線圖

(參考資料：離心式泵)

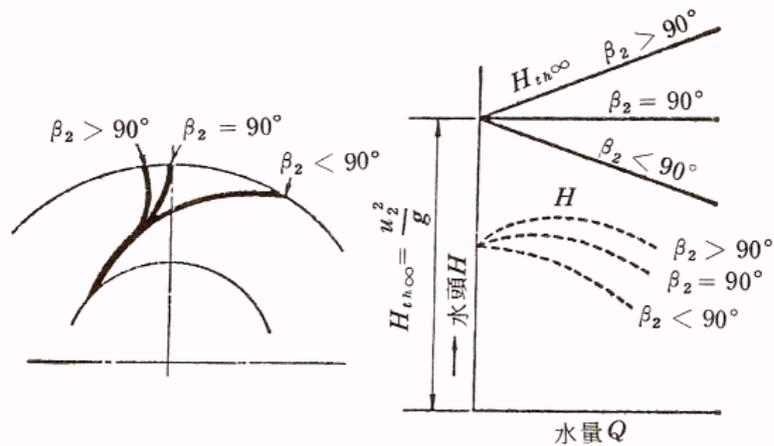


圖 2-8 葉片出口角與揚程變化

(參考資料：機械設計製圖)

(9) 葉輪出口直徑 (葉輪外徑) ( $D_2$ )

通過葉輪之水量為  $Q'$  時，出口速度之關係圖如為 2-7 所示，圖中  $\Delta A_2 B_2 C_1$  為葉片數無限大時之出口速度線圖，而  $\Delta A'_2 B_2 C_2$  為實際之葉片出口速度線圖。圓周速度  $u_2$  一般以  $\sqrt{2gH}$  乘以實驗係數之結果求出。即

$$u_2 = k_{u2} \sqrt{2gH} \quad (2-20)$$

其中  $k_{u2}$  能以比速度  $N_s$  為基準表示之，如表 2-1。

表 2-1  $N_s$  與  $k_{u2}$  關係表

$N_s$	$k_{u2}$
100~150	0.95~1.00
150~300	1.00~1.10
300~500	1.05~1.15
500~750	1.10~1.25
750~1000	1.20~1.30

一般  $k_{u2}$  值因實驗者有少許之差異，以圖 2-9 為例，Stepanoff 氏對於出口角度為  $22.5^\circ$  之葉輪所實驗之結果。故由 (2-20) 式決定  $u_2$ ，再由 (2-21) 式求出葉輪出口直徑。

$$D_2 = \frac{60u_2}{\pi N} = \frac{19.1u_2}{N} \quad (2-21)$$

在上式之中，出口直徑如果過大則會增加摩擦損失，相對的如果太小時，其葉輪半徑方向寬度會不足，所以出口直徑大小的定義需非常謹慎。

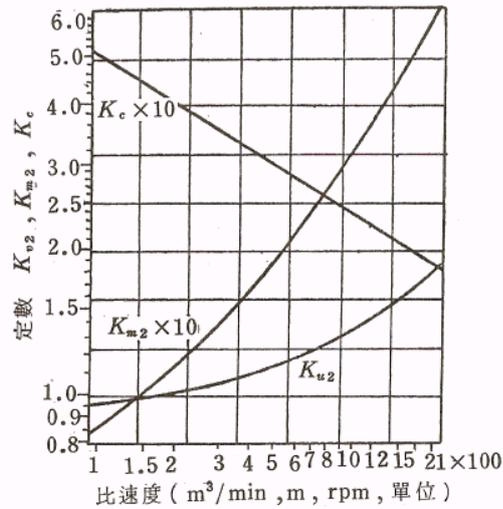


圖 2-9 實驗係數值

(10) 葉片出口寬度 ( $b_2$ )

如圖2-7所示，一般葉片出口寬度求法與葉片入口寬度求法(2-18)式相同，所以其關係式如(2-22)式

$$\therefore b_2 = \frac{Q'}{\pi D_2 v_2 \sin \alpha_2} = \frac{Q'}{\pi D_2 v_{2m}} \quad (2-22)$$

其中  $v_{2m}$  值以  $\sqrt{2gH}$  乘以係數  $k_{m2}$  而求之

$$v_{2m} = k_{m2} \times \sqrt{2gH} \quad (2-23)$$

一般使用之  $k_{m2}$  值如表2-2。

表 2-2  $N_s$  與  $k_{m2}$  關係表

$N_s$	$k_{m2}$
100~150	0.09~0.11
150~300	0.10~0.14
300~500	0.13~0.19
500~750	0.18~0.25
750~1000	0.22~0.30

(11) 葉片數 ( $z$ )

如圖2-10所示， $t_1$  為葉片之間隔(節距)， $z$  葉片數， $S_1$  為葉片厚度，則

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{z} \Rightarrow z = \frac{\pi D_1}{t_1} = 6.5 \frac{D_2 - D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (2-24)$$

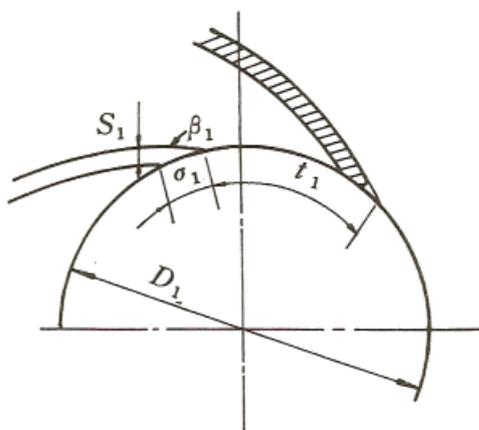


圖 2-10 葉輪入口

(參考資料：機械設計製圖)

葉片數 $z$ ，由製作上之難度決定之情形較多；由參考文獻中實驗結果，葉片數設計建議如表2-3。

表 2-3 參考文獻葉片數建議

參考文獻中實驗結果所建議的葉片數	
葉輪尺寸	葉片數 $z$
小型葉輪	4~6
中型葉輪	6~8
大型葉輪	8~12

## (12) 葉片曲線

預設計一葉輪時，除了知道葉片入口之 $D_1$ 、 $D_2$ 、 $b_1$ 、 $b_2$ 、 $\beta_1$ 及 $\beta_2$ 等數值外，輪葉之中間部分之葉片形狀亦應了解。為了減少水流在葉輪流動時之摩擦損失，應設計葉片角度之變化及剖面變化緩慢，無急速之變化。一般使用之葉片曲線之畫法分為四種，包括一圓弧法、二圓弧法、入口部曲線以漸開線或對數蝸線畫成，及事先決定葉輪各點速度再畫出曲線等。本文設計之葉片曲線採二圓弧法構成，其畫法如圖2-11所示。

- 首先畫出葉片入口直內徑 $D_1$ 及葉片出口直 $D_2$ 之圓周。
- 連結內圓周上之一點B與中心點O。與BO成葉片入口角度 $\beta_1$ 畫出BP線。
- 在BP直線上之任意一點P為中心畫圓弧BC。
- 由外圓上之任意點A半徑AO。

- E. 畫一與AO成葉片出口角度 $\beta_2$ 之直線AQ。
- F. 以Q為中心畫一圓弧AC與BC弧相連結。
- G. 為了AC曲線與BC曲線能圓滑連結起見，Q點一定需要在CP之延長線上。

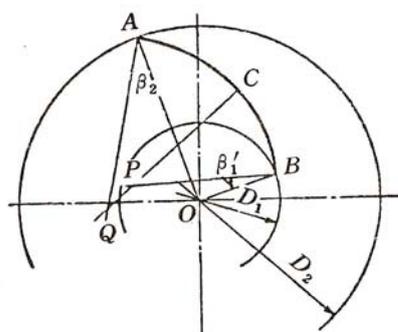


圖 2-11 二圓弧法

## 2.5 本研究使用之設計參數

本研究之離心式水幫浦其泵殼與葉輪之CAD、運轉轉速等設計參數，均由A公司提供，其中葉輪及葉片之設計參數由工程藍圖及3D模型以逆向工程方式量測獲得，其各項參數如下：

- (1) 幫浦轉速 (N) : 1750 (RPM)。
- (2) 比速率：依 (2-12)式： $N_s = 165.5$ 。
- (3) 泵入口口徑：由A公司提供之3D檔，量測值 $d=80$  (mm)。
- (4) 葉輪軸徑( $d_s$ )：由A公司提供之3D檔，量測值 $d_s=20.64$  (mm)。
- (5) 葉輪輪轂之直徑( $d_b$ )：由A公司提供之3D檔，量測值 $d_b=38.41$  (mm)。
- (6) 葉輪入口之直徑( $D_e$ )：由A公司提供之3D檔，量測值 $D_e=67.25$  (mm)。
- (7) 葉片入口直徑( $D_1$ )：由A公司提供之3D檔，量測值 $D_1=74.38$  (mm)。
- (8) 葉片入口角度( $\beta_1$ )：由A公司提供之3D檔，量測值 $\beta_1=23^\circ$ 。
- (9) 葉片入口寬度( $b_1$ )：由A公司提供之3D檔，量測值 $b_1=20.13$  (mm)。
- (10) 葉片數 (z)：由A公司提供之3D檔，葉片數 $z=6$ 。
- (11) 葉輪出口直徑( $D_2$ )：由A公司提供之3D檔，量測值 $D_2=212$  (mm)。
- (12) 葉片出口角度( $\beta_2$ )：由A公司提供之3D檔，量測值 $\beta_2=20^\circ$ 。
- (13) 葉片出口寬度( $b_2$ )：由A公司提供之3D檔，量測值 $b_2=13.23$  (mm)。
- (14) 葉片厚度 (S)：由A公司提供之3D檔，量測值 $S=3$  (mm)。

## 第三章 數值方法

隨著電腦性能的提升和數值方法不斷的演進，CFD應用的領域越來越廣泛，也促進科學的快速的發展。由於離心式幫浦葉輪之內部流場試驗與量測技術存在許多困難，使得數值模擬成為研究離心式幫浦葉輪內部流場的一種重要方式。尤其近幾十年來，許多針對離心式幫浦葉輪內部流場數值模擬之研究，已經由非黏滯性的理想流體發展到考慮黏滯性的實際流體。

一般數值方法解方程式可採有限元素法(Finite Element Method)、有限體積法(Finite Volume Method)及有限差分法(Finite Difference Method)三大類。而本研究所使用之CFD軟體為ADINA。ADINA所使用的數值方法結合有限元素法與有限體積法來求解幫浦流場的統御方程式 (Governing Equation)，兩數值方法其優點不同，有限元素法在處理複雜的模型與網格時能有效計算與收斂，而有限體積法在處理物理守恆問題上則有較佳的結果。本章節針對模擬離心式幫浦流場的數值方法來說明。

### 3.1 基本假設

本研究之工作流體為水，為簡化幫浦內流場計算的複雜性，擬對流場作以下的假設：

- (1) 流體為不可壓縮流體(Incompressible Fluid)，其密度 $\rho$ 為定值。
- (2) 流體為牛頓流體(Newtonian Fluid)。
- (3) 流體具黏滯性(Viscous Fluid)。
- (4) 流場為穩態(Steady State)層流。
- (5) 流體在固體邊界的相對速度為零，即為不可滑動邊界(No-slip Boundary Condition)。
- (6) 忽略重力及浮力的影響
- (7) 其它物理性質不隨溫度變化等。
- (8) 泵殼及葉片模型不受流體壓力影響而變形，即不考慮流固耦合問題。

### 3.2 統御方程式

本研究之流場無牽涉到溫度場之變化及計算，故統御方程式並不包括能量方程式，而僅包括三維流場計算中所適用之連續方程式及動量守恆方程式。對於三維的流體力學問題，可將連續方程式與動量守恆方程式在卡

式座標下以張量的形式表示如下：

(1)連續方程式

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (3-1)$$

其中  $\rho$  為密度， $t$  為時間， $x_j$  為座標軸方向， $u_j$  為  $j$  方向上的絕對速度

(2)動量方程式

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v u) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w u) \\ &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial u}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu \frac{\partial u}{\partial z}) + s_u \end{aligned} \quad (3-2)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u v) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w v) \\ &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial v}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial v}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu \frac{\partial v}{\partial z}) + s_v \end{aligned} \quad (3-3)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho w) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u w) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v w) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w w) \\ &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial w}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial w}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu \frac{\partial w}{\partial z}) + s_w \end{aligned} \quad (3-4)$$

或

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + s_i \quad (3-5)$$

$$\tau_{ij} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \overline{\rho u_i u_j} \quad (3-6)$$

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3-7)$$

其中  $u$ 、 $v$ 、 $w$  為  $X$ 、 $Y$ 、 $Z$  方向速度， $x_i$  為卡氏座標 ( $i=1, 2, 3$ )， $u_i$  為流體在  $x_i$  方向的絕對速度， $\bar{u}_j$  為流體和座標系統的相對速度， $P$  為壓力。而且  $\tau_{ij}$  為應力張量、 $s_j$  為 Momentum Source Terms、 $\sqrt{g}$  為 Metric Tensor、 $\delta_{ij}$  為 Kronecker delta、 $s_{ij}$  為剪應變率張量。

### 3.3 數值方法

#### 3.2.1 離散法則

對一有限體積之微小元素，統御方程式可表示成下列通式：

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho \phi) + \text{div}(\rho \bar{u}_r \phi - \Gamma_\phi \text{grad} \phi) = s_\phi \quad (3-8)$$

將上式改寫為積分形式：

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dv + \int_S (\rho \bar{u}_r \phi - \Gamma_\phi \text{grad} \phi) \cdot \vec{S} = \int_V s_\phi dV \quad (3-9)$$

若以計算元素表面將統御方程式離散化，可得

$$\frac{d}{dt} \int_{V_p} \rho \phi dv + \sum_j \int_{S_j} (\rho \bar{u}_r \phi - \Gamma_\phi \text{grad} \phi) \cdot d\vec{S} = \int_V s_\phi dV \quad (3-10)$$

如圖3-1所示，上式中符號 $\vec{S}$ 、 $\bar{u}_r$ 、 $V_p$ 和 $S_j$ 分別表示表面向量、相速度和計算元素的體積與表面。而上式等號兩邊之三項離散方程式(即T1、T2和T3，如圖3-2所示)可分別表示為：

$$T_1 \approx \frac{(\rho \phi V)_p^n - (\rho \phi V)_p^0}{\delta t} \quad (3-11)$$

$$T_2 \approx \sum_j (\rho \bar{u}_r \phi \cdot \vec{S})_j - \sum_j (\Gamma_\phi \text{grad} \phi \cdot \vec{S})_j \equiv \sum_j C_j - \sum_j D_j \quad (3-12)$$

$$T_3 \approx S_1 - S_2 \phi_p \quad (3-13)$$

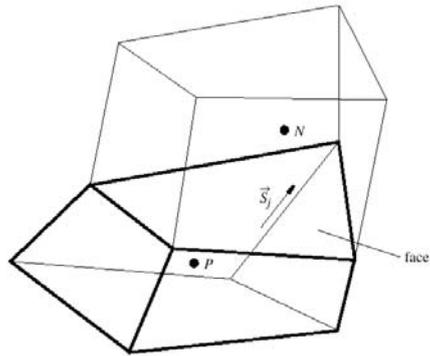


圖 3-1 相鄰網格中心點示意圖

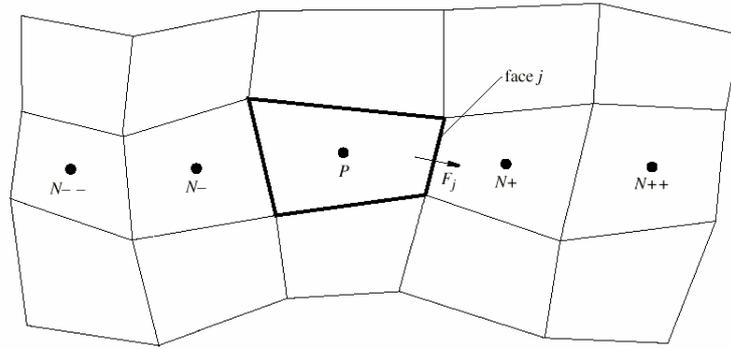


圖 3-2 對流通量示意圖

### 3.2.2 上風差分法

因上風差分法是以特徵線理論為基礎，所以在解Euler和Navier-Stokes方程式時，於數值計算結果方面較具穩定性及精確性等優點，因此上風差分法已被廣泛應用於數值模擬。其定義如下

$$C_j^{UD} \equiv F_j \begin{cases} \phi_P, & j \leq 0 \\ \phi_{N+}, & j > 0 \end{cases} \quad (3-14)$$

$$C_j \equiv F_j \phi_j \quad (3-15)$$

$$D_j \approx \Gamma_{\phi,j} [f_j'(\phi_N - \phi_P) + \{grad\phi \cdot \bar{S} - f_j' grad\phi \cdot \bar{d}_{PN}(\phi_N - \phi_P)\}_j] \quad (3-16)$$

而  $F_j \equiv (\rho \bar{u}_r \cdot \bar{S})_j$  為通過  $j$  與  $\phi_j$  兩各面的質量流率 (Mass Flux)， $\bar{d}_{PN}$  則代表  $P$  與  $N$  兩點之間的距離向量。將上式的 T1、T2 和 T3 代入式 (3-10) 中，可將離散連續方程式改寫成

$$\frac{(\rho V)^n - \rho V^0}{\Delta t} + \sum F_j = 0 \quad (3-17)$$

最後經由上述控制體積計算相關速度後，其次將各統御方程式針對其屬之控制體積積分，配合連續方程式以冪次法 (Power-Law Scheme) 則便可得到所要之差分方程式，其結果如下式

$$A_P \phi_P^N = \sum A_m \phi_m^n + s_1 + B_P \phi_P^0 \quad (3-18)$$

$$A_P = \sum_m A_m + s_2 + B_P \quad (3-19)$$

式中  $A_m$  為對流 (Convection) 或擴散 (Diffusion) 的結果，且  $B_P \equiv \frac{\rho V^0}{\Delta t}$

### 3.4 數值模型說明

一般的有限元素法或有限體積法之CFD軟體運用數值方法解流場時，分為前處理、運算處理與後處理，即依步驟進行幾何模型繪製、網格分割、邊界條件設定、求解方程式設定、數值計算及結果的輸出與展示。本節將說明本文的前處理部份。

#### 3.4.1 數值模型建構

數值模型是由泵殼及葉輪建構而成，如圖3-3、圖3-4所示，而葉輪是由上蓋、葉片及底蓋所組成，如圖3-5~圖3-7所示。本研究之參數模型中，泵殼、葉輪之上蓋及下蓋之CAD模型不變，僅改變葉片部分，故在建構數值模型時，我們僅須改變葉輪內的葉片參數包括葉片入口角、葉片出口角及葉片數等。

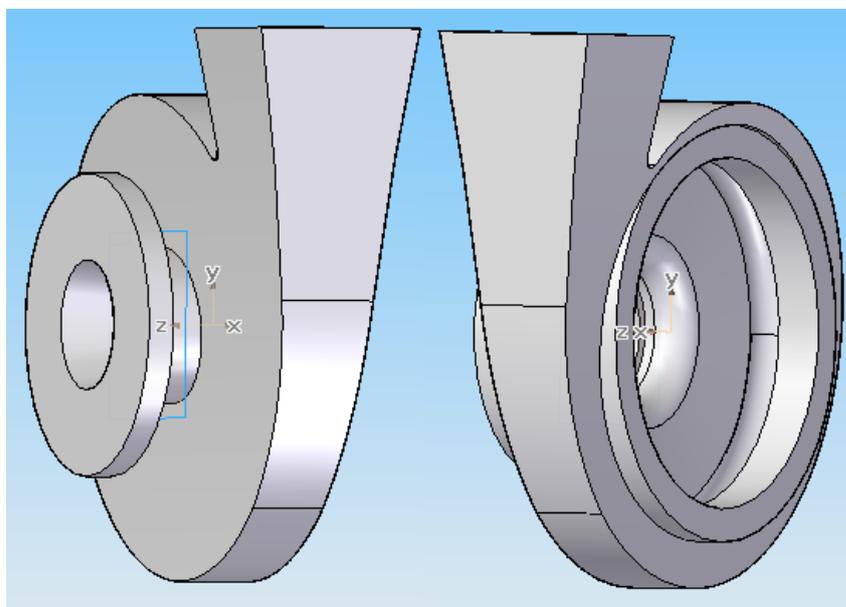


圖 3-3 泵殼

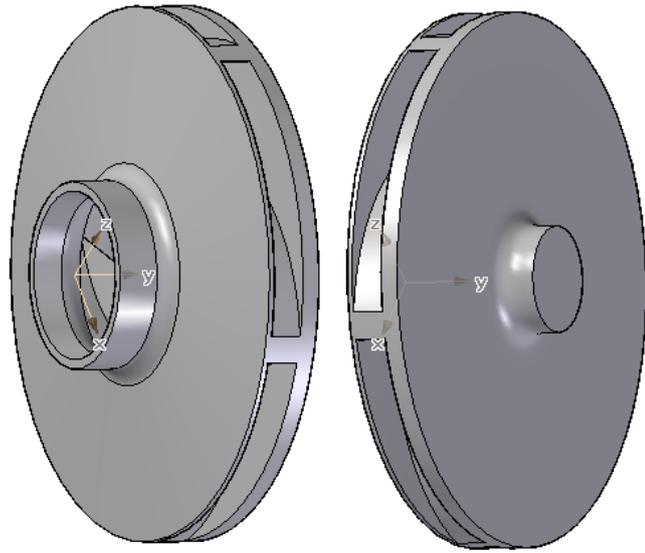


圖 3-4 葉輪

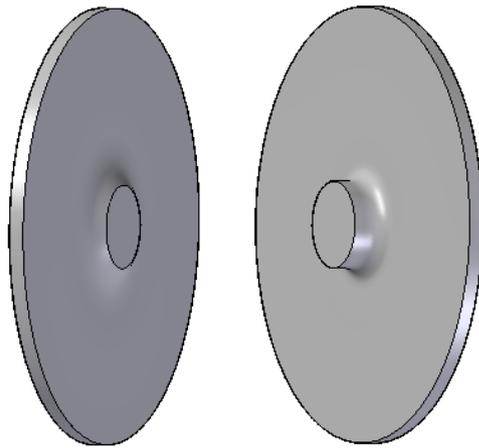


圖 3-5 葉輪底蓋

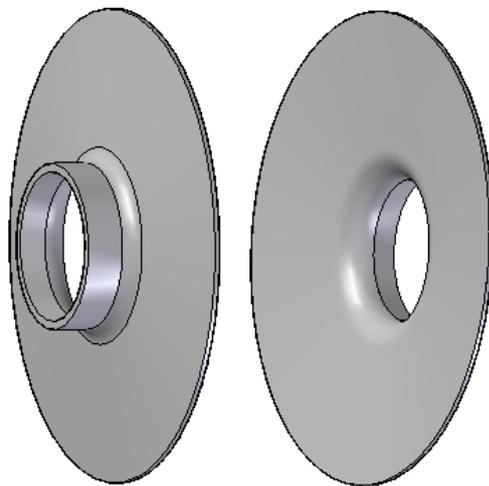


圖 3-6 葉輪上蓋

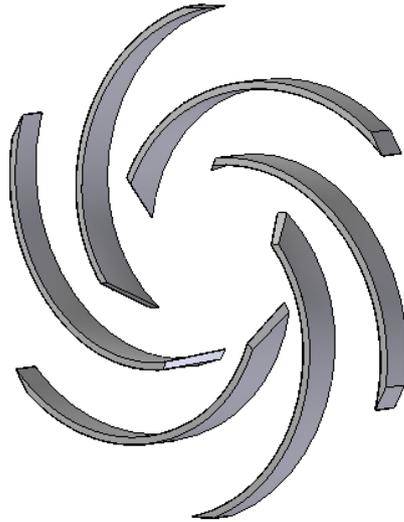


圖 3-7 葉輪葉片

本文所使用的CAD軟體為Solid Edge，在建構葉片模型前，必須知道葉片入口直徑 ( $D_1$ )、葉片出口直徑( $D_2$ )、葉片入口角度 ( $\beta_1$ )、葉片出口角度 ( $\beta_2$ )、葉片入口寬度 ( $b_1$ )、葉片出口寬度 ( $b_2$ ) 及葉片數目( $z$ )等參數，於製作葉片CAD時，依據前述二圓弧法之作法，首先建立葉片形狀輪廓之草圖，此時必須完整定義各參數間之點與線的之相對關係，接著利用草圖偏移功能定義出葉片厚度，最後將兩葉片輪廓之前緣及後緣分別以直線與曲線連接，即完成一封閉之葉片曲線草圖，然後利用Solid Edge的特徵伸長功能定義出葉片之高度，再利用環狀複製排列功能複製出所需的葉片數，接著利用特徵旋轉除料方式定義出葉片與上蓋接合面的傾斜角度，如此即完成葉片部分，最後利用布林功能將葉輪的上蓋與下蓋作結合，即完成葉輪的模型。

因本研究葉片最佳化設計所需參數模型較多以作為分析比較，故前處理CAD軟體在製作其餘參數模型時，僅須重新定義葉片入口角及葉片出口角等數值，即可更新葉片形狀，而葉片數部份僅在環狀排列複製時定義所需葉片數目後，如圖3-3所示，再分別與葉輪上蓋與下蓋結合，即完成不同之數值模型。

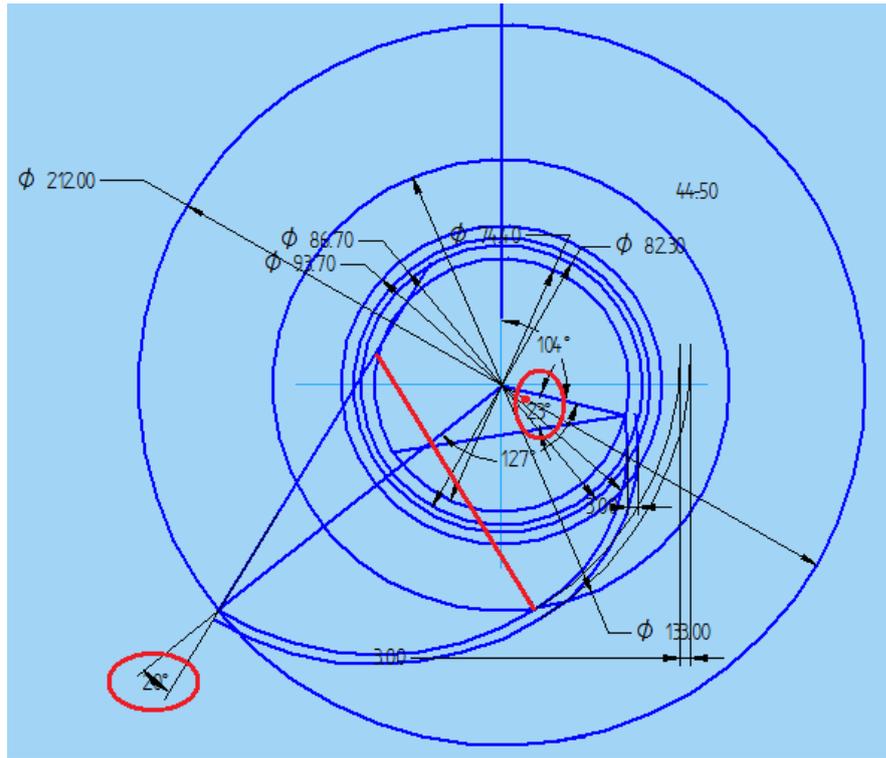


圖 3-8 葉片曲線製作

圖3-9為本論文從參數模型製作到數值分析之流程圖，由葉片參數設定開始，至葉輪、泵液CAD模型製作、ADINA參數模型輸入、CFD分析、後處理等完成後，再從新定義入口邊界條件流量及葉片參數。

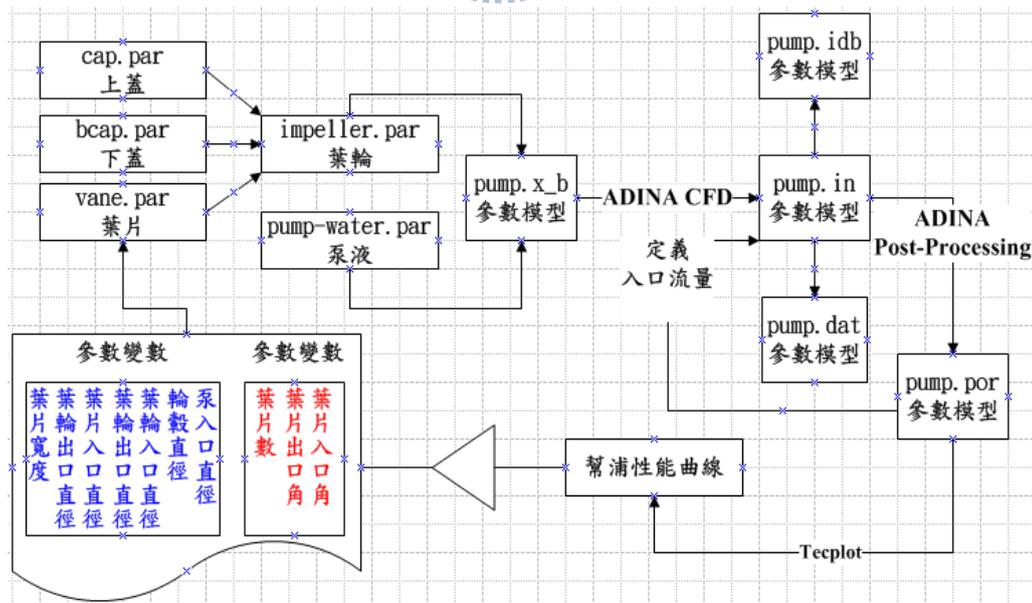


圖 3-9 流程圖

### 3.4.2 數值網格建立

Solid Edge完成後之模型幾何外型將其轉成parasolid檔，然後匯入

ADINA之中，剛匯入parasolid僅為模型輪廓之點線面集合，該型態對於數值分析軟體並不會產生計算的作用，必須依據其輪廓建立葉輪與泵殼內部之泵液網格。

在CFD的領域中，流體的網格品質是重要的一環，因為每一網格包含著許多物理量，例如速度、壓力、溫度…等，所以網格的形狀及數目對於計算速度有著相當大的影響，也因如此，網格品質的優劣，會直接影響到程式收斂的速度，甚至影響到最後計算結果的準確性，因此網格的製作及網格的品質是CFD不可忽視的一環。一般而言，良好的格點系統必須考慮以下要點：

- (1) 網格須為一對一，且格線不會交叉映射( Mapping )。
- (2) 格點分佈需平滑，使其能提供連續的轉換導數。
- (3) 格線(Grid Line)需有良好的近正交性。
- (4) 網格需有密集(Grid Clustering)函數之功能。
- (5) 能充分表達幾何條件與物理模式的網格數目。

一般在選用建立網格的元素類型時需注意兩個原則：處理的時程(Setup Time)、計算上的要求(Computational Expense)。本文使用ADINA的Tetrahedral網格建立方法，以四面體的三角網格來產生幫浦三維模型的非結構網格(Unstructured Grid)。其優點對於複雜的幾何形狀能迅速的建立網格，且沒有網格扭曲和不能計算的問題，數值計算較容易達至收斂值。

因本文係對葉輪葉片對幫浦整體性能的影響做數值計算，故為探討葉輪壓力與速度分佈的變化，我們將模型網格設定分為兩個區域，在葉輪內泵液的網格為我們設定為較小的網格0.003mm，而泵殼與葉輪間的泵液網格我們設定為一般尺寸0.005mm，以下為本研究模型之網格：

- (1) 整體流場部分：其總格點數目為 347193 個，如圖 3-10所示。
- (2) 葉輪流場部分：其總格點數目為 153185 個，如圖 3-11所示。

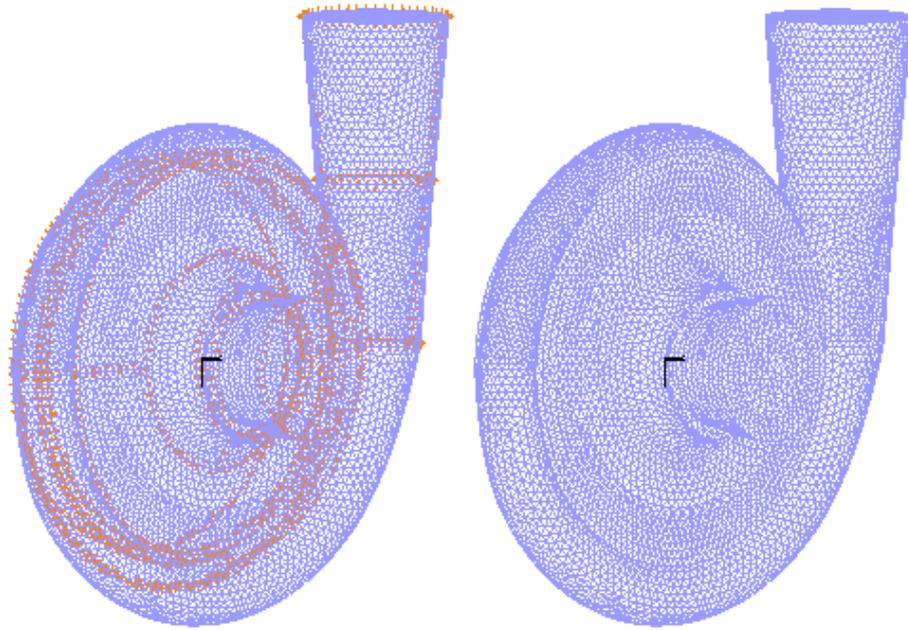


圖 3-10 葉輪流場網格

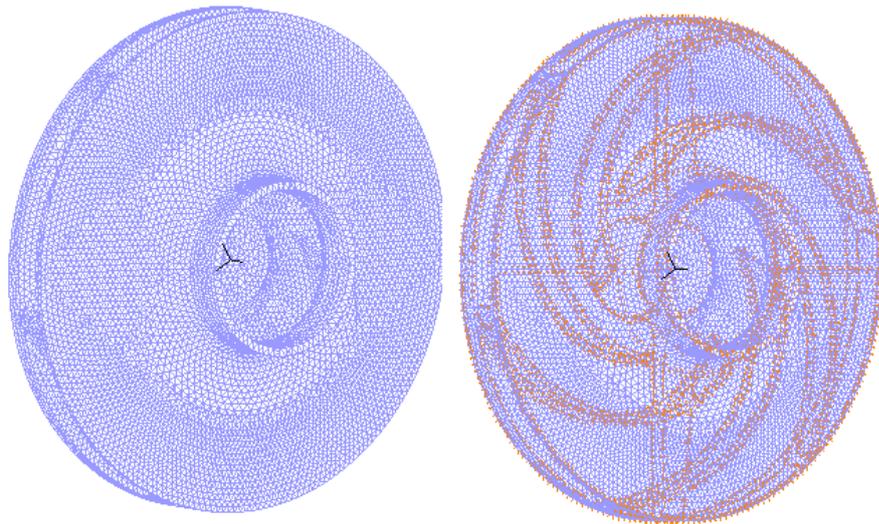


圖 3-11 葉輪流場網格

### 3.4.3 數值分析設定

本節目的在說明CFD軟體ADINA於本研究模擬分析時運算處理之軟體數值設定，包括網格設定、流體特性、解方程式的設定及電腦規格等。本節僅針對上述各項較關鍵的設定作說明，其餘數值設定請參閱附錄一本研究ADINA之指令說明。

在模擬分析幫浦時，若將全部的負載(包括壓力、速度、離心力等)一次性地施加在模型上，則運算求解將不易收斂；故我們利用ADINA之Time Funtion及Time step功能，將一次負載設定成隨時間變數增加的負載，而其增加比例為0.002、0.004、0.008、0.016、0.03、0.04、0.1、0.1…等，

將負載分段成 15 次施加於模型上。

在網格設定，我們選擇 control→solution processs→Element Formulation→FCBI 及 Adaptive Meshing。

在流體的設定，本文以水為工作流體，其在 27 °C 時密度  $\rho$  為 1000  $kg/m^3$ 、黏滯係數  $\mu$  為  $8.94 \times 10^{-4} kg/m-s$ 。

在 solver 的設定，我們選擇 control→solution processs→Equation solver→Default。

本研究以 Pentium 4 個人電腦(配備微處理器為 2.66GHz，記憶體為 3.25Gbyte，硬碟空間 500GB)。執行 CFD 軟體 ADINA 運算之收斂條件為疊代次數約 200 次，殘值小於  $10^{-3}$ ，所需計算時間約為 12 小時，即可充分表現流場之現象，達到縮短開發時程的時效性。每一個參數模型需要運算 6 種不同流量才可繪製該參數模型之性能曲線，每一流量運時間約需 29594~46851 秒，故一參數模型約需 210000 秒，故完成本研究 27 組參數模型總計約須 1575 小時。

#### 3.4.4 邊界條件設定

邊界條件設定必須考慮幫浦實際上的運作，給予適當的假設條件，如此，計算得到的結果才能符合實際問題的物理意義，否則將影響整個數值計算的真實性。本文的邊界條件設定計包含：入口邊界條件、出口邊界條件、固體邊界條件及旋轉邊界條件，其條件說明如下：

##### (1) 入口邊界條件

入口條件即作為初始計算之用，為了模擬幫浦置於無限大之空間之情況，可在入口處設大氣壓力，但若控制流量做法，則設定給予入口流速。流量是幫浦的設計重要條件之一，因此在入口設定流量時要注意流量大小且需符合幫浦的流量範圍，基本上離心式幫浦屬於高揚程低流量與軸流式幫浦低揚程高流量有很大的不同，故設定流量時還是要依以往的經驗為依據才不至於偏離離心式幫浦的工作範圍。

##### (1) 入口邊界條件

本文以水為流體，入口邊界條件採控制流量作法，且假設流體相對於入口截面沿垂直方向均勻流入。

##### (2) 出口邊界條件

出口處模擬幫浦運轉所產生之流動流向外界大氣之空間情況，本文在出口處假設相對壓力為 0Pa，以模擬流體於出口處自由出入之特性。

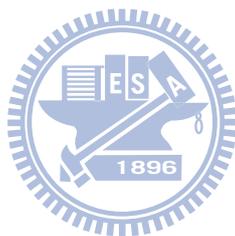
### (3) 固體邊界條件

在黏性流體中，流體流經壁面除了滿足不可穿透的條件外，還必須滿足無滑動條件，所以一般固體邊界均會假設其固定不動，但離心式水幫浦屬於旋轉機械，其固體邊界條件除有靜止壁面邊界條件外亦包含轉動的壁面邊界條件。本文將泵液(除進入口外)及葉輪之外型設定為與泵液相對為固定邊界。

### (4) 旋轉邊界條件

本文利用旋轉流體架構之設定，將座標設定在泵液上，也就是座標跟著泵液一起轉動，故為一相對座標，解出的速度為相對速度。而靜止部分的座標是固定在葉輪上，故為一絕對座標，解出的速度為絕對速度，所以兩者的速度與其它相關參數在交界面上必須做座標的轉換，使質量、動量維持守恆。

旋轉邊界條件使用ADINA軟體內之「Special Boundary Condition」處理旋轉機械邊界條件設定問題，除了設定幫浦之轉速為1750rpm，沿某一旋轉軸固定旋轉，另需設定離心力之角速度為183.26 rad/s，且皆遵守右手定則旋轉。



## 第四章 結果與討論

數值分析如果能有效利用在產品的設計研發時期，不僅可以確認產品的性能是否可達到設計需求、了解產品缺陷所在，則能有效改善缺陷且精進產品性能，更可以節省因設計研發時期所耗費的冗長時間與研發成本。因此，本研究利用數值模擬方式，分成兩個階段分析離心式水幫浦；第一階段討論基準個案-A公司之葉片設計參數之離心式水幫浦內的速度場與壓力場之分佈及變化，第二階段針對葉片設計參數：葉片入口角、葉片出口角及葉片數等三種參數計27種參數組合之葉片參數模型作分析，探討在同一泵殼及相同轉速1750rpm條件下之葉片對離心式水幫浦性能最大流量、揚程及操作範圍之影響，並以基準個案之幫浦性能等作比較對象，證明葉片設計最佳化的成效。

### 4.1 軟體驗證與模型驗證

本節主要目的在於驗證本研究所使用之CFD軟體ADINA之可靠度，及參數模型之網格是否連續與數值方法設定是否能有效收斂之驗證。

因ADINA在國內並未普遍的被使用，故驗證該軟體分析的可靠度，我們分析幾個有關流體力學方面之文獻作為驗證說明；此外，我們在離心式水幫浦分析前，利用ADINA軟體模擬應力分析及簡易流場分析，以確保葉輪及泵液網格連續及且相關數值條件設定能有效收斂

#### 4.1.1 軟體可靠度驗證

本論文所使用的CFD軟體為ADINA-AUI Version 8.5.3，它是一套非線性結構/熱傳/熱流/CFD/FSI多重物理耦合分析軟體，其具有下列幾項特點：

- (1) 真實雙向流固耦合(FSI)，允許流固介面網格不相吻合
- (2) 結構/熱傳/熱流/CFD/電，多重物理直接雙向耦合
- (3) 強大穩定之CFD模組
- (4) 連動型組件結構非線性分析
- (5) 自動六面體網格產生器(Free-Form Hex Mesher)
- (6) 穩定快速的四面體網格產生器

為了確認ADINA軟體分析可靠度，我們從ADINA手冊中文獻中挑選相關的流體力學題目，利用ADINA之CFD模組進行V&V驗證(Verification &

Validation)，如附件二 V&V 分析驗證結果與文獻書籍之運算結果準確度高達 99%，由此可證明以 ADINA 軟體執行。

#### 4.1.2 網格及數值設定驗證

為確認修正後的葉輪與泵液網格是否連續及能否有效收斂，於幫浦分析前，利用 ADINA 軟體針對葉輪與泵液之模型作應力分析、圓柱流體分析及幫浦靜止分析，其分析結果如後。

##### 4.1.2.1 網格驗證

為確認葉輪模型之網格是否連續，在上蓋面施予一不對稱之應力，觀察其受力後應變情形，如圖 4-1 所示，由應力及應變分佈情形可確認網格為連續。

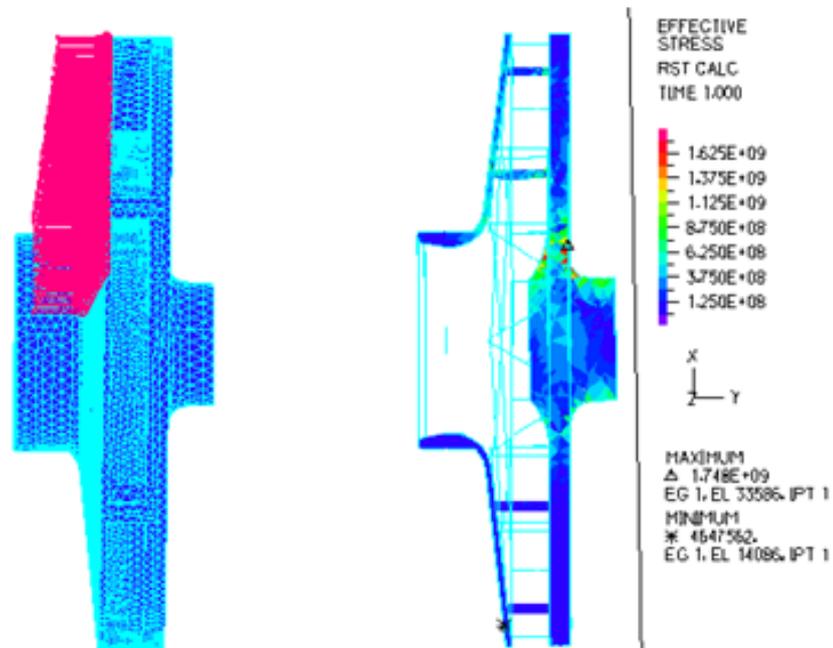


圖 4-1 葉輪應力分析圖

##### 4.1.2.2 圓柱泵液靜止及轉動分析

因葉輪於幫浦中運轉時，葉輪與泵浦間的流體厚度較小且泵液形狀複雜，為確認於 CFD 分析時能有效收斂，且數值設定無誤，擬先以外型簡單的圓柱流體作測試，了解葉輪靜止及轉動時，流體的壓力、速度分佈及流線趨勢。由圖 4-2~圖 4-6 可確認網格正確且能有效收斂。

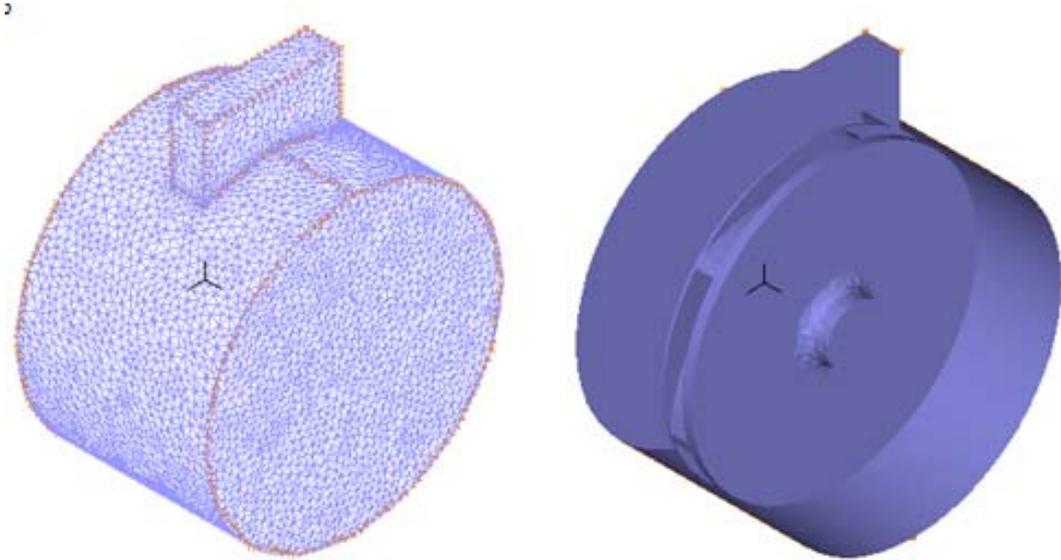


圖 4-2 圓柱流場示意圖

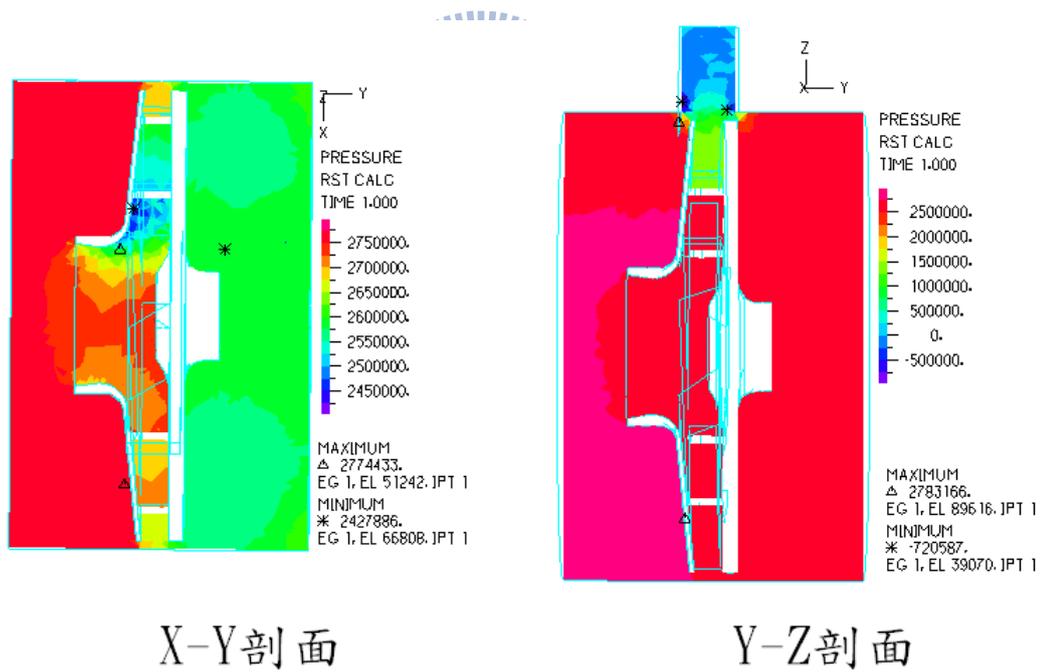


圖 4-3 靜止圓柱流場壓力分佈圖

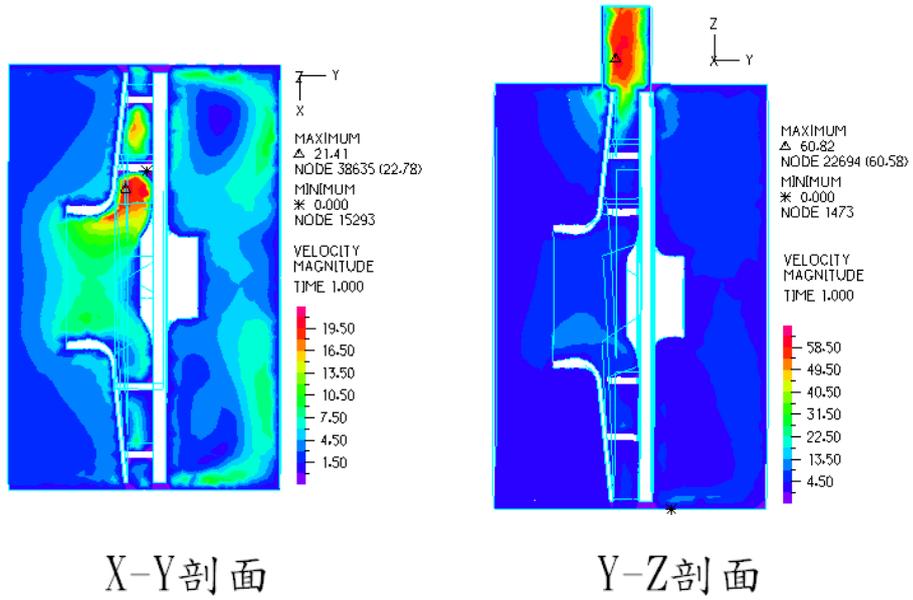


圖 4-4 靜止圓柱流場速度力分佈圖

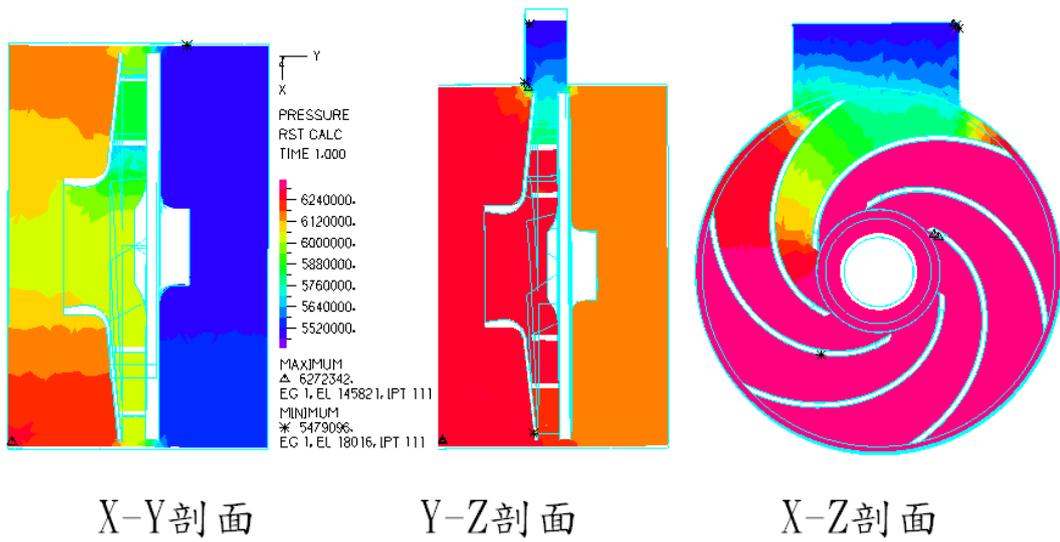


圖 4-5 轉動圓柱流場壓力分佈圖

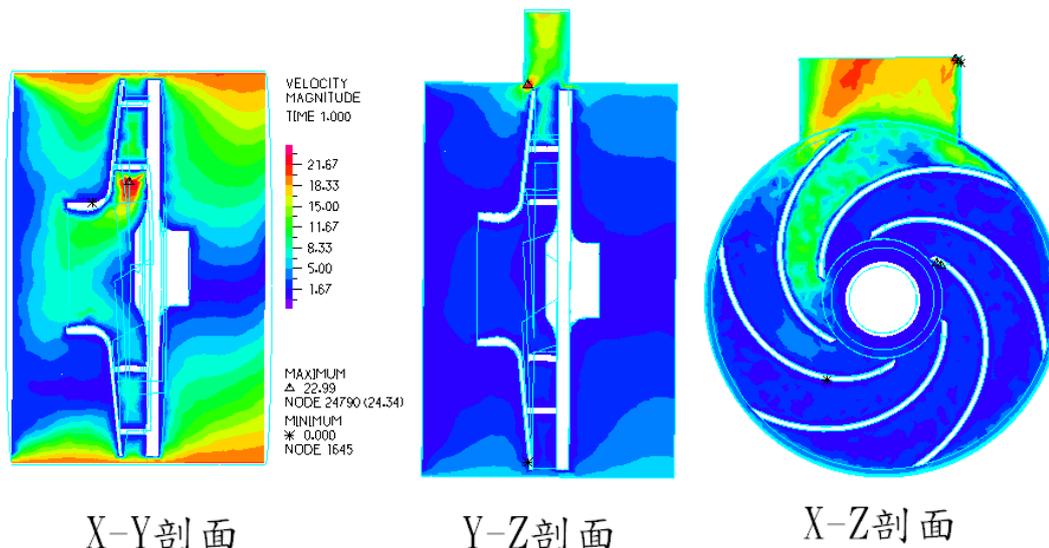


圖 4-6 轉動圓柱流場速度分佈圖

#### 4.1.2.3 幫浦靜止CFD分析

為確認泵殼內與葉輪間的泵液之網格是否連續，故施予一入口流速及設定出口壓力為0值，觀察網格壓力及速度分佈情形。由圖4-7可確認網格為連續。

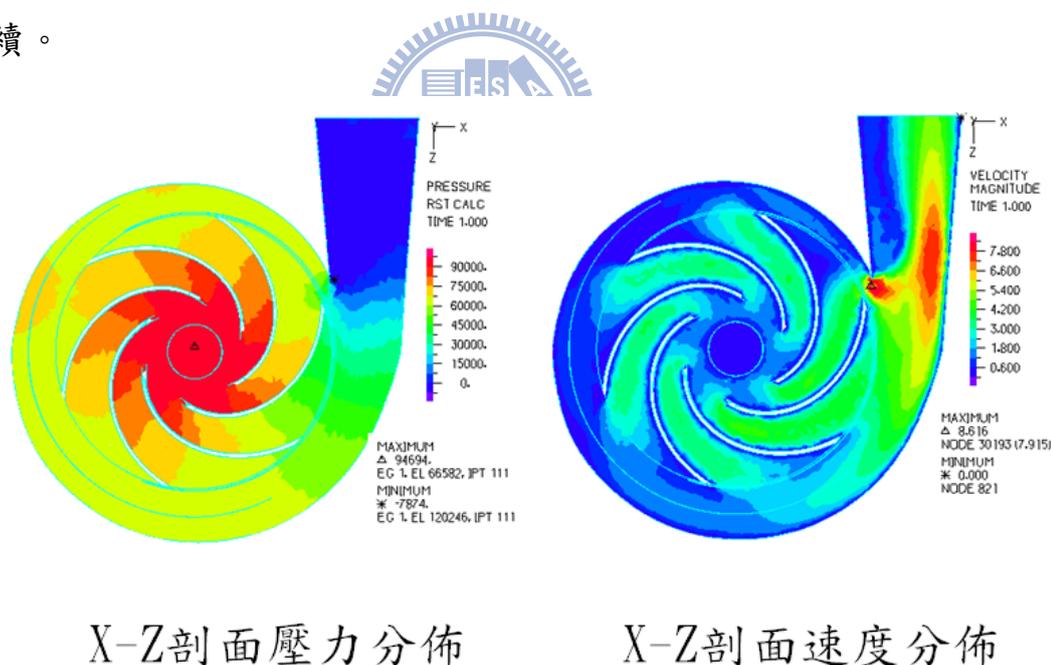


圖 4-7 靜止幫浦壓力及速度分佈圖

#### 4.2 基準個案分析

為了快速建立幫浦在轉速1750rpm下的性能曲線，本文先將幫浦的吸入口及吐出口的邊界條件設定為相對壓力0pa，模擬流體自由進出幫浦時固定轉速下幫浦可提供之最大出口流量；經由數值運算之結果，可得知幫浦於入

口流速為 $4.58\text{ m/s}$ 時，可提供最大出口流量 $Q_{\max}$ 為 $1191\text{ l/min}$ 。進一步再給予不同之入口流速 $v < 4.58\text{ m/s}$  (即入口流量  $Q < Q_{\max}$ )來設定吸入口的邊界條件，而吐出口之邊界條件則設定為相對壓力為 $0\text{ pa}$ ，經數值運算可得幫浦在 $1750\text{ rpm}$ 轉速下，不同流量之流場及性能。

圖4-8 和圖4-9 分別是幫浦流量為 $1191\text{ l/min}$  整體流場壓力和速度分佈圖。離心式水幫浦於運作時，葉輪內的水受到葉片的推動而與葉片共同旋轉，藉由旋轉而產生的離心力使流體由軸心向外運動，並獲得動量增量。在葉輪外周，流體被甩出至蝸形流道中；於是，流體的速度降低，部分動能被轉換成壓力能，從而克服排出管道的阻力不斷外流。葉輪吸入口處的流體因向外甩出而使吸入口處形成低壓(或真空)，因而流體在大氣壓力作用下源源不斷地壓入葉輪的吸入口，形成連續的抽送作用。從壓力圖可發現在吸入口處形成低壓，且葉輪內的壓力隨著與軸心距離提高，在蝸道中產生昇壓的現象，由於葉片出口速度較大，壓力較小，當接近蝸型壁時受到固體邊界的影響使得動能轉成壓力能，使蝸型壁壓力增加，這情形可由圖4-9觀察到葉片出口速度大於蝸型壁處之速度而得到佐證。此外，因蝸形管道出口於距離軸 $56\text{ mm}$ 、角度 $332.1^\circ$ 處，故葉片1與葉片6間大部分流體經由葉輪被甩出後會流向幫浦出口，導致幫浦出口流場的壓力與速度受到擾到，導致幫浦出口右側壁面上流速較大且承受較大的壓力，而幫浦出口左側壁面則流速較小壓力較小，其出口平均靜壓為  $7374\text{ Pa}$ ，垂直出口有效流速為 $3.68\text{ m/s}$ 。

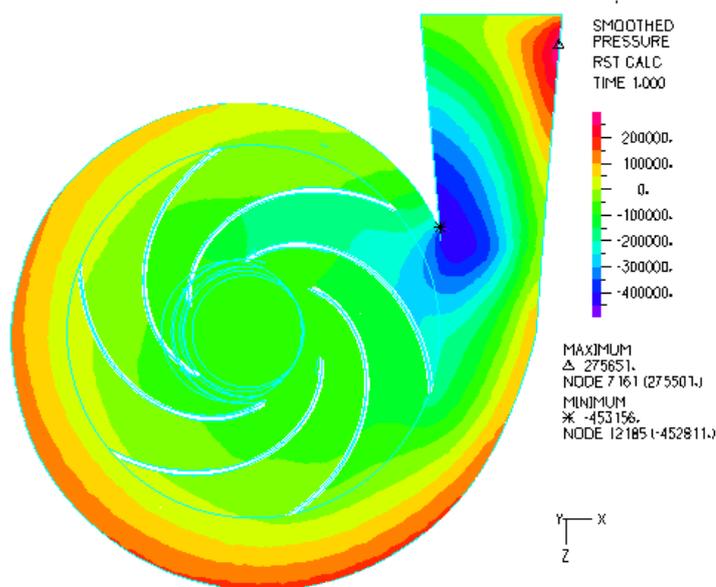


圖 4-8 幫浦流量  $1191\text{ l/min}$  整體流場壓力分佈圖

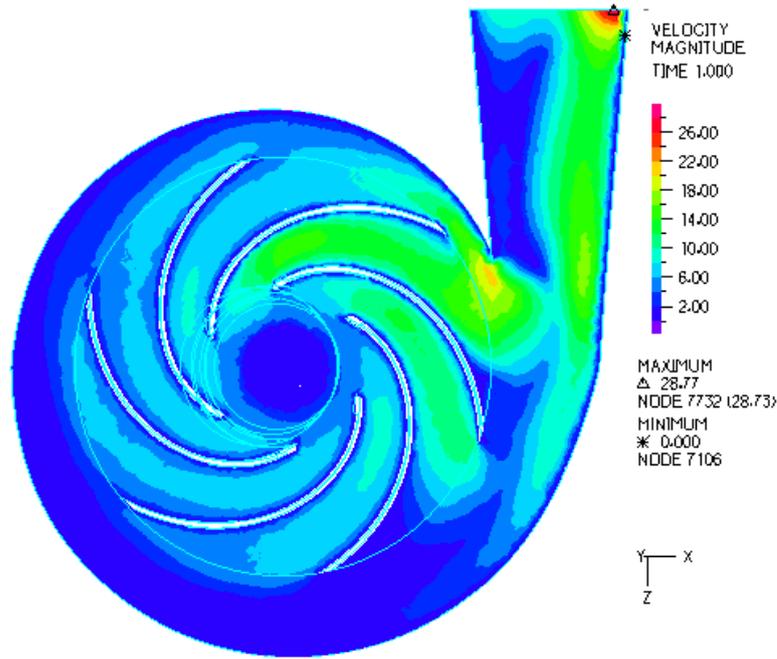


圖 4-9 幫浦流量 1191 l/min 整體流場速度分佈圖

在個別流場分析方面，本文分析之幫浦流量分別為 813 l/min、678 l/min、583 l/min、270 l/min、5 l/min 等五組流場，主要觀查不同流量下，所造成的壓力流場及速度流場之變化情形。

圖 4-10 和 圖 4-11 分別是幫浦流量 813 l/min 整體流場壓力和速度分佈圖。從壓力圖可發現在吸入口處仍形成低壓且不斷地吸入流體，葉輪內的壓力隨著與軸心距離逐漸提高，且流體在蝸形管道中仍呈現減速增壓的現象，但相較於流量 1191 l/min 時較為趨緩；受到幫浦出口位置影響，葉片 1 與葉片 6 間大部份流體經由葉輪被甩出後直接流向幫浦出口，故幫浦出口右側之流速與壓力都大於幫浦出口左側之流速及壓力，幫浦出口平均靜壓為 6721 Pa，垂直出口有效流速為 2.7 m/s。

圖 4-12 和 圖 4-13 分別是幫浦流量 678 l/min 整體流場壓力和速度分佈圖。從壓力圖可發現，隨著入口流速降低(流量減少)，吸入口處形成的低壓越大，且葉輪內的壓力隨著與軸心距離提高之現象明顯趨緩；葉片間流體的速度因入口流量減少而降低，亦導致蝸型流道中減速增壓的範圍減少。在幫浦出口處的壓力及速度，葉片 1 與葉片 2 間之的流體經由葉輪出口流出後會直接流向幫浦出口，受到背壓及出口面積漸擴之影響下，水之速度能轉換成壓力能，壓力集中在出口處，其出口平均靜壓為 6426 Pa，垂直出口有效流速為 2.25 m/s。

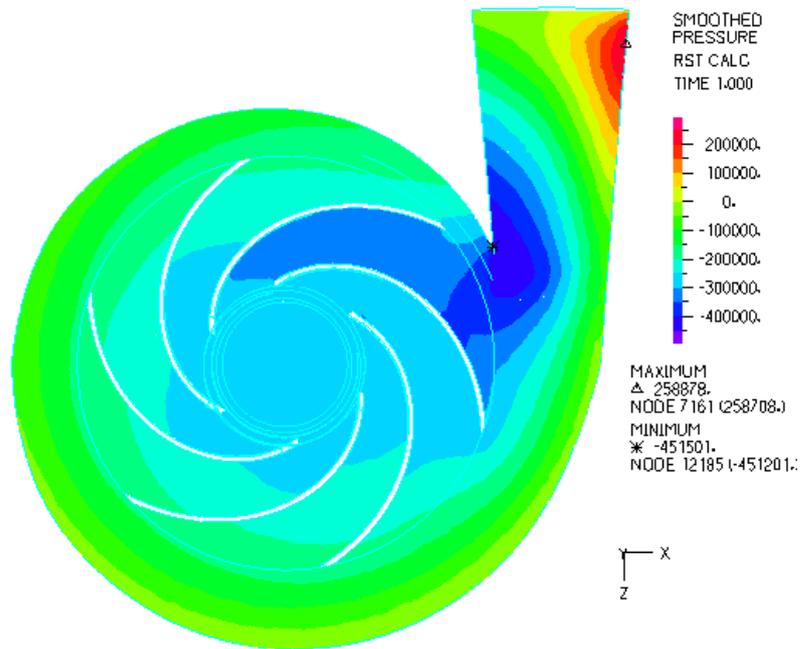


圖 4-10 幫浦流量 813l/min 整體流場壓力分佈圖

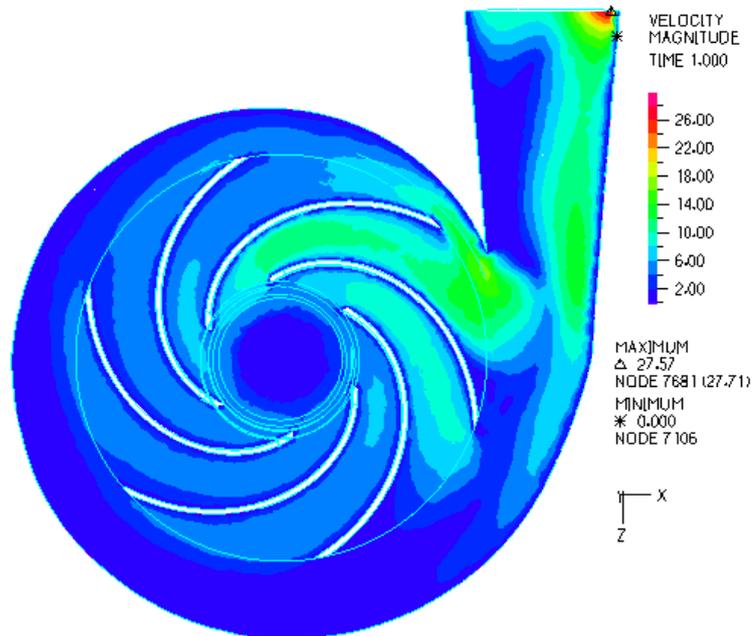


圖 4-11 幫浦流量 813l/min 整體流場速度分佈圖

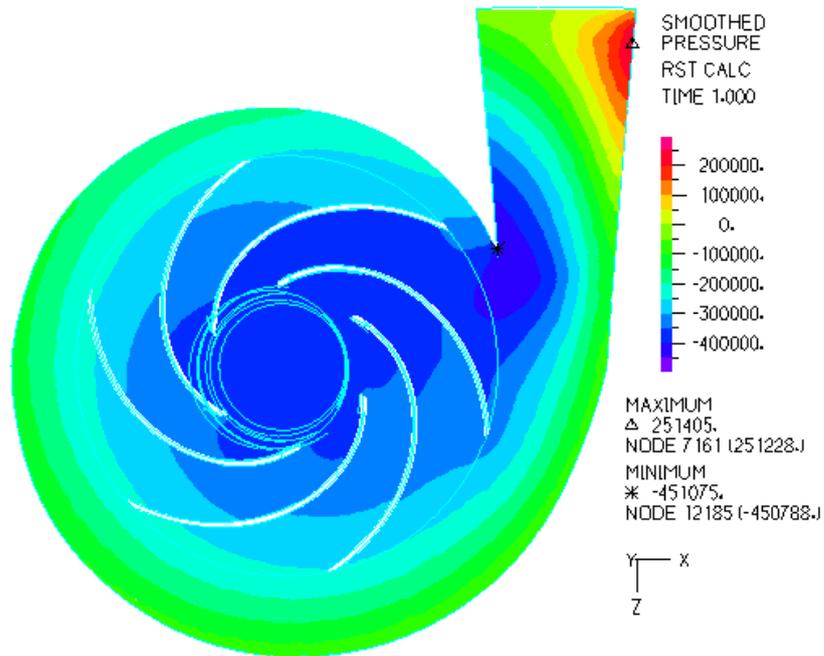


圖 4-12 幫浦流量 678l/min 整體流場壓力分佈圖

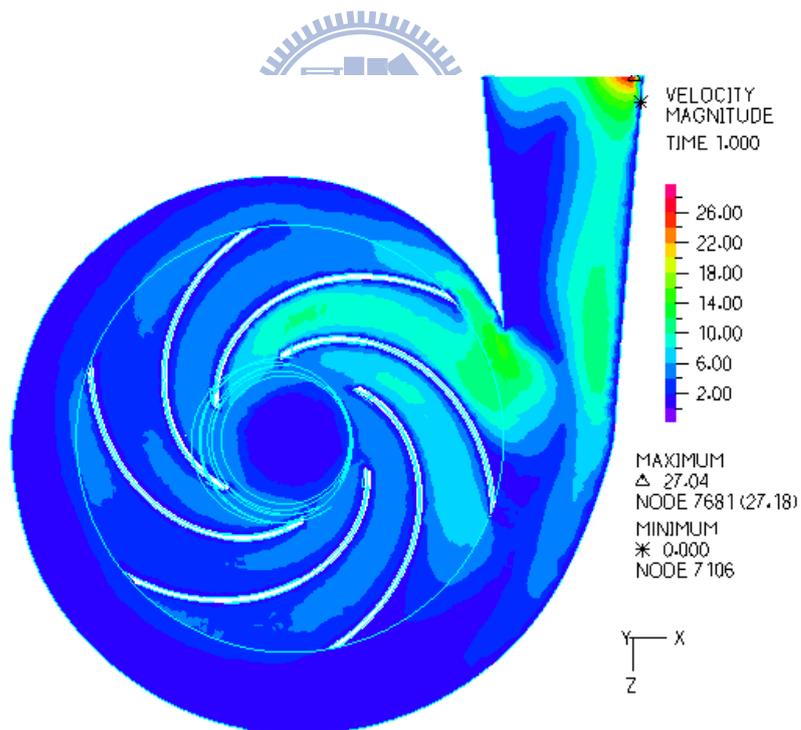


圖 4-13 幫浦流量 678l/min 整體流場速度分佈圖

圖 4-14 和圖 4-15 分別是幫浦流量 583l/min 整體流場壓力和速度分佈圖。從壓力圖可發現吸入口處形成的低壓範圍隨著流量減少逐漸擴大，而葉輪內的壓力隨著與軸心距離提高的更為趨緩；葉輪內流體的速度受到入口

流量減少而降低，導致流體在蝸型流道中減速增壓的區域更少。葉輪內的流體部分經由葉片1與葉片2間向幫浦出口流出，其餘部分則經由漸擴的蝸型流道向幫浦出口處流出，此外，亦受到幫浦出口背壓的影響，壓力與速度集中在出口右側處，其出口平均靜壓為 6222 Pa，垂直出口有效流速為1.94 m/s。

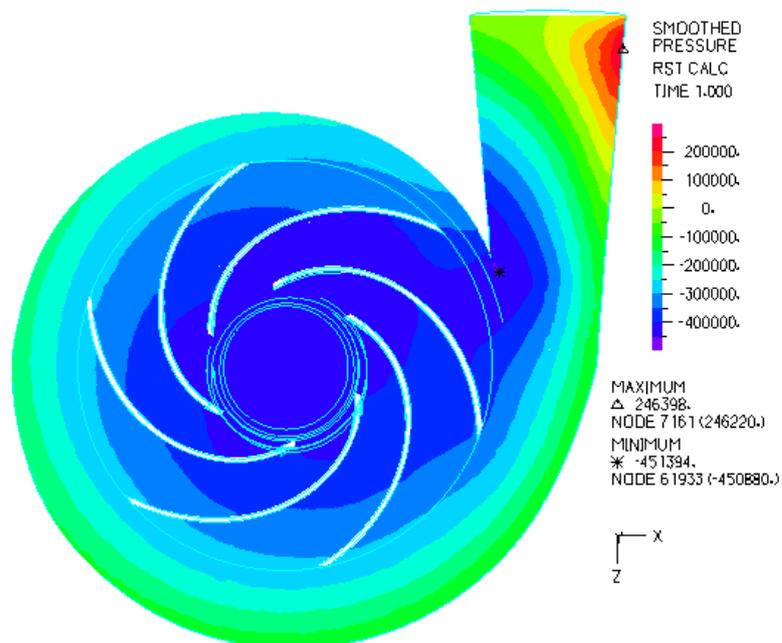


圖 4-14 幫浦流量 583l/min 整體流場壓力分佈圖

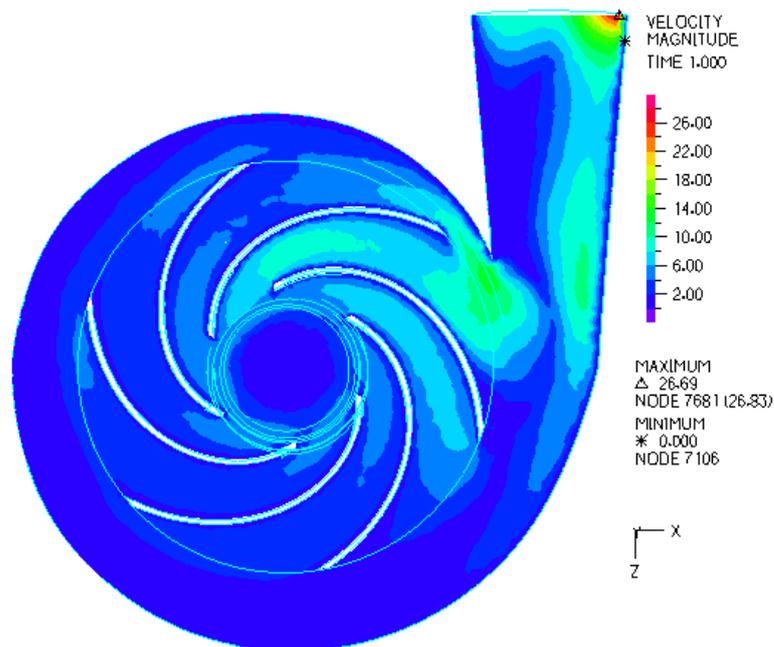


圖 4-15 幫浦流量 583l/min 整體流場速度分佈圖

圖 4-16 和圖 4-17 分別是幫浦流量 $270\text{ l/min}$  整體流場壓力和速度分佈圖。幫浦出口在背壓逐漸降低下，水在蝸型流道中減速增壓的區域明顯減少，壓力能量轉換成速度能量，流體可在幫浦出口處順暢排出，此時出口靜壓最小，出口速度最大，其出口平均靜壓為  $5505\text{ Pa}$ ，垂直出口有效流速  $0.90\text{ m/s}$ 。

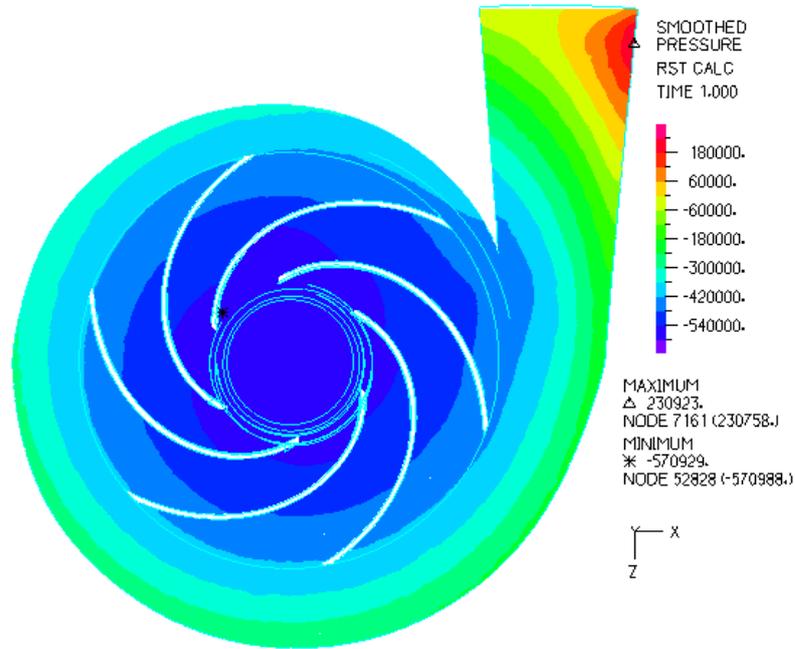


圖 4-16 幫浦流量  $270\text{ l/min}$  整體流場壓力分佈圖

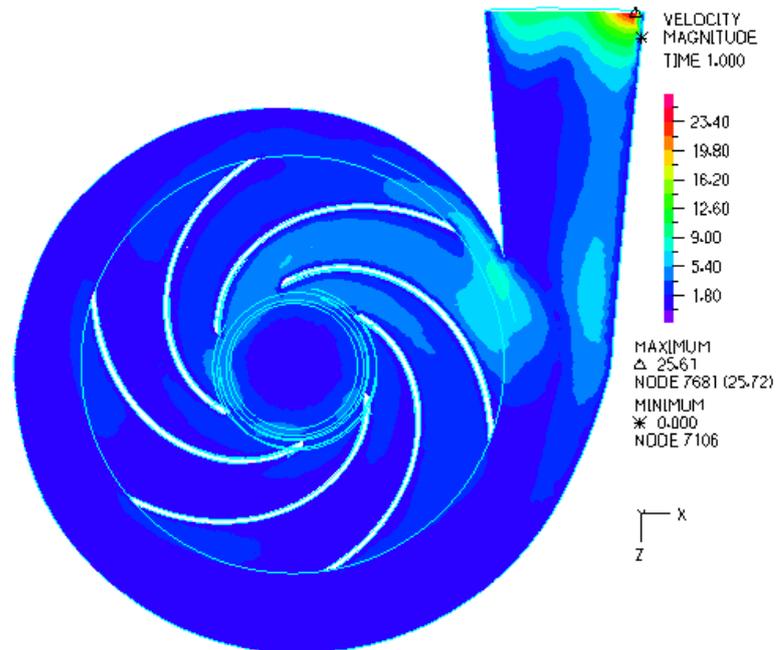


圖 4-17 幫浦流量  $270\text{ l/min}$  整體流場速度分佈圖

圖 4-18 和圖 4-19 分別是幫浦流量 $5\text{ l/min}$  整體流場壓力和速度分佈圖。從壓力圖可知壓力僅在接近葉輪出口至蝸型流道隨著軸心距離緩慢增加；受到入口流量減少，水的流速則呈現幫浦出口在背壓影響較小之下，流體在蝸型流道中，壓力能量轉換成速度能量，流體可在幫浦出口處順暢排出，此時出口靜壓變小，出口速度最大，其出口平均靜壓為 $4779\text{ Pa}$ ，垂直出口有效流速為 $0.0183\text{ m/s}$ 。

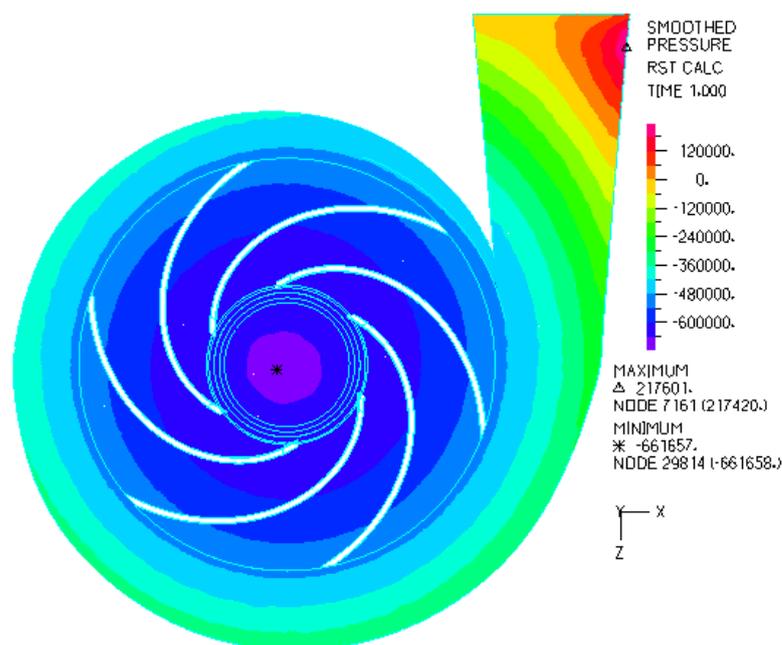


圖 4-18 幫浦流量  $5\text{ l/min}$  整體流場壓力分佈圖

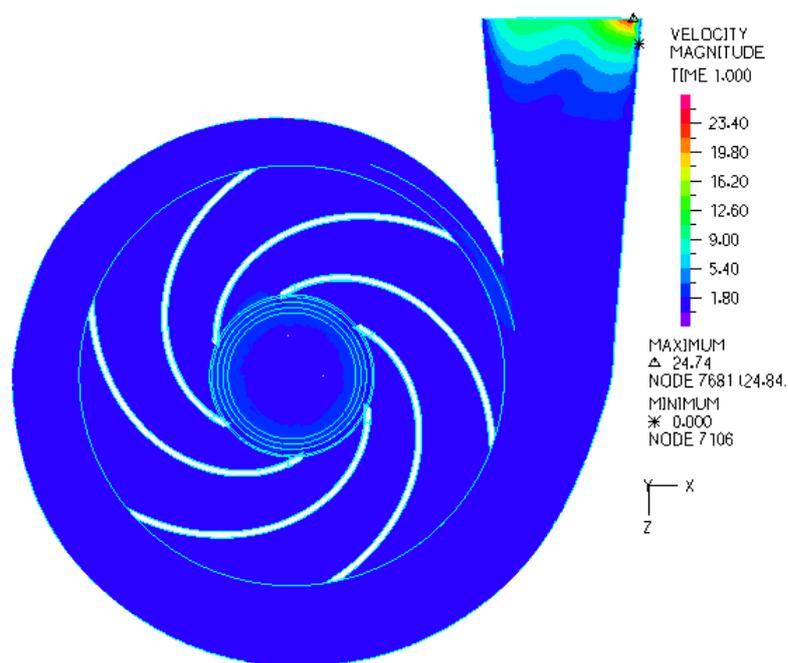


圖 4-19 幫浦流量  $5\text{ l/min}$  整體流場速度分佈圖

#### 4.2.1 基準個案性能曲線

幫浦在各種不同運轉狀況下，隨著所輸出的流量之不同，吸入口與吐出口之壓力也不同，則揚程也隨之變化，故幫浦運轉所需要的功率、效率也隨之變化，因此若能對幫浦在各種不同之狀況下的性能有充分的了解，將可有效發揮幫浦之性能。

性能曲線，以數值分析計算之結果，將幫浦之吸入口與吐出口之壓力、吐出口流速、流量及揚程作為資料來源繪成X-Y軸之散佈圖。通常以流量為橫座標，壓力或揚程為縱座標繪製性能曲線。

由基準個案之入口邊界條件不同流速流場分析下，經由ADINA數值分析計算及揚程計算公式，可得幫浦出入口之壓力、速度及流量資料如表4-1，並建立起本研究基準個案-初始葉片之離心式水幫浦之性能曲線資料。表4-2為初始葉片之離心式水幫浦經由ADINA數值分析結果所得之最大流量、揚程及操作範圍等性能。圖4-20及圖4-21分別為初始葉片之離心式水幫浦之壓力-流量曲線圖及揚程-流量曲線圖。

表 4-1 基準個案性能資料表

V-IN (0, Y, 0)	P-IN (Pa)	P-OUT (Pa)	V-IN (m/s)	V-OUT (m/s)	Qin (l/min)	Q-OUT (l/min)	$\Delta P$ (Pa)	H (m)
-4.58	-60238	7374	-4	-4	1236	1106	67612	6.73
-3.50	-270212	6721	-3	-3	944	813	276933	28.13
-3.00	-353765	6427	-3	-2	809	678	360192	36.64
-2.65	-407311	6222	-2	-2	715	583	413533	42.10
-2.00	-498013	5836	-2	-1	540	406	503849	51.34
-1.50	-557519	5505	-1	-1	405	270	563024	57.40
-1	-609246	5161	-1	0	270	134	614407	62.66
-0.50	-655387	4780	0	0	135	-6	660167	67.35

表 4-2 初始葉片參數之離心泵性能

	$\beta_1$	$\beta_2$	z	最大流量 Q(l/min)	揚程 H (m)	操作範圍 (Pa*l/min)
i23o20b6	23°	20°	6	1191	<b>30.48</b>	<b>453698209</b>

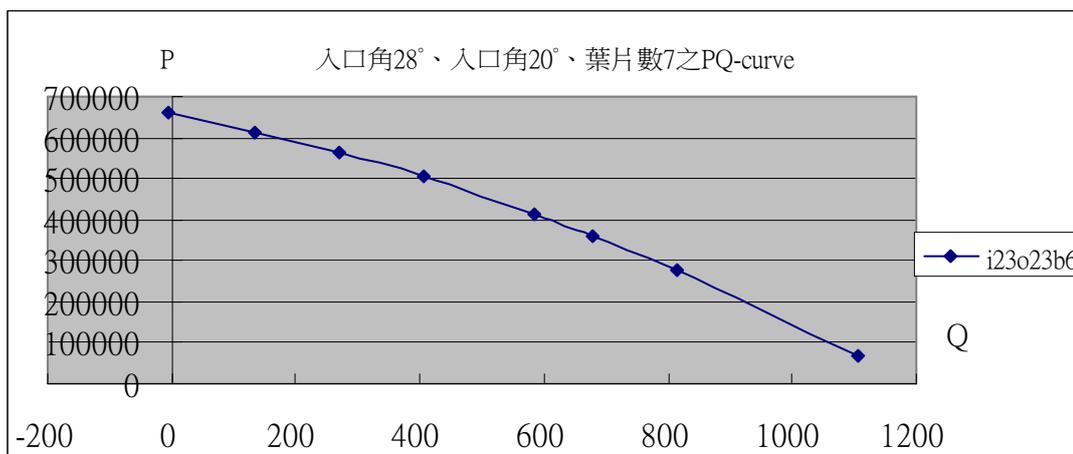


圖 4-20 初始葉片參數之壓力-流量曲線圖

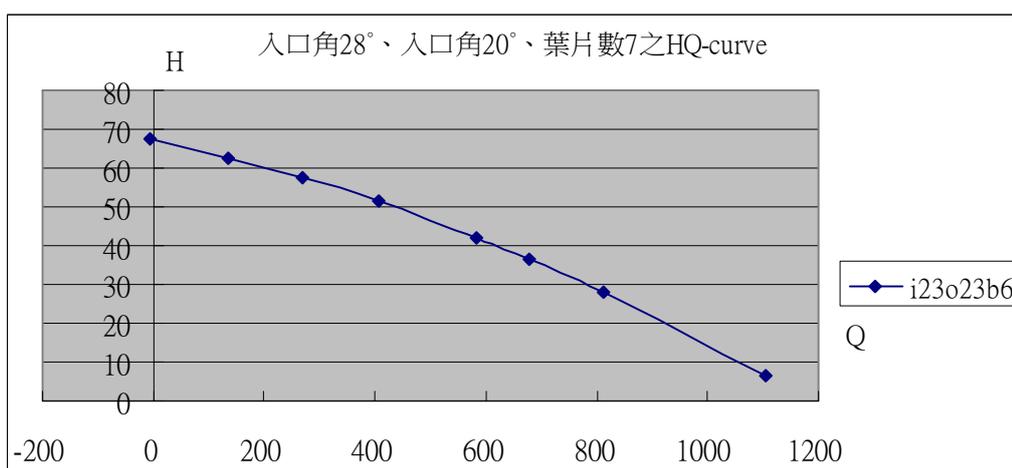


圖 4-21 初始葉片參數之揚程-流量曲線圖

### 4.3 葉片參數之數值分析比較

本節主要目的在討論不同葉片設計參數對離心式水幫浦性能的影響，比較基準個案中初始葉片設計與改變單一葉片設計參數後，經由數值分析結果所得之離心式水幫浦最大流量、揚程與操作範圍等性能之差異。數值模擬所設定之設計參數可分為下列幾種：

- (1) 葉片入口角：18°、23°、28°
- (2) 葉片出口角：15°、20°、25°
- (3) 葉片數：5片、6片、7片

表4-3為葉片編號與葉片參數之關係，葉片編號方式i代表葉片入口

角、o代表葉片出口角、b代表葉片數，以基準個案葉片參數葉片入口角 $\beta_1=23^\circ$ 、葉片出口角 $\beta_2=20^\circ$ 、葉片數z為6片為例，其編號為i23o20b6。

表 4-3 葉輪參數模型列表

	葉片編號	幾何參數		
		葉輪入口角 $\beta_1$	葉輪出口角 $\beta_2$	葉片數 z
1	i18o15b5	$18^\circ$	$15^\circ$	$5^\circ$
2	i18o15b6	$18^\circ$	$15^\circ$	$6^\circ$
3	i18o15b7	$18^\circ$	$15^\circ$	$7^\circ$
4	i18o20b5	$18^\circ$	$20^\circ$	$5^\circ$
5	i18o20b6	$18^\circ$	$20^\circ$	$6^\circ$
6	i18o20b7	$18^\circ$	$20^\circ$	$7^\circ$
7	i18o25b5	$18^\circ$	$25^\circ$	$5^\circ$
8	i18o25b6	$18^\circ$	$25^\circ$	$6^\circ$
9	i18o25b7	$18^\circ$	$25^\circ$	$7^\circ$
10	i23o15b5	$23^\circ$	$15^\circ$	$5^\circ$
11	i23o15b6	$23^\circ$	$15^\circ$	$6^\circ$
12	i23o15b7	$23^\circ$	$15^\circ$	$7^\circ$
13	i23o20b5	$23^\circ$	$20^\circ$	$5^\circ$
14	i23o20b6	$23^\circ$	$20^\circ$	$6^\circ$
15	i23o20b7	$23^\circ$	$20^\circ$	$7^\circ$
16	i23o25b5	$23^\circ$	$25^\circ$	$5^\circ$
17	i23o25b6	$23^\circ$	$25^\circ$	$6^\circ$
18	i23o25b7	$23^\circ$	$25^\circ$	$7^\circ$
19	i28o15b5	$28^\circ$	$15^\circ$	$5^\circ$
20	i28o15b6	$28^\circ$	$15^\circ$	$6^\circ$
21	i28o15b7	$28^\circ$	$15^\circ$	$7^\circ$
22	i28o20b5	$28^\circ$	$20^\circ$	$5^\circ$
23	i28o20b6	$28^\circ$	$20^\circ$	$6^\circ$
24	i28o20b7	$28^\circ$	$20^\circ$	$7^\circ$
25	i28o25b5	$28^\circ$	$25^\circ$	$5^\circ$
26	i28o25b6	$28^\circ$	$25^\circ$	$6^\circ$
27	i28o25b7	$28^\circ$	$25^\circ$	$7^\circ$

### 4.3.1 不同葉片入口角之數值模擬

#### 4.3.1.1 數值模擬之結果

本節對於所設計的葉輪葉片，作不同葉片入口角的數值模擬，主要是希望可以了解當葉片參數在僅改變葉片入口角下，而其餘葉輪與葉片參數不變時，離心式水幫浦於同一泵殼及相同轉速1750rpm的條件運轉時，葉片入口角的改變對幫浦所能提供之最大流量、揚程及操作範圍之影響；而依計畫所定義的葉片入口角度為 $18^\circ$ 、 $23^\circ$ 及 $28^\circ$ ，分別將其進行數值模擬，此次的數值分析方法是求取在轉速1750rpm下幫浦吸入口與吐出口之壓力差、吐出口流量、揚程及操作範圍，並將其分析結果列表與基準個案原設計參數比較其性能差異，如表4-4所示，並建立離心式水幫浦之揚程-流量曲線圖，如圖4-22所示。

表 4-4 葉片入口角對離心式水幫浦性能之影響( $\beta_2=20^\circ$ 、 $z=6$ )

編號	性能 最大流量 Q (l/min)	增量(%)	揚程 H (m)	增量(%)	操作範圍 (Pa*l/min)	增量(%)
i18o20b6	1215	1.97%	31.10	2.02%	469086070	2.55%
i23o20b6	1191	0.00%	30.48	0.00%	453698209	0.00%
i28o20b6	1187	-0.36%	30.87	1.28%	462298180	0.34%

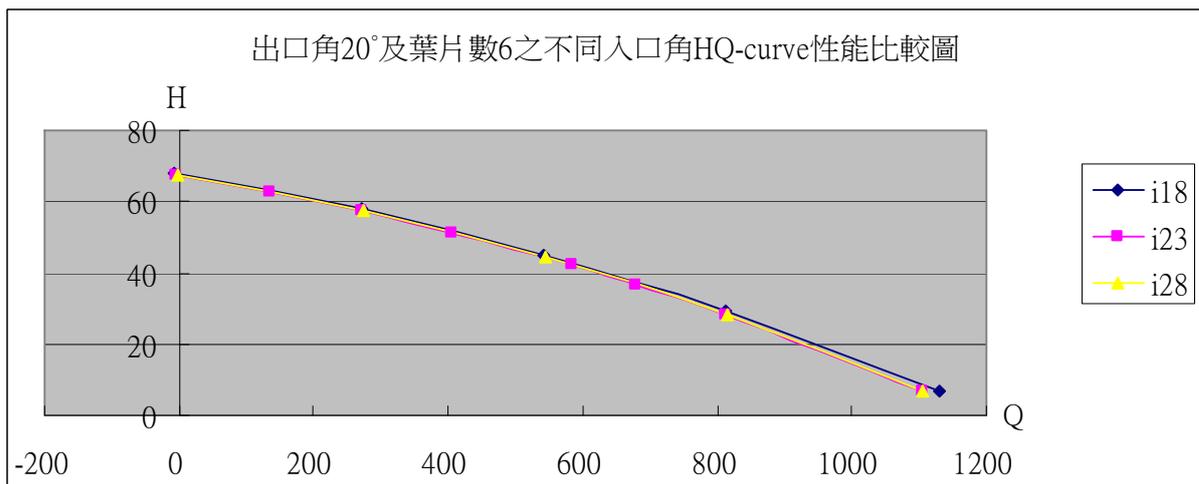


圖 4-22 入口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_2=20^\circ$ 、 $z=6$ )

### 4.3.1.2 結果分析

離心式水幫浦於不同葉片入口角設計之數值模擬結果，可以從其分析結果數據列表和性能曲線圖去分析，當入口角為 $18^\circ$ 、 $23^\circ$ 及 $28^\circ$ 時其幫浦所產生的最大流量分別為 $1215\text{ l/min}$ 、 $1191\text{ l/min}$ 、 $1187\text{ l/min}$ ，幫浦在操作流量為 $800\text{ l/min}$ 時之揚程分別為 $31.1\text{ m}$ 、 $30.48\text{ m}$ 、 $30.87\text{ m}$ ，幫浦可操作範圍分別為 $469086070$ 、 $453698209$ 、 $462298180$ ，其性能之差異並不大，在僅改變葉片入口角單一變數時，入口角為 $18^\circ$ 時，流量較原設計增加 $1.97\%$ ，揚程增加 $2.02\%$ ，且操作範圍亦增加 $2.55\%$ ，入口角為 $28^\circ$ 時，流量較原設計減少 $0.36\%$ ，而揚程增加 $1.28\%$ ，操作範圍增加 $0.34\%$ ，所以從該結果的分析認為，不論幫浦性能是在最大流量、揚程或操作範圍的考量上，葉片入口角設計為 $18^\circ$ 較佳，其次為 $23^\circ$ 及 $28^\circ$ 。

### 4.3.2 不同葉片出口角之數值模擬

#### 4.3.2.1 數值模擬之結果

本節對於所設計的葉輪葉片，作不同葉片出口角的數值模擬，主要是希望可以了解當葉片參數在僅改變葉片出口角下，而其餘葉輪與葉片參數不變時，離心式水幫浦於同一泵殼及相同轉速 $1750\text{ rpm}$ 的條件運轉時，葉片出口角的改變對幫浦所能提供之最大流量、揚程及操作範圍之影響；而依實驗計畫所定義的出口角度 $18^\circ$ 、 $23^\circ$ 及 $28^\circ$ 分別將其進行數值模擬。此次的數值分析方法是求取在轉速 $1750\text{ rpm}$ 下幫浦吸入口與吐出口之壓力差、吐出口流量、揚程及操作範圍，並將其分析結果列表與基準個案原設計參數比較其性能差異，如表4-5所示，並建立離心式水幫浦之揚程-流量曲線圖，如圖4-23所示。

表 4-5 葉片出口角對離心式水幫浦性能之影響 ( $\beta_1=23^\circ$ 、 $z=6$ )

性能 編號	最大流量 Q (l/min)	增量(%)	揚程 H (m)	增量(%)	操作範圍 (Pa*l/min)	增量(%)
i23o15b6	1219	2.37%	31.86	4.54%	469747110	3.54%
i23o20b6	1191	0.00%	30.48	0.00%	453698209	0.00%
i23o25b6	1208	1.46%	31.13	2.13%	455259145	1.90%

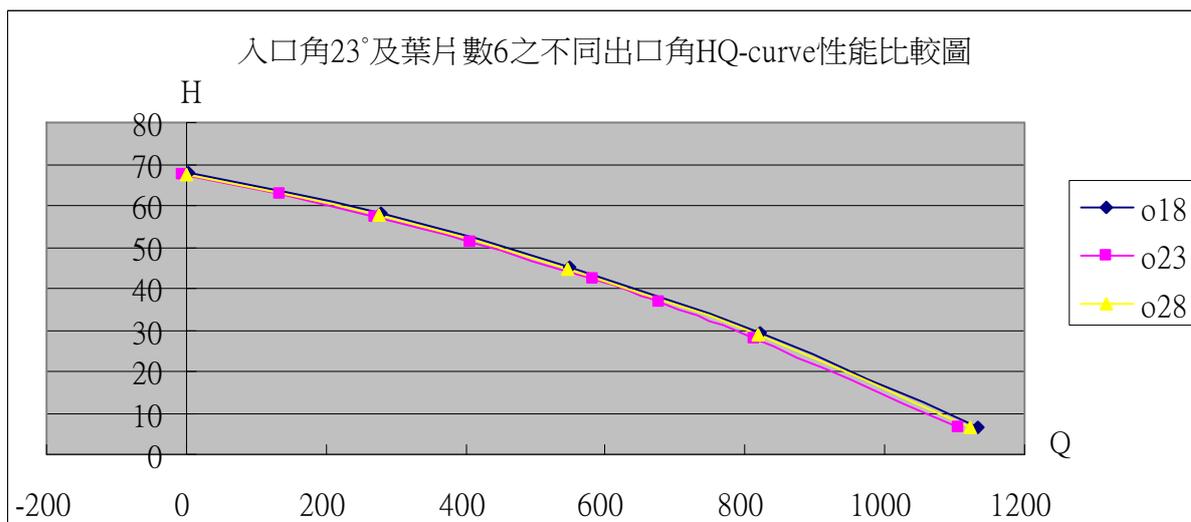


圖 4-23 出口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=23^\circ$ 、 $z=6$ )

#### 4.3.2.2 結果分析

離心式幫浦於不同葉片出口角設計之數值模擬結果，可以從其結果數據列表和性能曲線圖去分析，當出口角為 $15^\circ$ 、 $20^\circ$ 及 $25^\circ$ 時其幫浦所產生的最大流量分別為 $1219\text{ l/min}$ 、 $1191\text{ l/min}$ 、 $1208\text{ l/min}$ ，幫浦在操作流量為 $800\text{ l/min}$ 時之揚程分別為 $31.86\text{ m}$ 、 $30.48\text{ m}$ 、 $31.13\text{ m}$ ，幫浦可操作範圍分別為 $469747110$ 、 $453698209$ 、 $455259145$ ，其性能之差異並不大，在僅改變葉片出口角單一變數時，出口角為 $15^\circ$ 時，流量較原設計增加 $2.37\%$ ，揚程增加 $4.54\%$ ，且操作範圍亦增加 $3.54\%$ ；出口角為 $25^\circ$ 時，流量較原設計增加 $1.46\%$ ，揚程增加 $2.13\%$ ，且操作範圍亦增加 $1.90\%$ ，所以從該結果的分析認為，不論幫浦性能是在最大流量、揚程或操作範圍的考量上，葉片出口角設計 $15^\circ$ 最佳，其次為 $25^\circ$ 及 $20^\circ$ 。

#### 4.3.3 不同葉片數之數值模擬

##### 4.3.3.1 數值模擬之結果

本節對於所設計的葉輪葉片，作不同葉片出口角的數值模擬，主要是希望可以了解當葉片參數在僅改變葉片出口角下，而其餘葉輪與葉片參數不變時，在僅改變葉片數時，離心式水幫浦於同一泵殼及相同轉速 $1750\text{ rpm}$ 的條件運轉時，葉片數的改變對幫浦所能提供之最大流量、揚程及操作範圍之影響；而依實驗計畫所定義的葉片數 $5$ 片、 $6$ 片及 $7$ 片分別將其進行數值模擬。此次的數值分析方法是求取在轉速 $1750\text{ rpm}$ 下幫浦吸入口與吐出

口之壓力差、吐出口流量、揚程及操作範圍，並將其分析結果列表與基準個案原設計參數比較其性能差異，如表4-6所示，並建立離心式水幫浦之揚程-流量曲線圖，如圖4-24所示。

表 4-6 葉片數對離心式水幫浦性能之影響( $\beta_1=23^\circ$ 、 $\beta_2=20^\circ$ )

性能 編號	最大流量 Q		揚程 H		操作範圍	
	(l/min)	增量(%)	(m)	增量(%)	(Pa*l/min)	增量(%)
i23o20b5	1218	2.30%	30.80	1.04%	465922409	2.69%
i23o20b6	1191	0.00%	30.48	0.00%	453698209	0.00%
i23o20b7	1204	1.09%	31.38	2.94%	462054488	1.84%

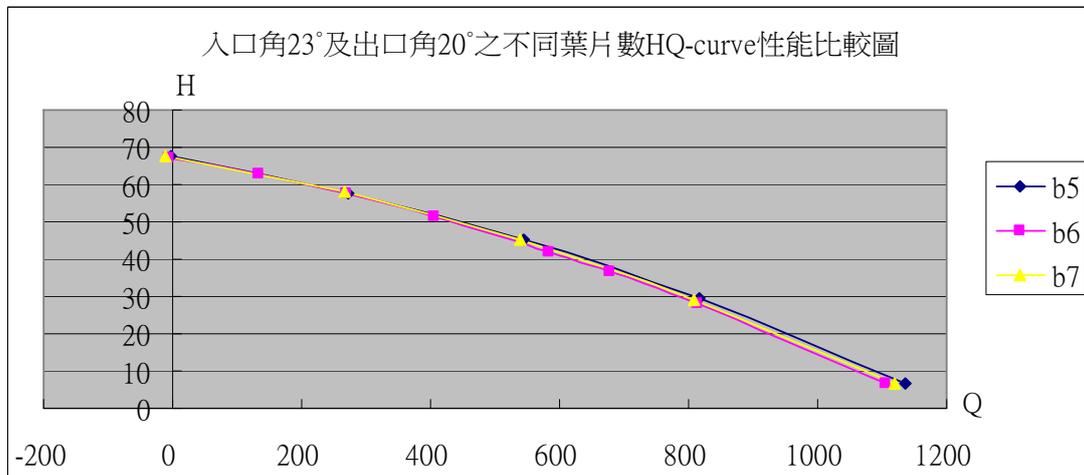


圖 4-24 葉片數對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=23^\circ$ 、 $\beta_2=20^\circ$ )

#### 4.3.3.2 結果分析

離心式幫浦於不同葉片數設計之數值模擬結果，可以從其結果數據列表和性能曲線圖去分析，當葉片數為5片、6片及7片時其幫浦所產生的最大流量分別為1218 l/min、1191 l/min、1204 l/min，而當幫浦在操作流量為800 l/min時之最大揚程分別為30.80m、30.48m、31.38m，幫浦可操作範圍分別為465922409、453698209、462054488，其性能之差異並不大，在僅改變葉片數單一變數時，葉片數為5片時，流量較原設計增加2.30%，揚程增加1.04%，且操作範圍亦增加2.69%；葉片數為7片時，流量較原設計增加1.09%，揚程增加2.94%，且操作範圍亦增加1.84%，所以從該結果的分析認為，當幫浦在性能上考量最大流量或操作範圍時，葉片數設計為5片最佳，其次為7片及6片；但當幫浦在性能上考量揚程時，葉片數設計為7

片最佳，其次為6片及5片。

#### 4.3.4 數值分析結果之驗證

為了確認本研究模擬離心式水幫浦獲得之流量與揚程之正確性，我們從工研院之台灣泵浦選用及節能評估系統中，如圖 4-25，可知臥式用於輸送清水之離心式幫浦在轉速 1750rpm 下，當流量為  $0.75\text{ m}^3/\text{min}$  可提供 27m 揚程或流量為  $1\text{ m}^3/\text{min}$  可提供 29m 揚程性能之幫浦均為目前產業所使用之幫浦產品之一，與本研究分析模擬於轉速 1750rpm 下流量為  $800\text{ l}/\text{min}$ 、揚程為 30.48m 之離心式水幫浦性能及規格相當接近。由此可確認本研究模擬所獲得之數值可靠性。

此外，為了能夠確認數值分析對設計的輔助能提供實質之幫助，必須針對數值分析結果進行可靠度驗證。我們將本文模擬葉片出口角參數與最大流量變化之差異，與 2005 年 余國全[21]數值分析結果比對，本研究於數值模擬中將葉片出口角參數由  $20^\circ$  改變為  $15^\circ$  及  $25^\circ$  後，其最大流量變化分別為 2.37%、1.46%，而 余國全於葉片出口角對後傾離心泵的性能影響之數值研究中，其分析結果當葉片出口角參數由  $17.5^\circ$  改變為  $22.5^\circ$ 、 $27.5^\circ$ 、 $30^\circ$ 、 $60^\circ$  及  $90^\circ$  後，其最大流量變化差異分別為 1.65%、-8.43%、1.7%、-3.32% 及 -4.36%，兩研究數值分析結果相較之下，本研究葉片出口角參數對離心式水幫浦的性能最大流量影響之變化應屬合理。

型號	輸送液體	型式	水量	揚程	馬力	功率	級數	轉速	極數	入口型
AH_65_20	清水	離心式	1	18		55	1	1750	4	端吸
AH_65_20	清水	離心式	2	72		55	1	3500	2	端吸
OH_6	清水	離心式	0.75	27	10		1	1750	2	端吸
AH_65_25	清水	離心式	1	29		55	1	1750	4	端吸
AH_65_25	清水	離心式	1	29		55	1	1750	4	端吸
AH_65_25	清水	離心式	2	80		3.7	1	3500	2	端吸

圖 4-25 工研院-台灣泵浦選用與節能評估系統

此外，我們將本研究葉片設計參數葉片入口角、葉片出口角，葉片數等三種，在保留原設計參數下，僅改變單一設計參數之數值分析結果作為驗證的對象。其中當葉片參數僅改變葉片入口角由  $18^\circ$  改變為  $23^\circ$  及  $28^\circ$  時，其最大流量差異為 1.97%，揚程差異為 2.02%；若葉片參數僅改變葉片出口角由  $15^\circ$  改變為  $20^\circ$  及  $25^\circ$  時，其最大流量差異為 2.37%，揚程差異為 4.54%；若葉片參數僅改變葉片數由 5 片改變為 6 片及 7 片時，其最大流量差異為 2.30%，揚程差異為 2.94%。由此可知，當僅改變單一葉片設計參數對離心式水幫浦性能最大流量之影響順序為：葉片出口角影響最大，葉片數影響其次，葉片入口角影響最小，而對離心式水幫浦性能揚程之影響主次順序為：葉片出口角影響最大，葉片數影響其次，葉片入口角影響最小。本研究數值分析葉片參數對離心式水幫浦之影響結果與 1982 年袁壽其 [20] 所整理的幾何參數對離心泵性能參數影響順序理論結果相符，如表 4-7 所示。

表 4-7 幾何參數對離心泵性能參數影響順序表

性能參數	幾何參數					
	主——→次					
Q	$\beta_2$	Z	$F_1$	$b_2$	$D_2$	$D_0$
H	$\beta_2$	$D_2$	$D_0$	$b_2$	Z	$F_1$
$\eta$	$\beta_2$	Z	$F_1$	$D_0$	$D_2$	$b_2$
$Q_{max}$	$\beta_2$	Z	$F_1$	$D_0$	$b_2$	$D_2$
$P_{max}$	$\beta_2$	$D_2$	Z	$b_2$	$D_0$	$F_1$

#### 4.4 葉片最佳化設計

本節主要目的在討論葉片入口角 ( $\beta_1$ )、葉片出口角 ( $\beta_2$ ) 及葉片數 (Z) 等三組設計參數，以全因子實驗法交叉組合後之 27 種參數模型在同一泵殼及相同轉速 1750rpm 下之離心式水幫浦之性能。表 4-8 為 27 組參數模型數值分析結果與基準個案原始葉片設計參數之比較，即葉片參數對離心式水幫浦性能最大流量、揚程與操作範圍等差異，以證明葉片最佳化的成效。圖 4-26~圖 4-49 為葉片設計參數單變數對揚程-流量性能之影響，圖 4-50~圖 4-58 為葉片設計參數雙變數對最大流量性能之影響，圖 4-59~圖 4-67 為葉片設計參數雙變數對操作範圍之影響，圖 4-68~圖 4-76 為葉片設計參數雙變數對操作範圍之影響。

由表4-8及圖4-50~圖4-76可知，當葉片設計參數葉片入口角 $\beta_1=18^\circ$ 、葉片出口角 $\beta_2=20^\circ$ 、葉片數 $z$ 為5片時，離心式水幫浦可提供最大流量1242l/min，較原始設計參數增加4.31%，且其操作範圍最大，較基準個案原始設計參數增加4.6%；當葉片設計參數葉片入口角 $\beta_1=18^\circ$ 、葉片出口角 $\beta_2=15^\circ$ 、葉片數 $z$ 為7片時，離心式水幫浦於操作流量800l/min時，可提供揚程最大，較基準個案原始設計參數增加6.29%。

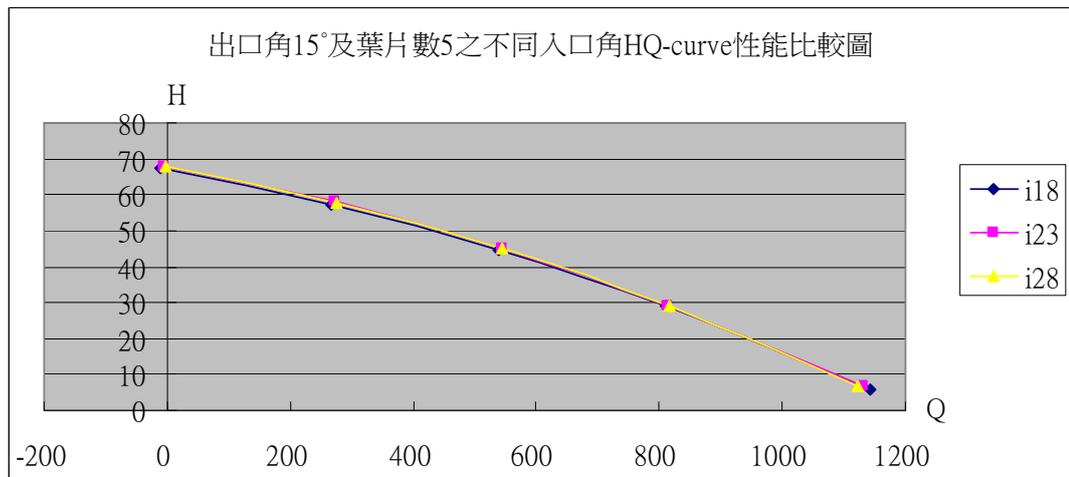


圖 4-26 葉片入口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_2=15^\circ$ 、 $z=5$ )

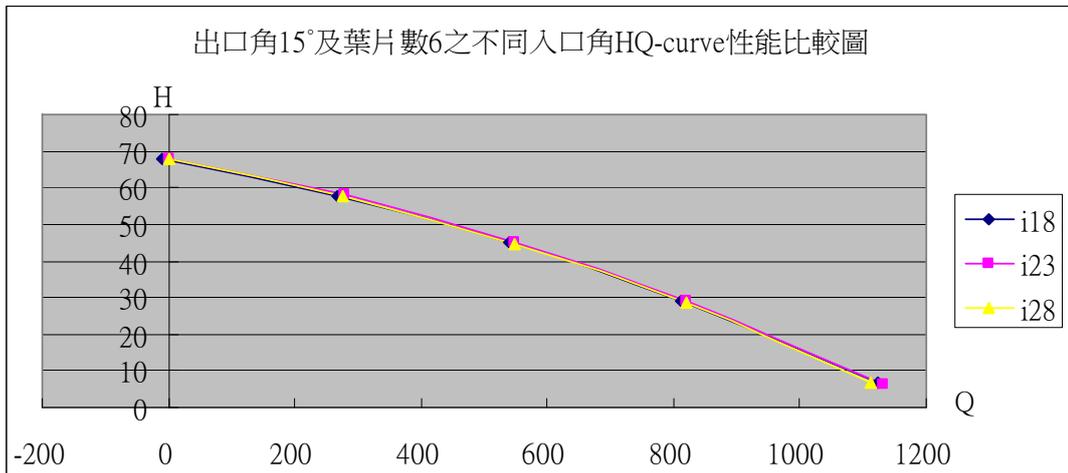


圖 4-27 葉片入口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_2=15^\circ$ 、 $z=6$ )

表 4-8 參數模型數值模擬分析結果

	性能 編號	最大流量 (l/min)	增量(%)	揚程 h (m)	增量(%)	操作範圍 (Pa*l/min)	增量 (%)
1	i18o15b5	1220	2.43%	30.06	-1.37%	460923523	1.59%
2	i18o15b6	1211	1.67%	30.94	1.51%	463027813	2.06%
3	i18o15b7	1189	-0.14%	<b>32.40</b>	<b>6.29%</b>	461741222	1.77%
4	<b>i18o20b5</b>	<b>1242</b>	<b>4.31%</b>	31.12	2.10%	466060928	<b>4.60%</b>
5	i18o20b6	1215	1.97%	31.10	2.02%	469086070	2.55%
6	i18o20b7	1216	2.11%	30.06	-1.37%	456147238	3.26%
7	i18o25b5	1228	3.11%	30.47	-0.05%	465251678	2.57%
8	i18o25b6	1215	1.99%	30.69	0.68%	462002639	1.67%
9	i18o25b7	1210	1.57%	32.04	5.12%	450228040	3.24%
10	i23o15b5	1218	2.30%	30.75	0.88%	474560799	2.72%
11	i23o15b6	1219	2.37%	31.86	4.54%	469747110	3.54%
12	i23o15b7	1190	-0.08%	31.14	2.18%	468494427	0.54%
13	i23o20b5	1218	2.30%	30.80	1.04%	465922409	2.69%
<b>14</b>	<b>i23o20b6</b>	<b>1191</b>	<b>0.00%</b>	<b>30.48</b>	<b>0.00%</b>	<b>453698209</b>	<b>0.00%</b>
15	i23o20b7	1204	1.09%	31.38	2.94%	462054488	1.84%
16	i23o25b5	1218	2.27%	30.38	-0.33%	470800260	2.17%
17	i23o25b6	1208	1.46%	31.13	2.13%	455259145	1.90%
18	i23o25b7	1200	0.77%	31.64	3.80%	455223351	1.86%
19	i28o15b5	1213	1.83%	30.90	1.37%	465377254	2.55%
20	i28o15b6	1198	0.60%	31.25	2.52%	461294180	1.83%
21	i28o15b7	1175	-1.36%	30.88	1.30%	468415473	-0.76%
22	i28o20b5	1224	2.79%	31.29	2.67%	463528399	3.77%
23	i28o20b6	1187	-0.36%	30.87	1.28%	462298180	0.34%
24	i28o20b7	1185	-0.53%	31.29	2.67%	462146415	0.34%
25	i28o25b5	1220	2.43%	30.97	1.61%	466906781	2.91%
26	i28o25b6	1190	-0.06%	30.75	0.89%	455482670	0.39%
27	i28o25b7	1189	-0.20%	31.40	3.02%	458058606	0.96%

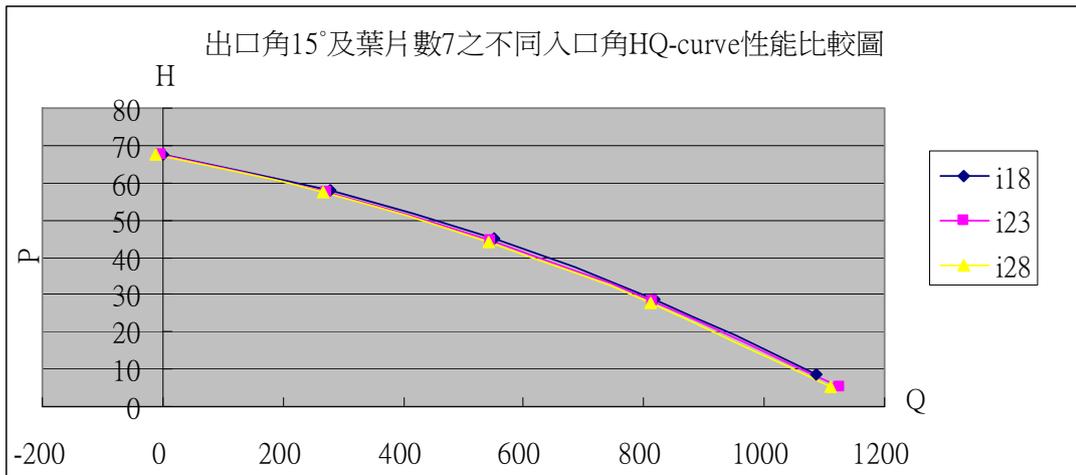


圖 4-28 葉片入口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_2 = 15^\circ$ 、 $z = 7$ )

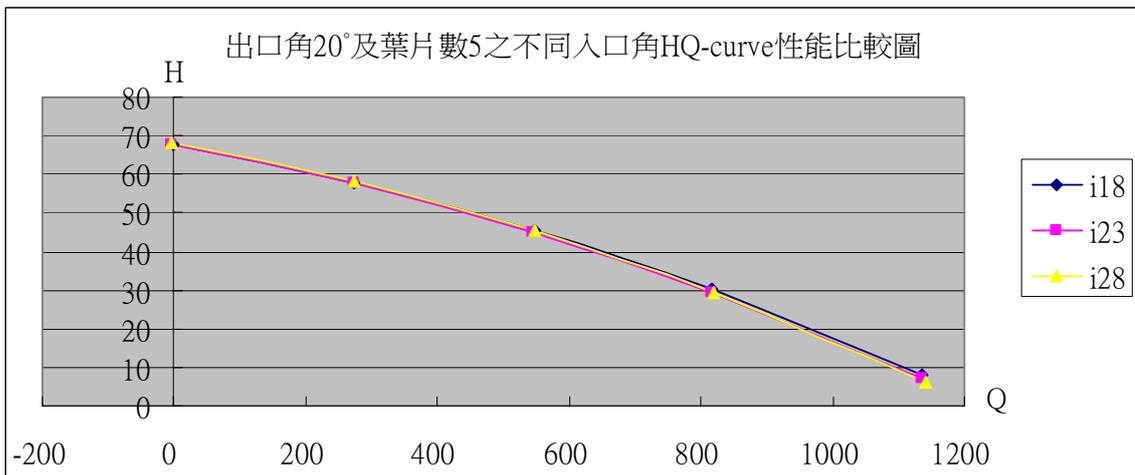


圖 4-29 葉片入口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_2 = 20^\circ$ 、 $z = 5$ )

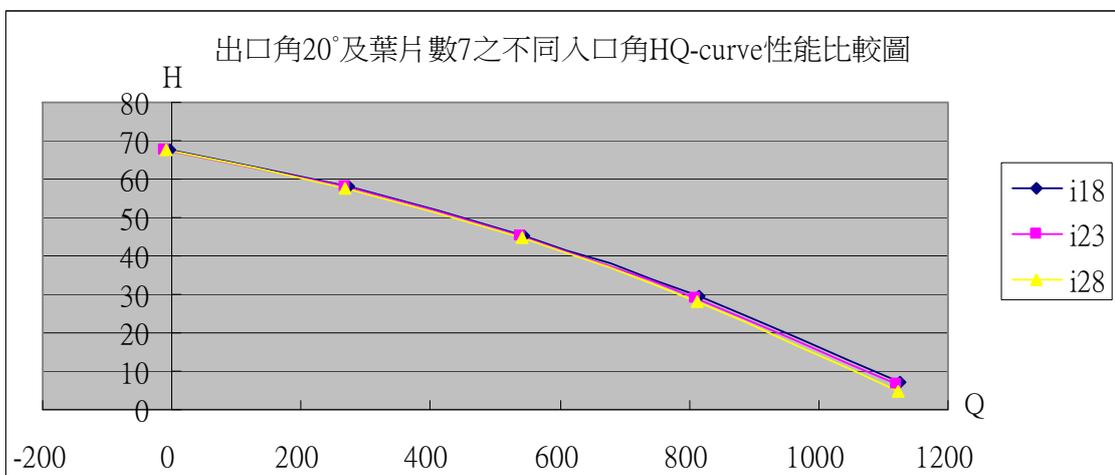


圖 4-30 葉片入口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_2 = 20^\circ$ 、 $z = 7$ )

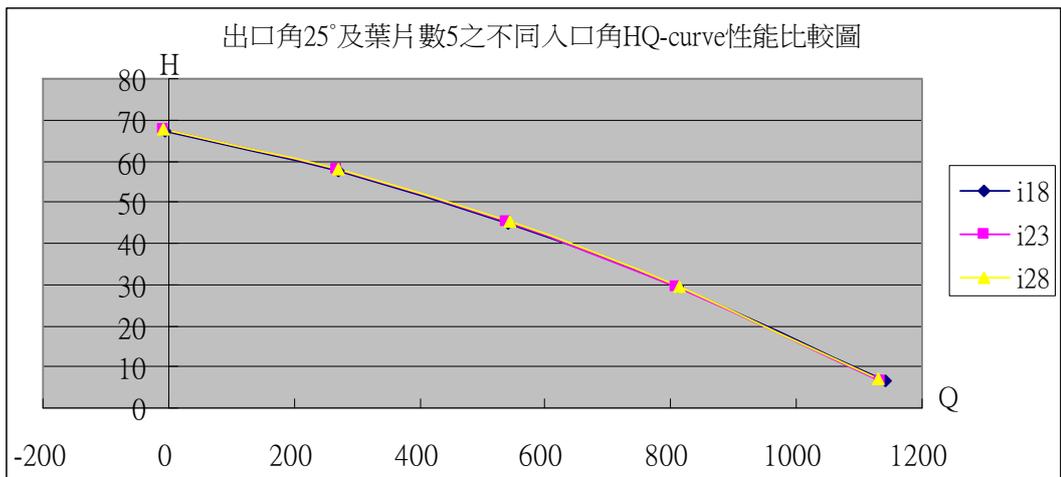


圖 4-31 葉片入口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_2=25^\circ$ 、 $z=5$ )

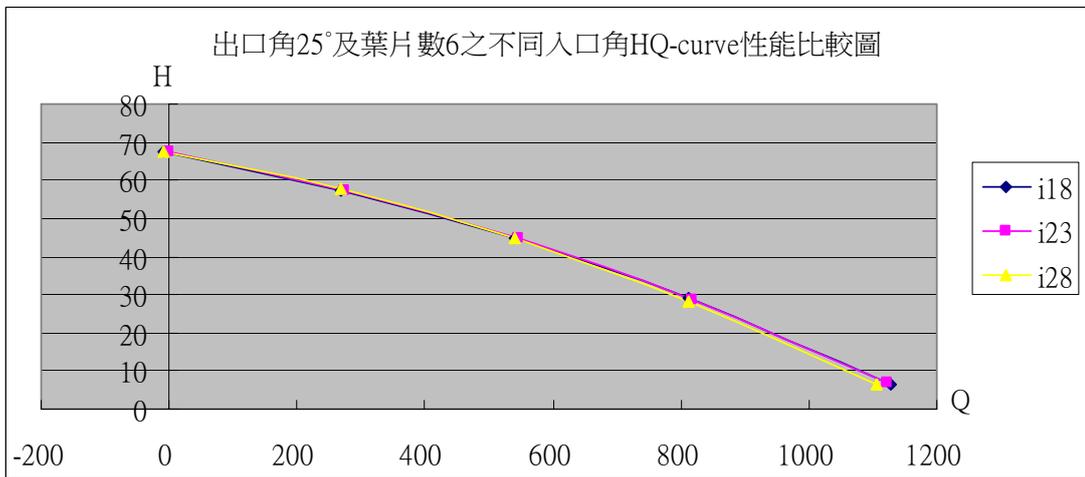


圖 4-32 葉片入口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_2=25^\circ$ 、 $z=6$ )

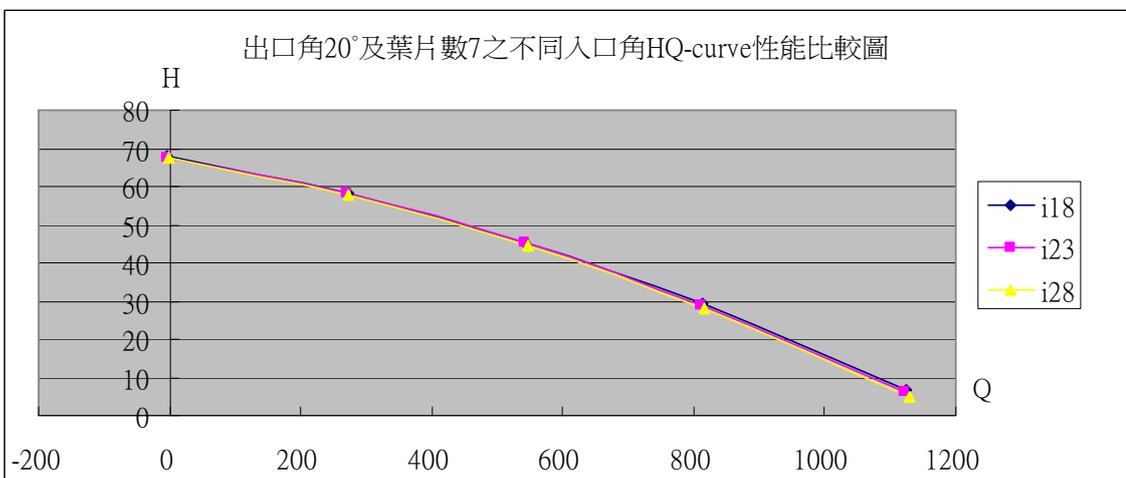


圖 4-33 葉片入口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_2=25^\circ$ 、 $z=7$ )

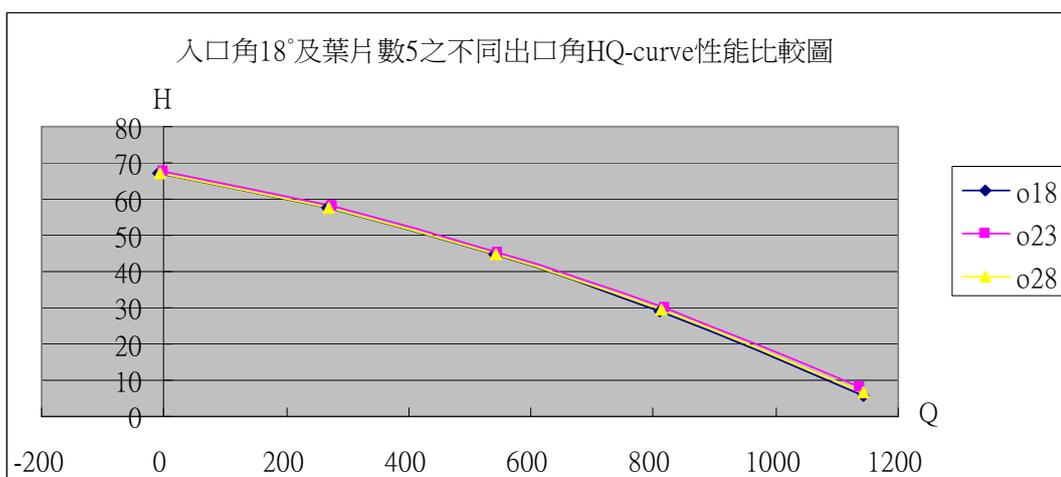


圖 4-34 葉片出口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=18^\circ$ 、 $z=5$ )

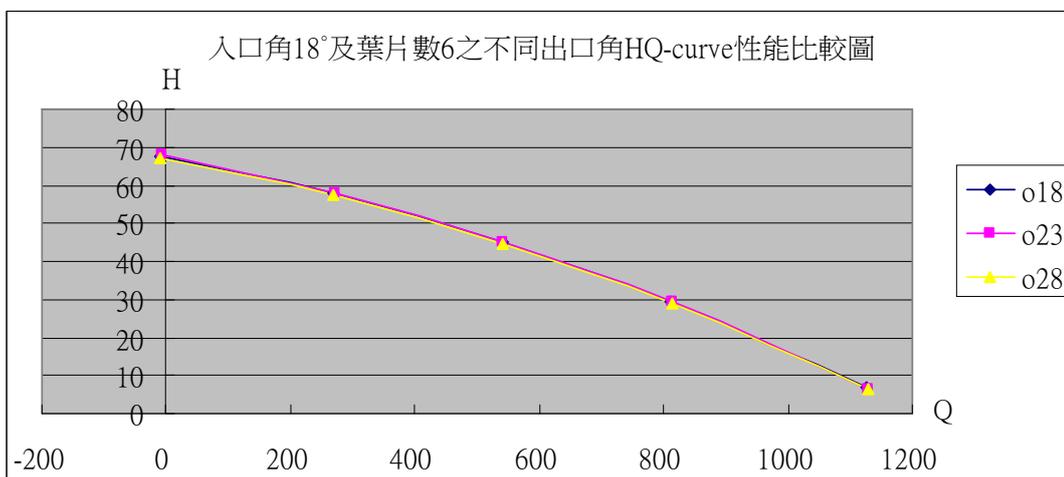


圖 4-35 葉片出口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=18^\circ$ 、 $z=6$ )

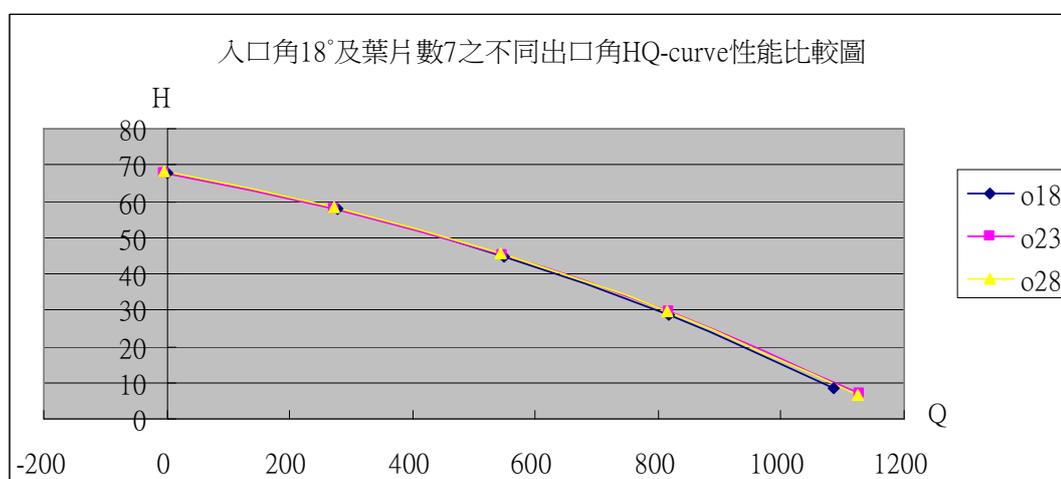


圖 4-36 葉片出口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=18^\circ$ 、 $z=7$ )

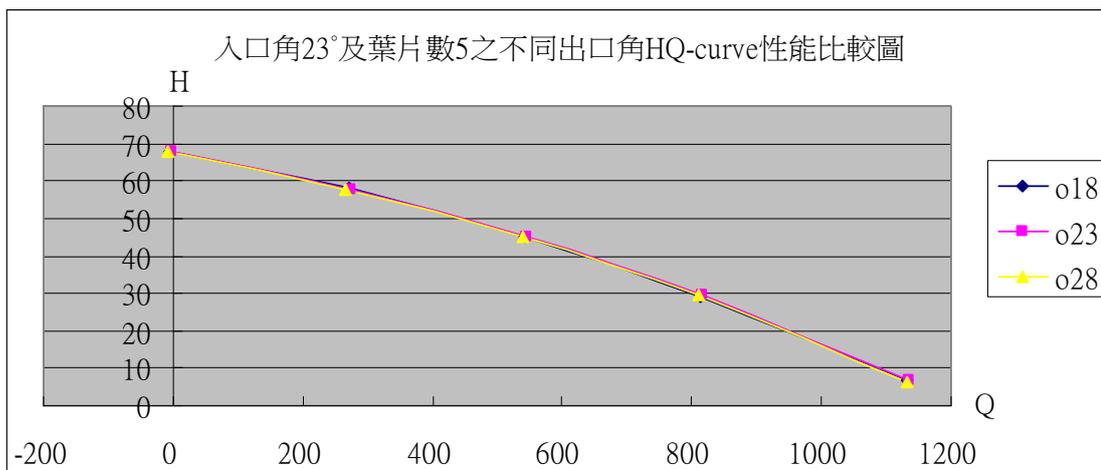


圖 4-37 葉片出口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=23^\circ$ 、 $z=5$ )

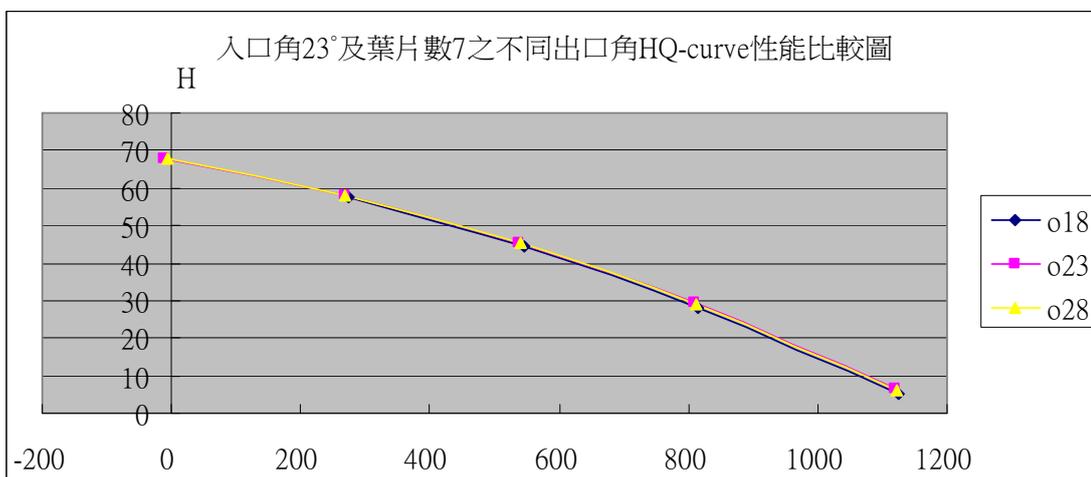


圖 4-38 葉片出口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=23^\circ$ 、 $z=7$ )

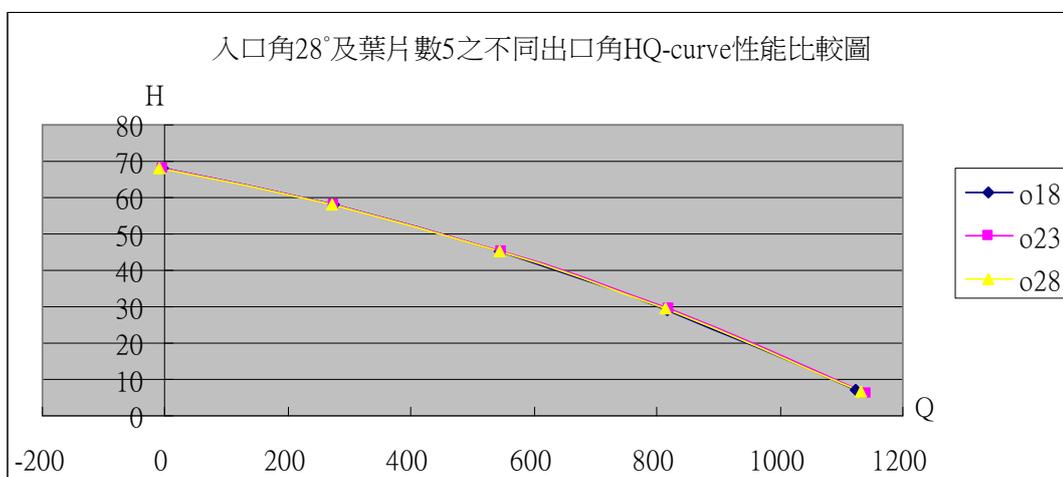


圖 4-39 葉片出口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=28^\circ$ 、 $z=5$ )

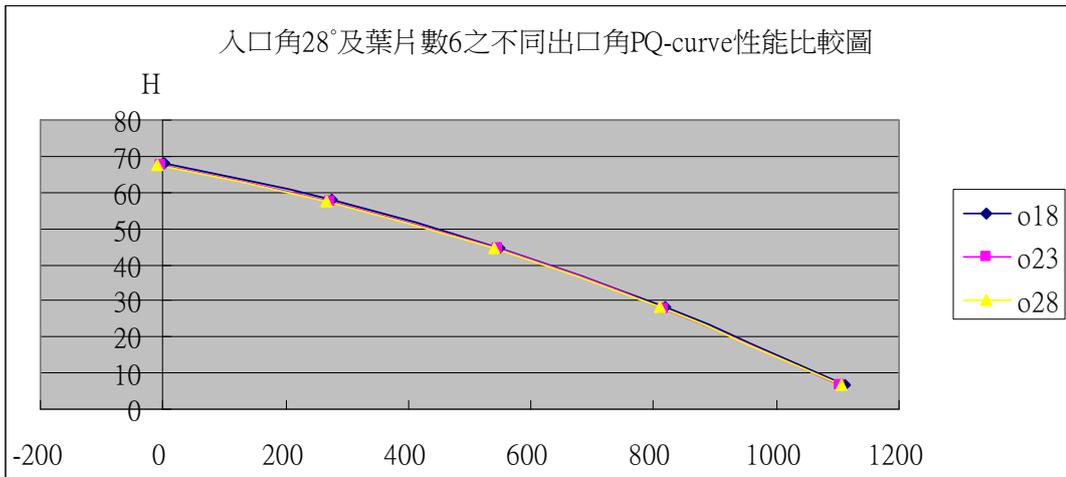


圖 4-40 葉片出口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=28^\circ$ 、 $z=6$ )

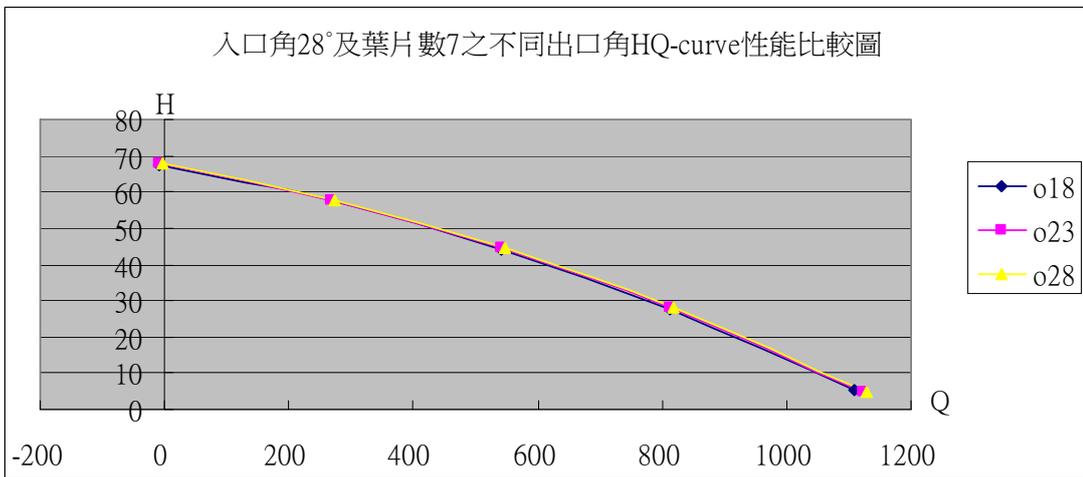


圖 4-41 葉片出口角對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=28^\circ$ 、 $z=7$ )

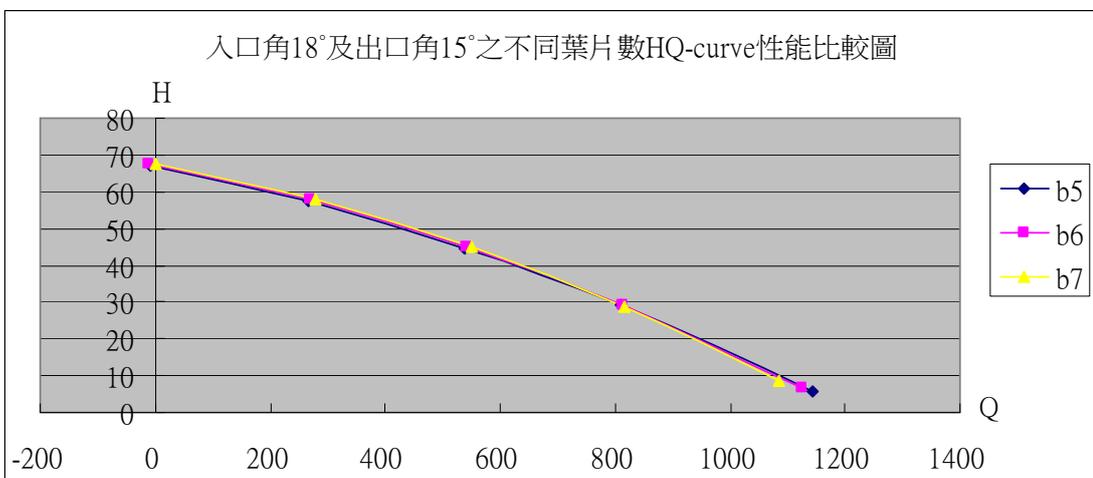


圖 4-42 葉片數對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=18^\circ$ 、 $\beta_2=15^\circ$ )

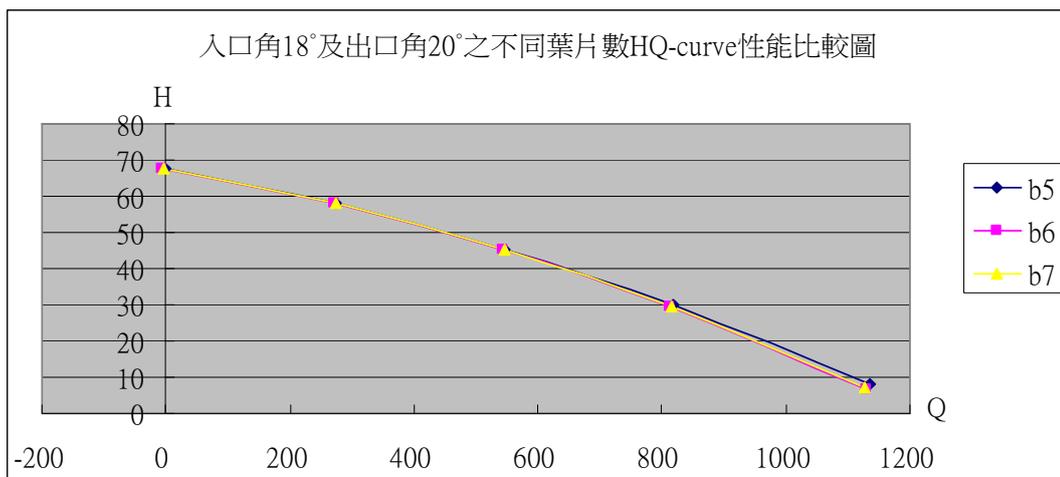


圖 4-43 葉片數對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=18^\circ$ 、 $\beta_2=20^\circ$ )

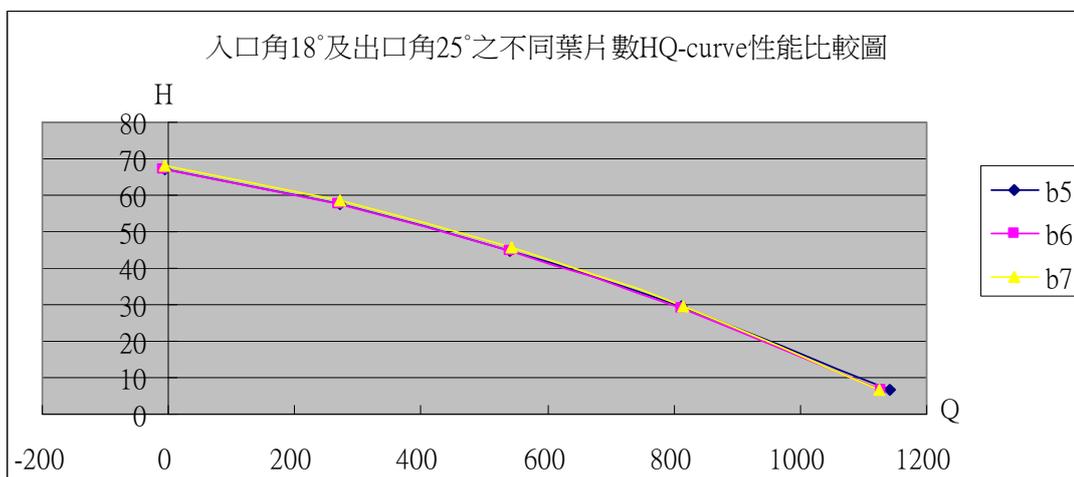


圖 4-44 葉片數對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=18^\circ$ 、 $\beta_2=25^\circ$ )

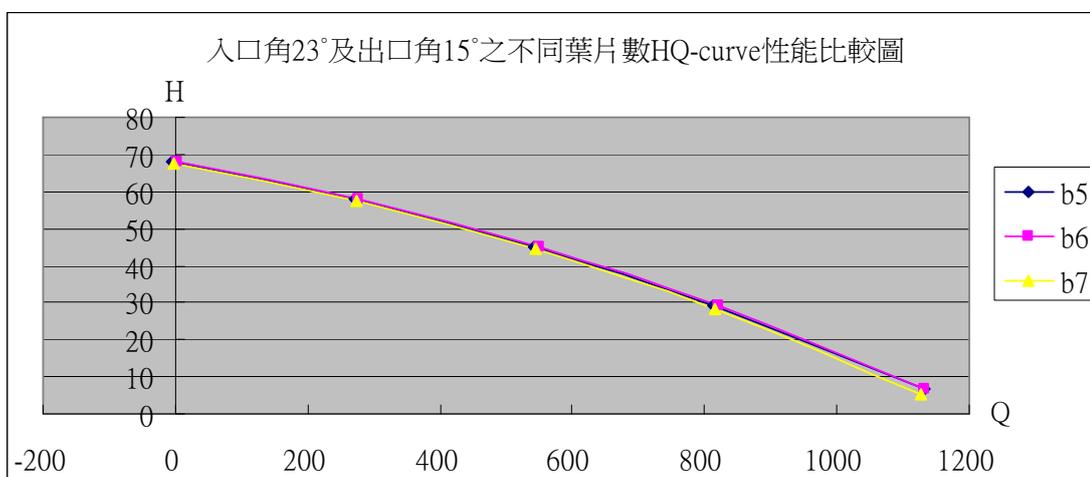


圖 4-45 葉片數對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=23^\circ$ 、 $\beta_2=15^\circ$ )

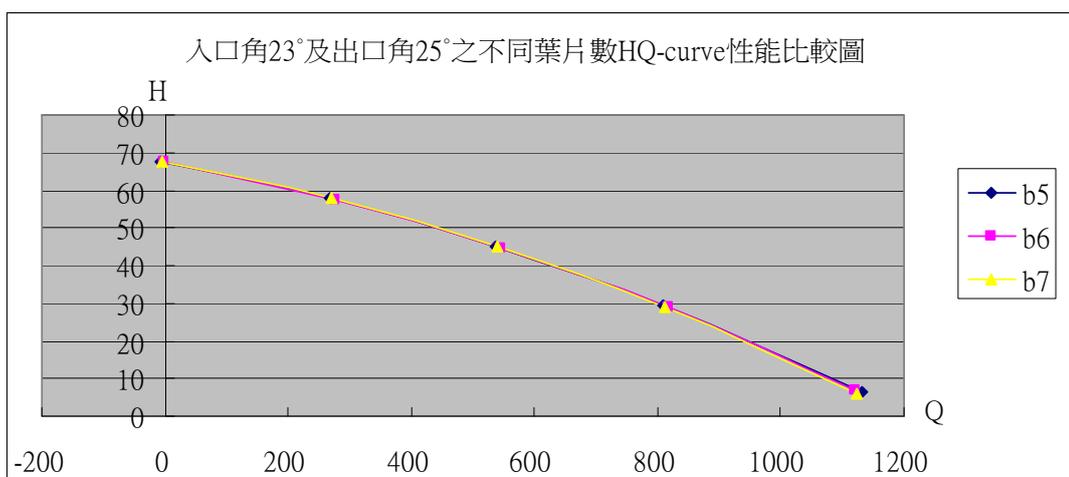


圖 4-46 葉片數對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=23^\circ$ 、 $\beta_2=25^\circ$ )

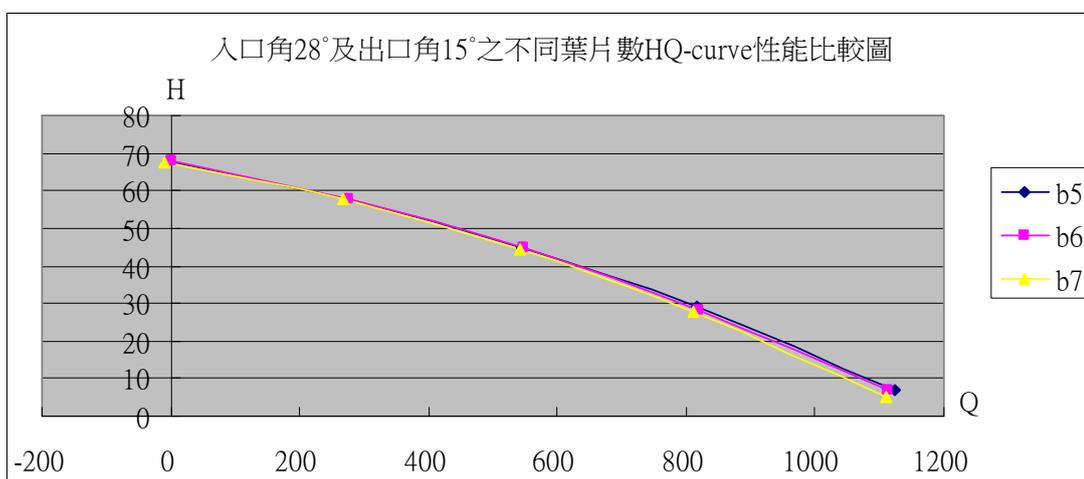


圖 4-47 葉片數對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=28^\circ$ 、 $\beta_2=15^\circ$ )

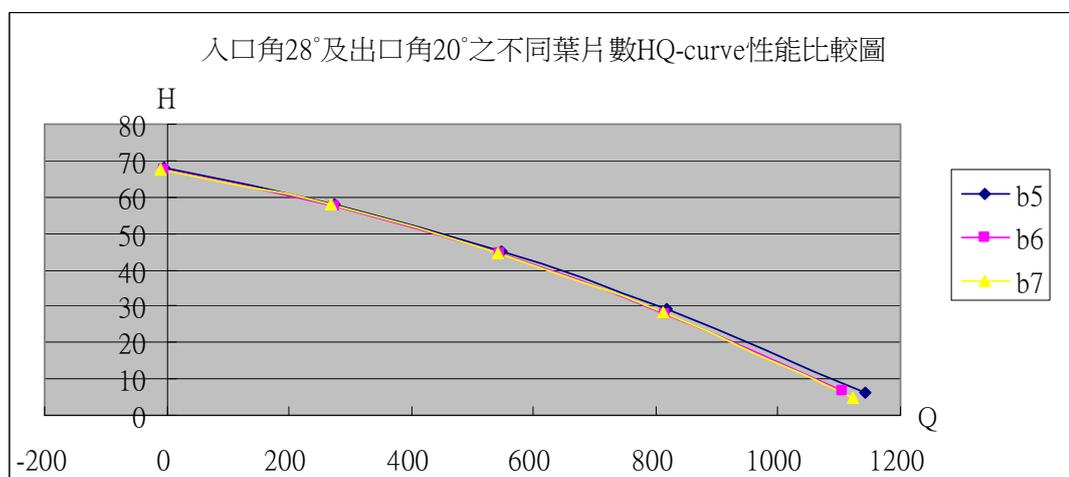


圖 4-48 葉片數對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=28^\circ$ 、 $\beta_2=20^\circ$ )

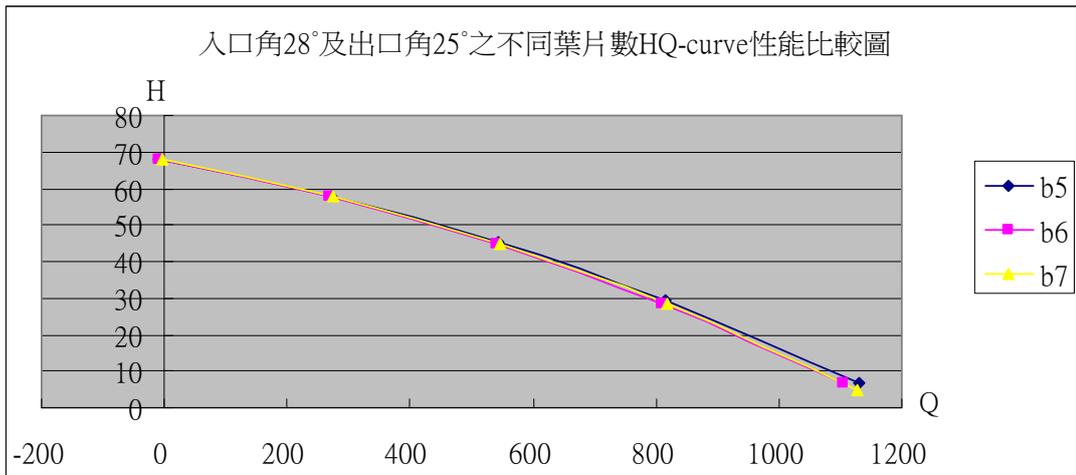


圖 4-49 葉片數對揚程-流量曲線之影響( $\beta_1=28^\circ$ 、 $\beta_2=25^\circ$ )

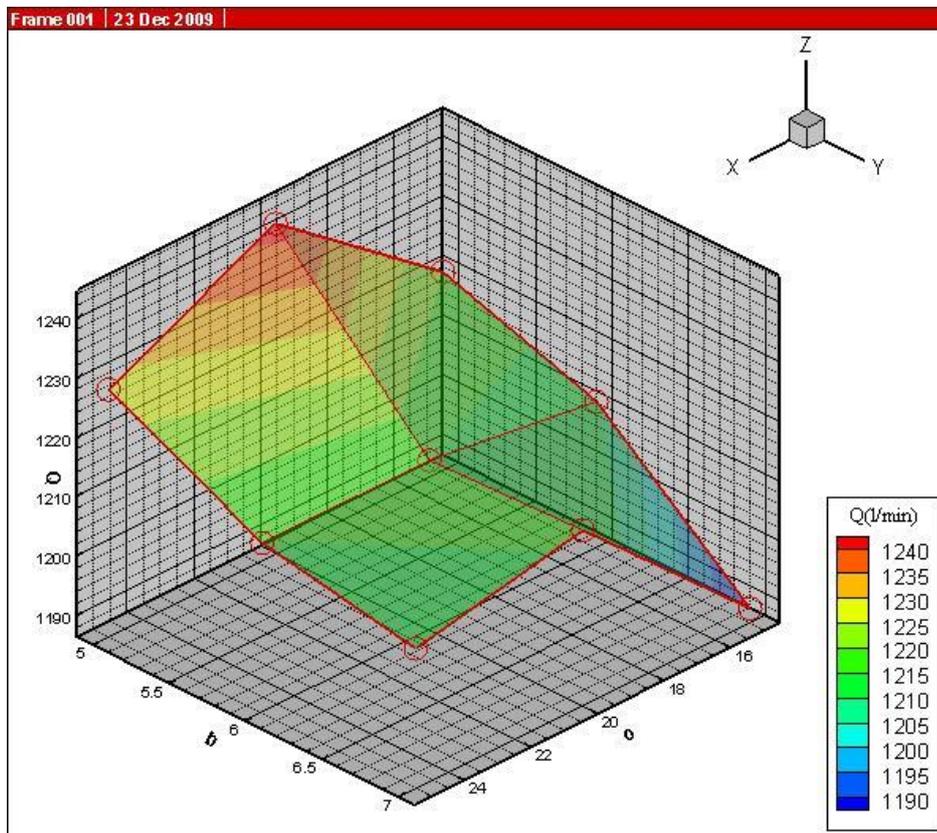


圖 4-50 出口角及葉片數對最大流量之影響( $\beta_1=18^\circ$ )

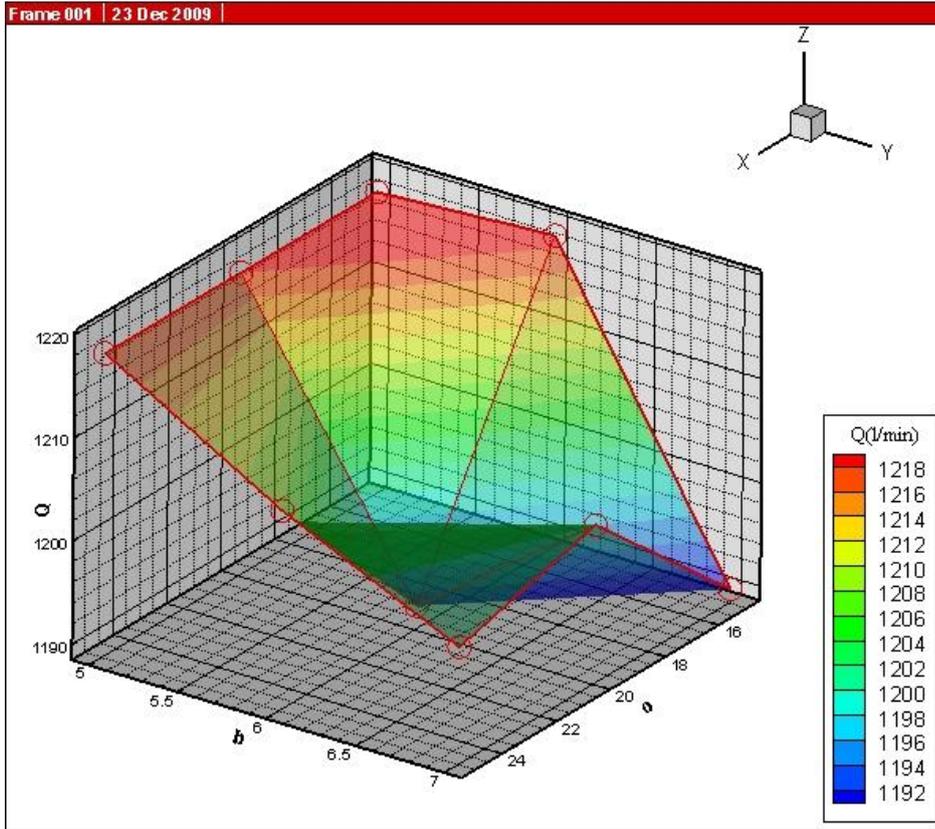


圖 4-51 出口角及葉片數對最大流量之影響 ( $\beta_1 = 23^\circ$ )

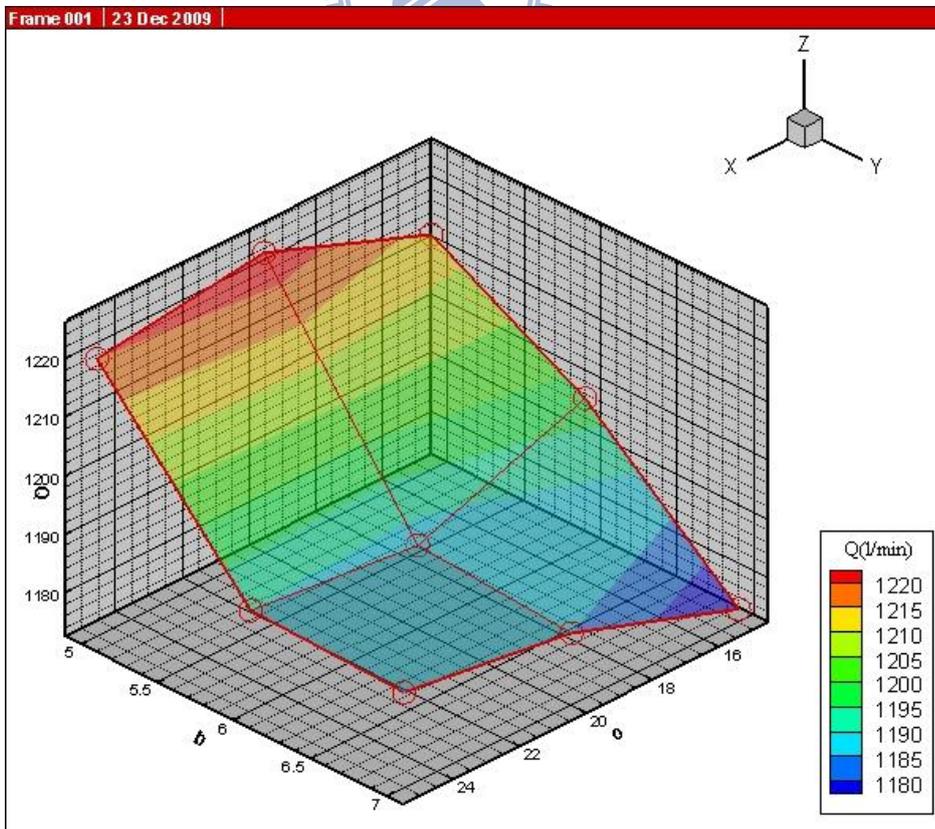


圖 4-52 出口角及葉片數對最大流量之影響 ( $\beta_1 = 28^\circ$ )

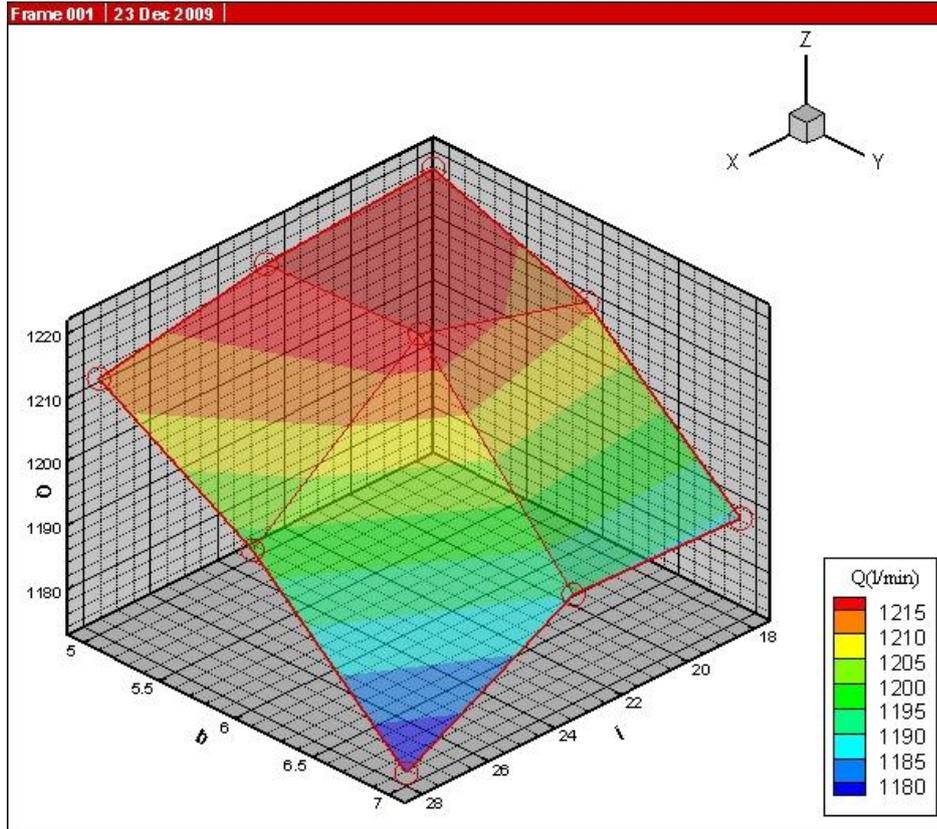


圖 4-53 入口角及葉片數對最大流量之影響( $\beta_2=15^\circ$ )

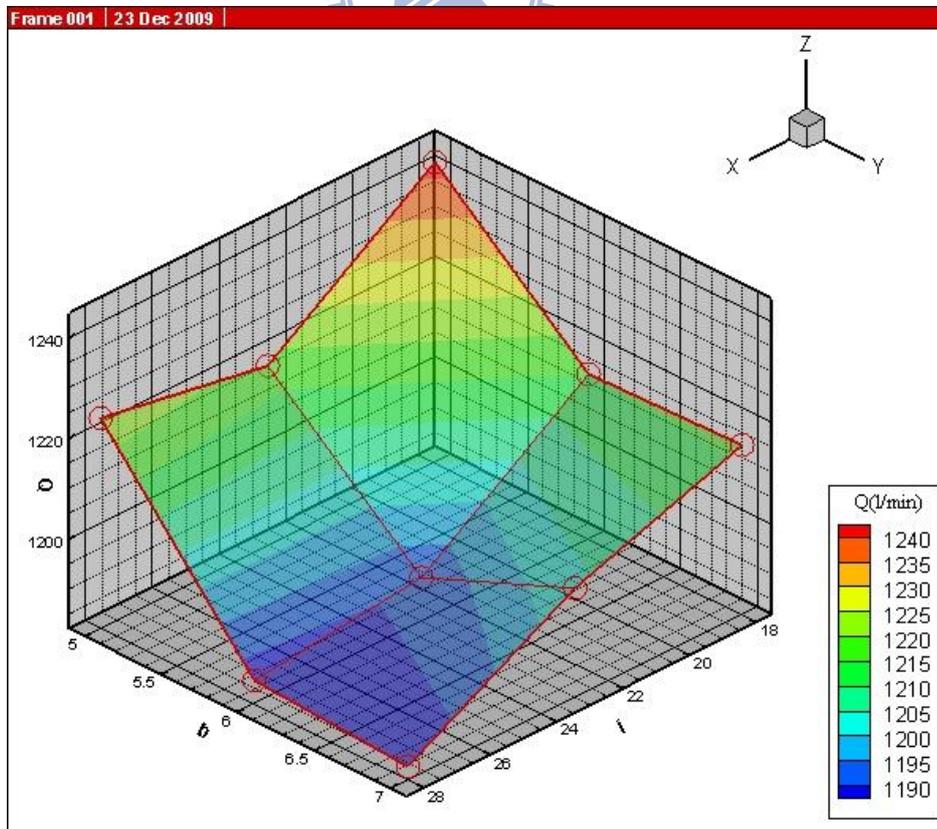


圖 4-54 入口角及葉片數對最大流量之影響( $\beta_2=20^\circ$ )

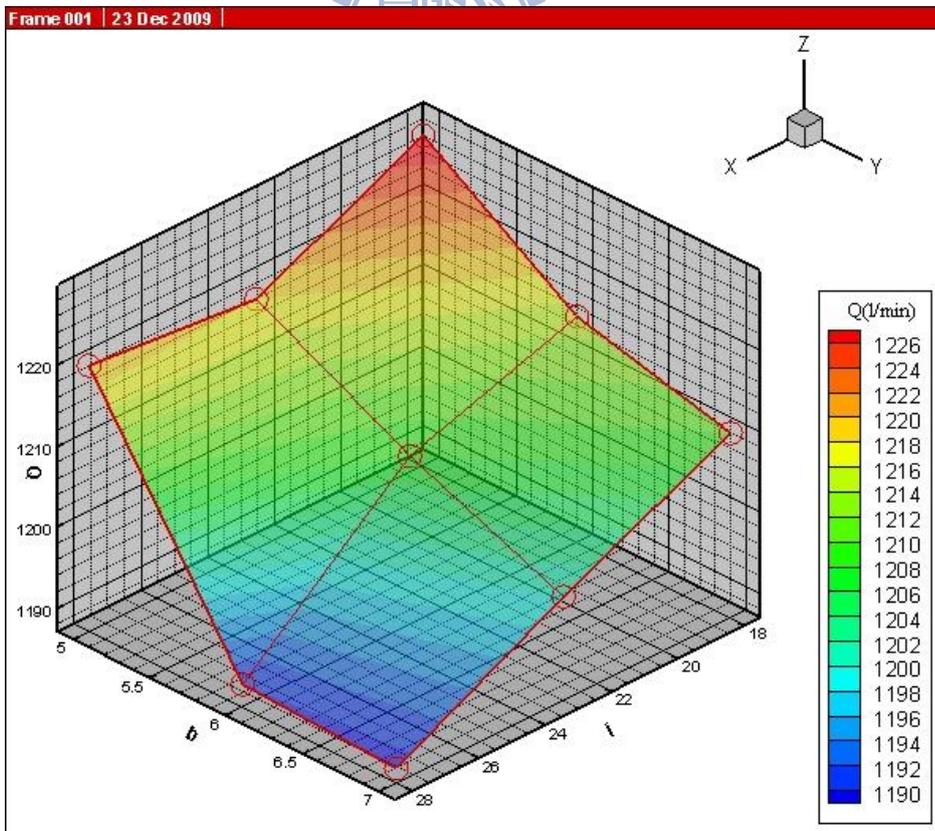
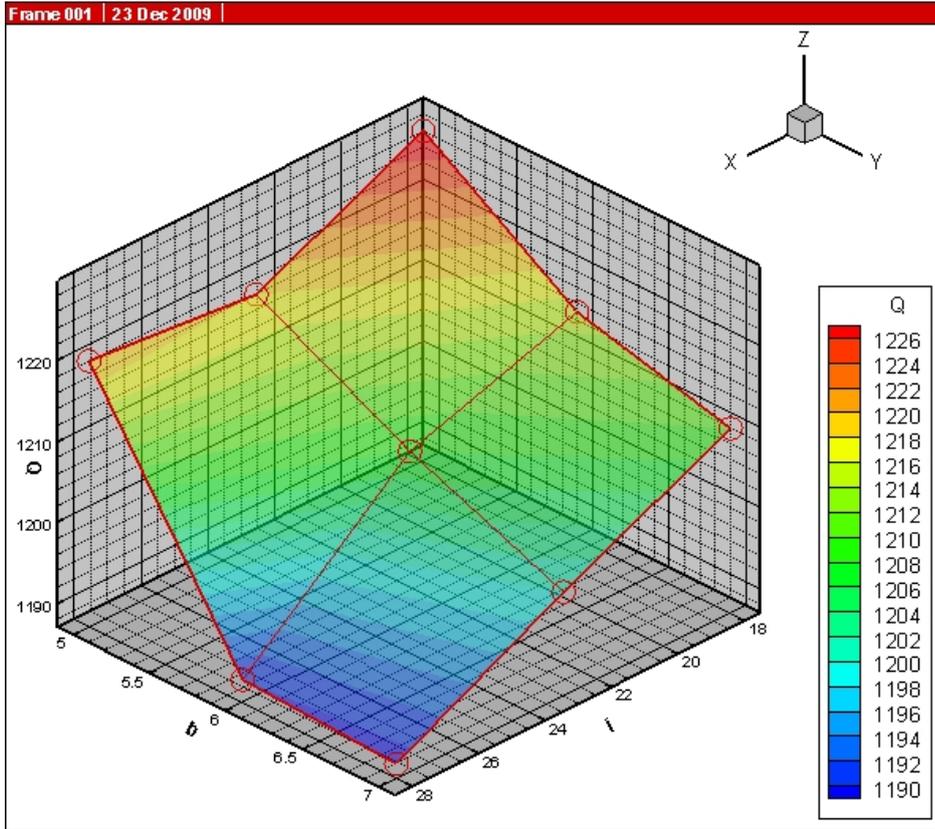


圖 4-55 入口角及葉片數對最大流量之影響 ( $\beta_2=25^\circ$ )

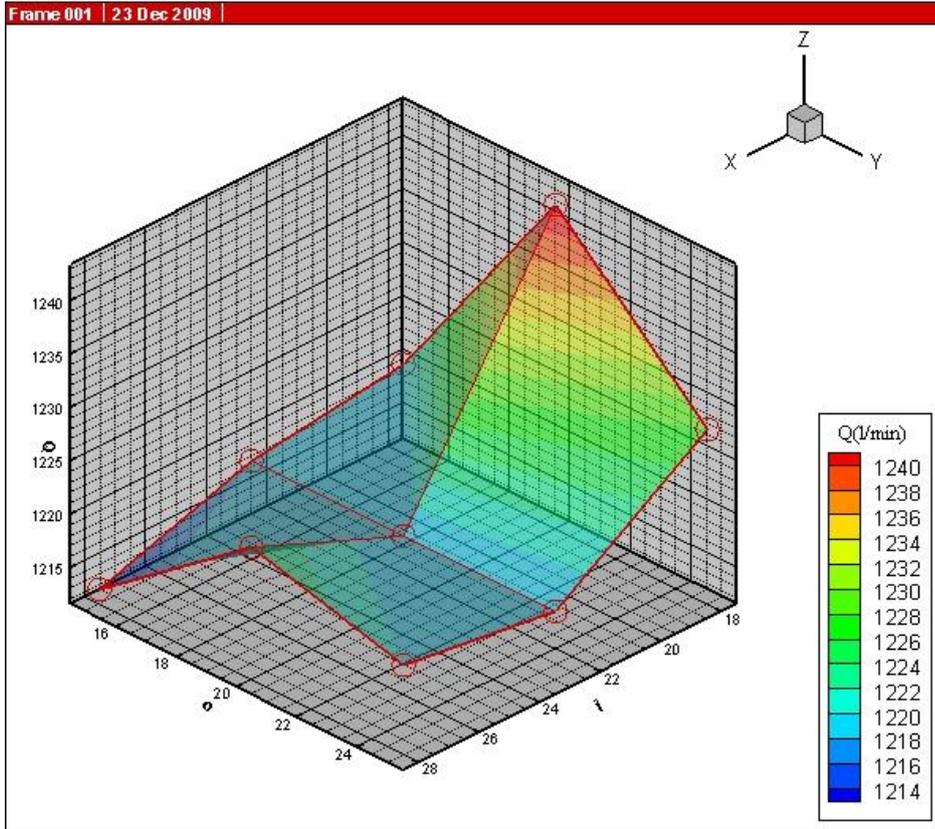


圖 4-56 入口角及出口角對最大流量之影響(z=5)

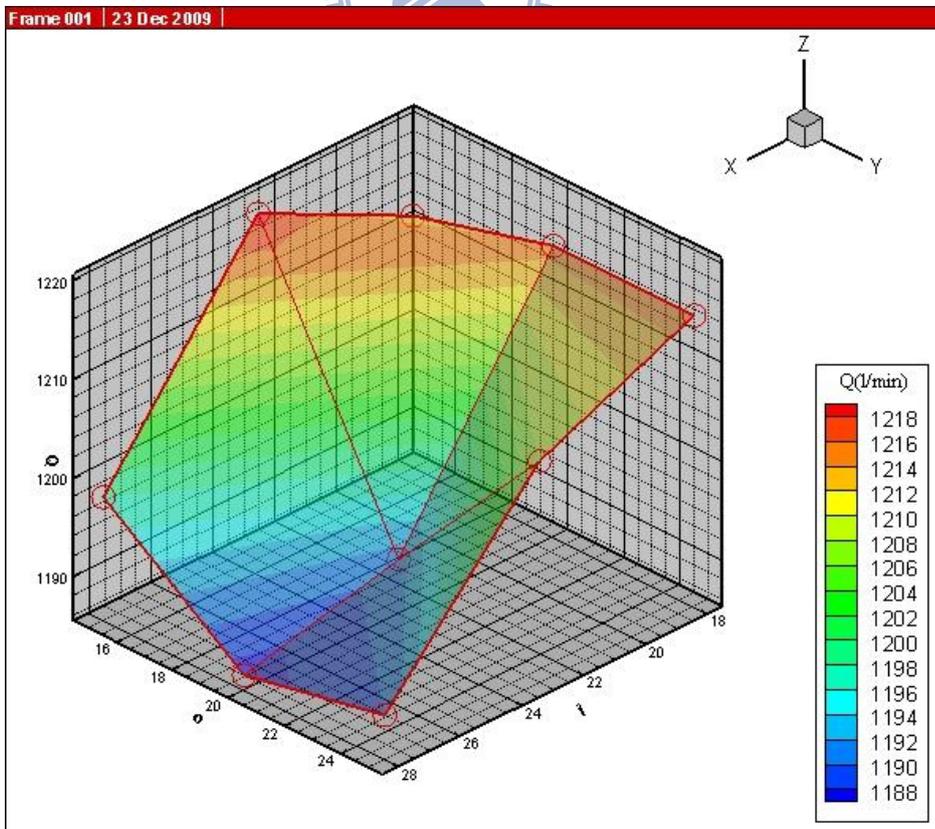


圖 4-57 入口角及出口角對作最大流量之影響(z=6)

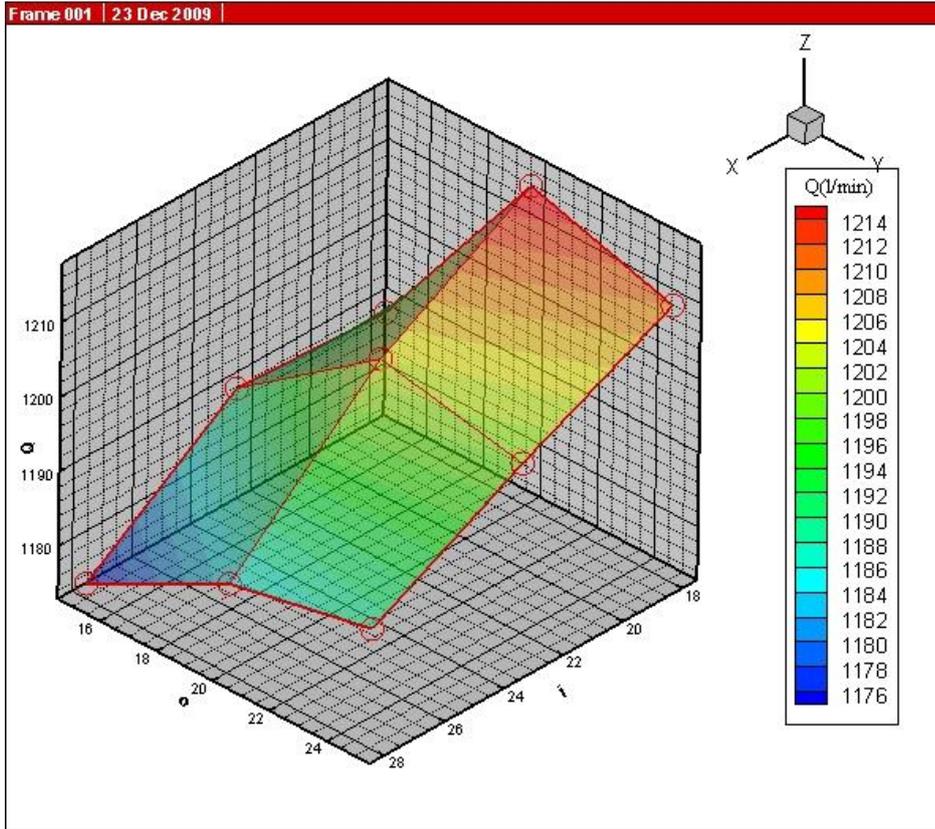


圖 4-58 入口角及出口角對最大流量之影響( $z=7$ )

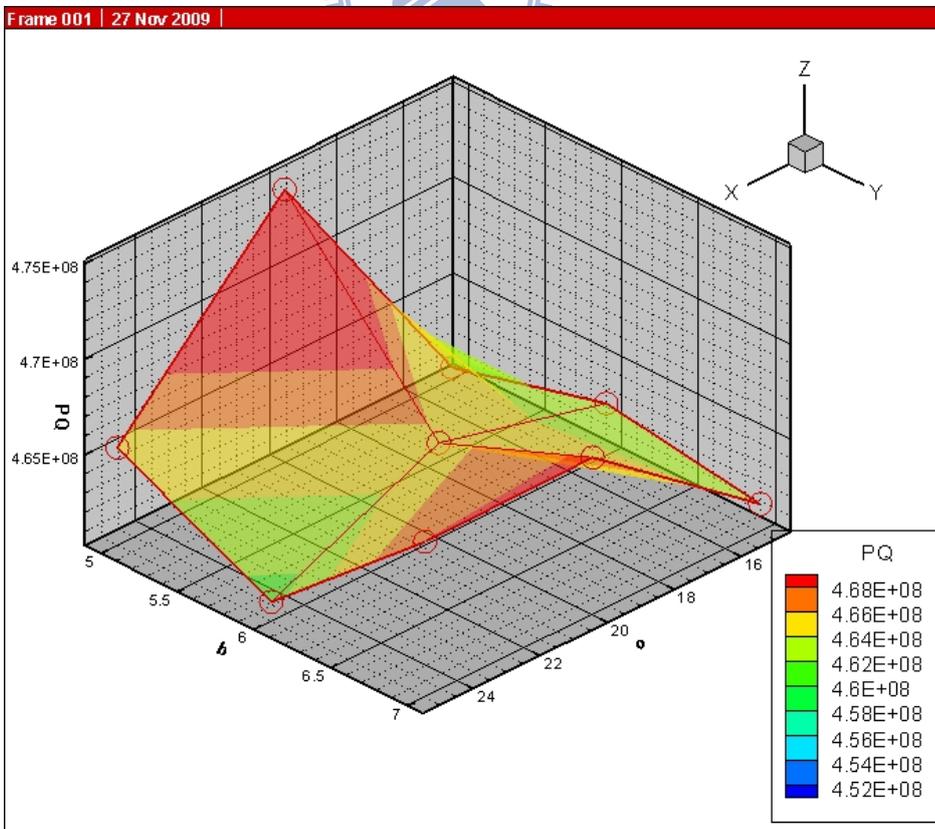


圖 4-59 出口角及葉片數操作範圍之影響( $\beta_1=18^\circ$ )

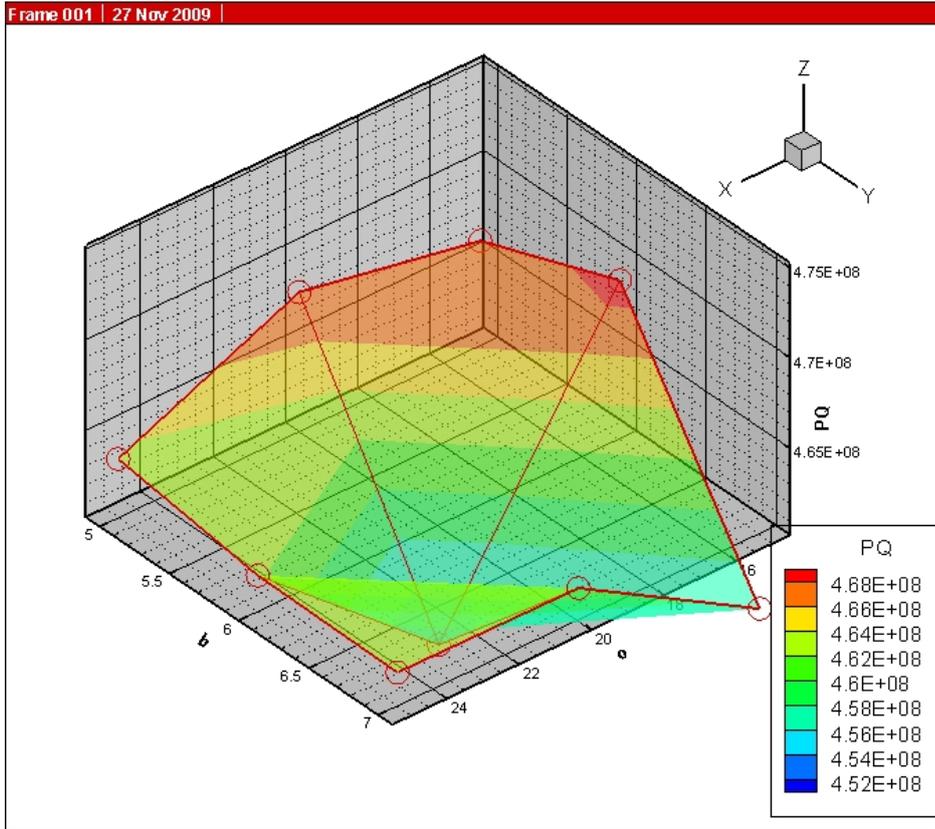


圖 4-60 出口角及葉片數對操作範圍之影響( $\beta_1=23^\circ$ )

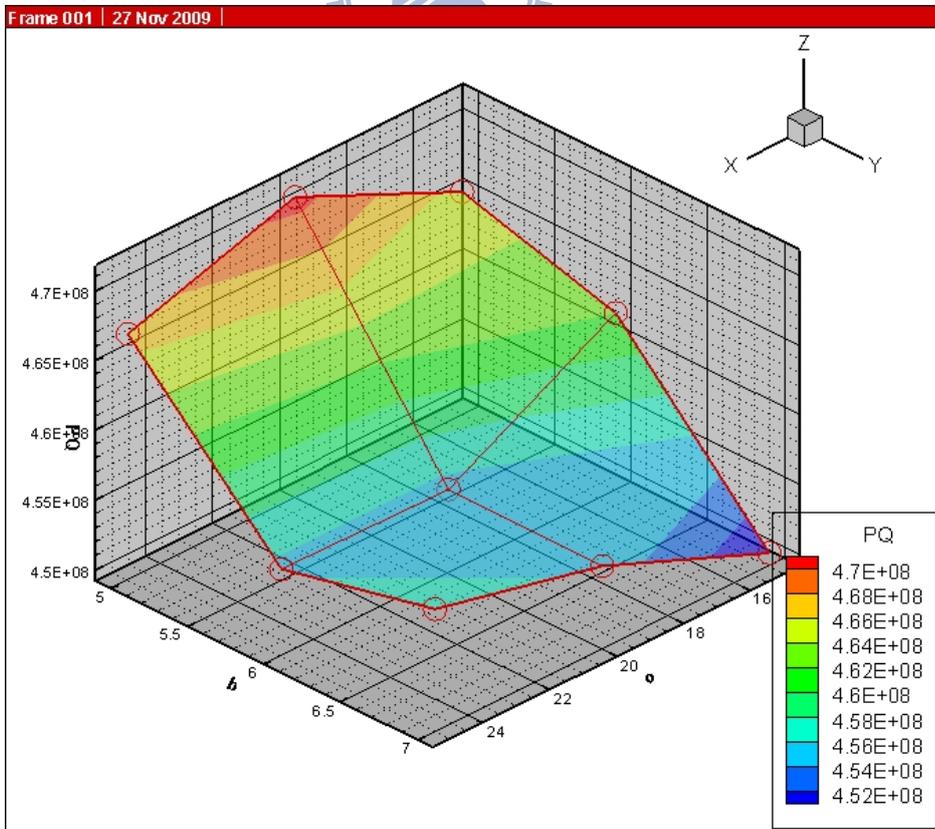


圖 4-61 出口角及葉片數對操作範圍之影響( $\beta_1=28^\circ$ )

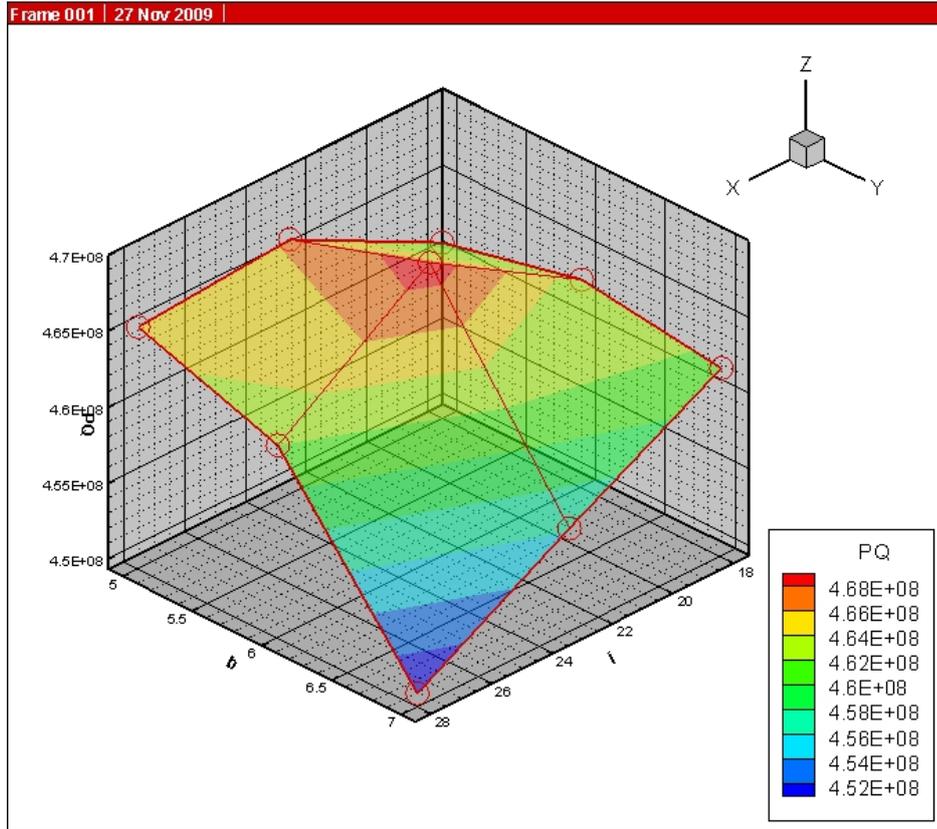


圖 4-62 入口角及葉片數對操作範圍之影響( $\beta_2=15^\circ$ )

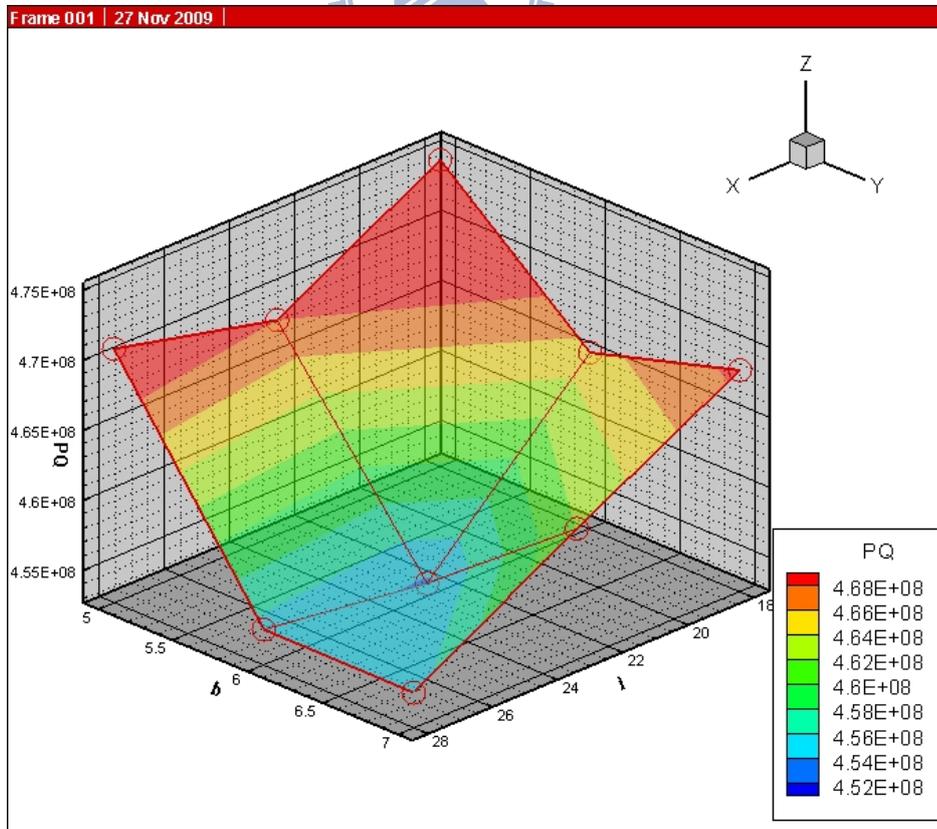


圖 4-63 入口角及葉片數對操作範圍之影響( $\beta_2=20^\circ$ )

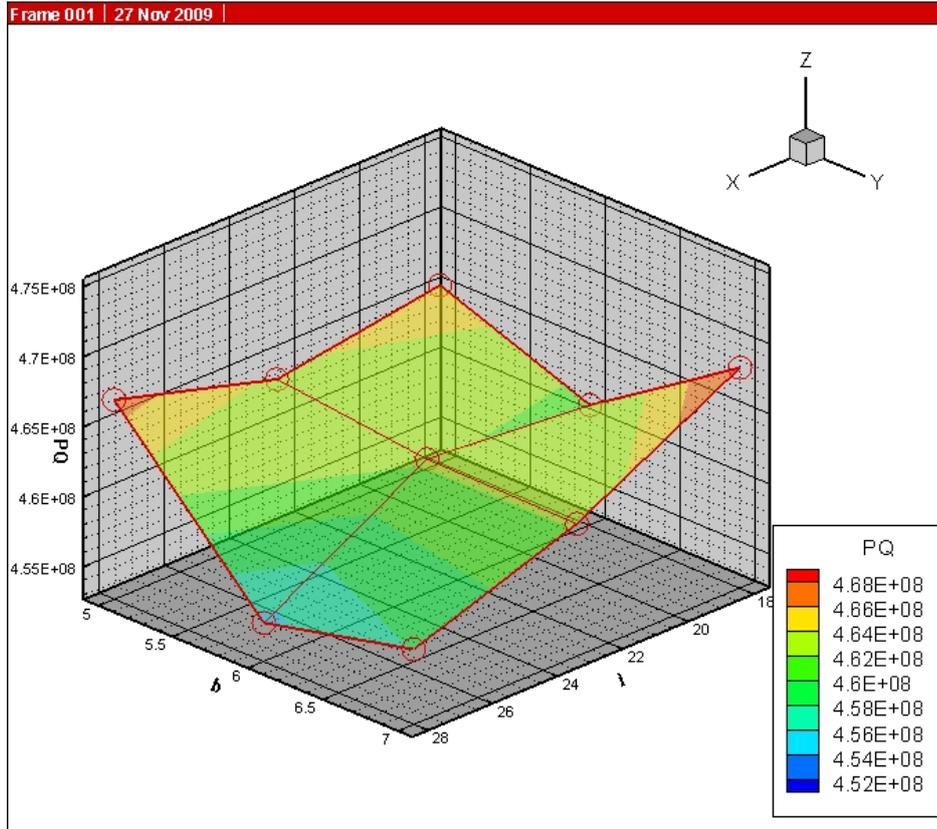


圖 4-64 入口角及葉片數對操作範圍之影響( $\beta_2=25^\circ$ )

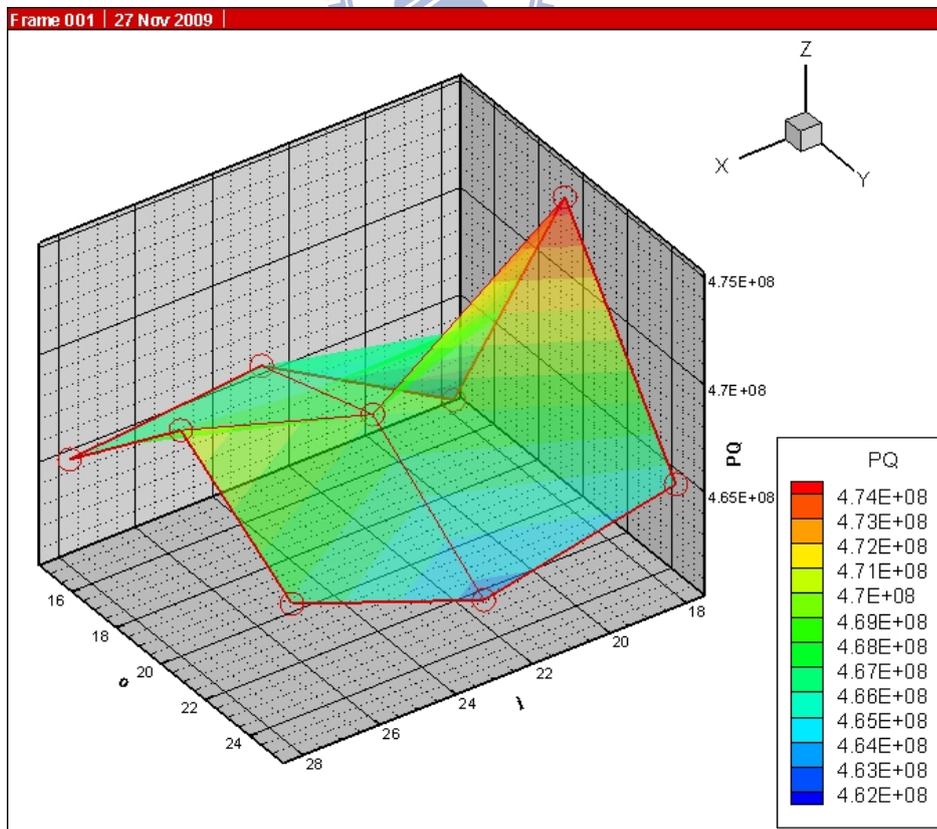


圖 4-65 入口角及出口角對操作範圍之影響( $z=5$ )

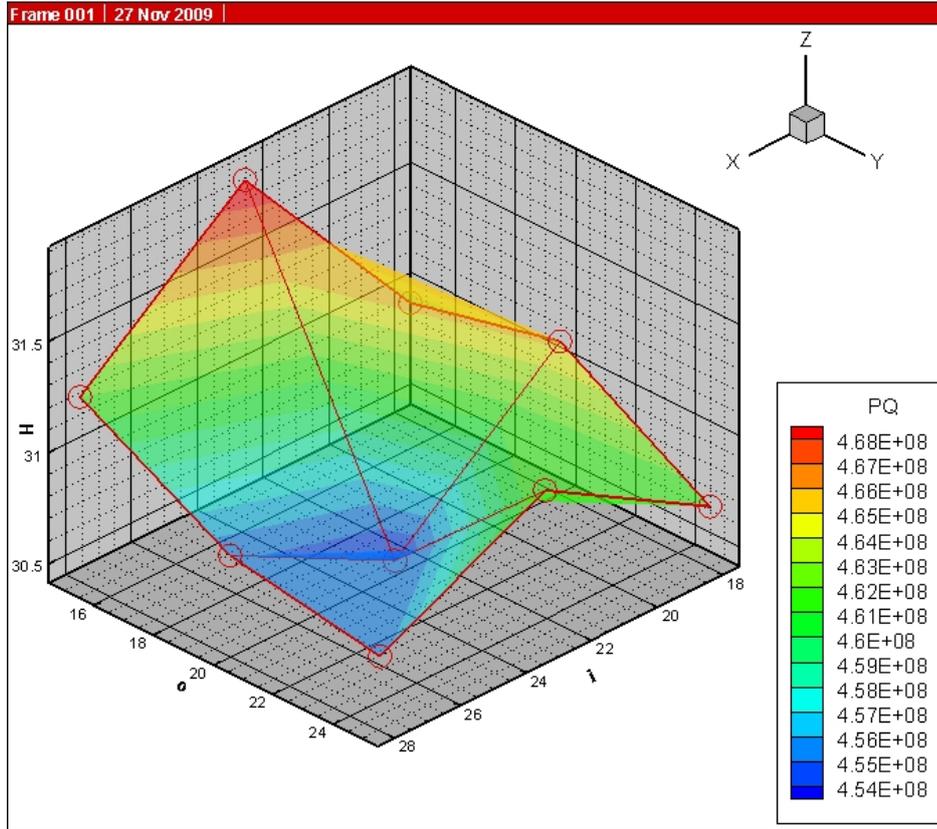


圖 4-66 入口角及出口角對操作範圍之影響( $z=6$ )

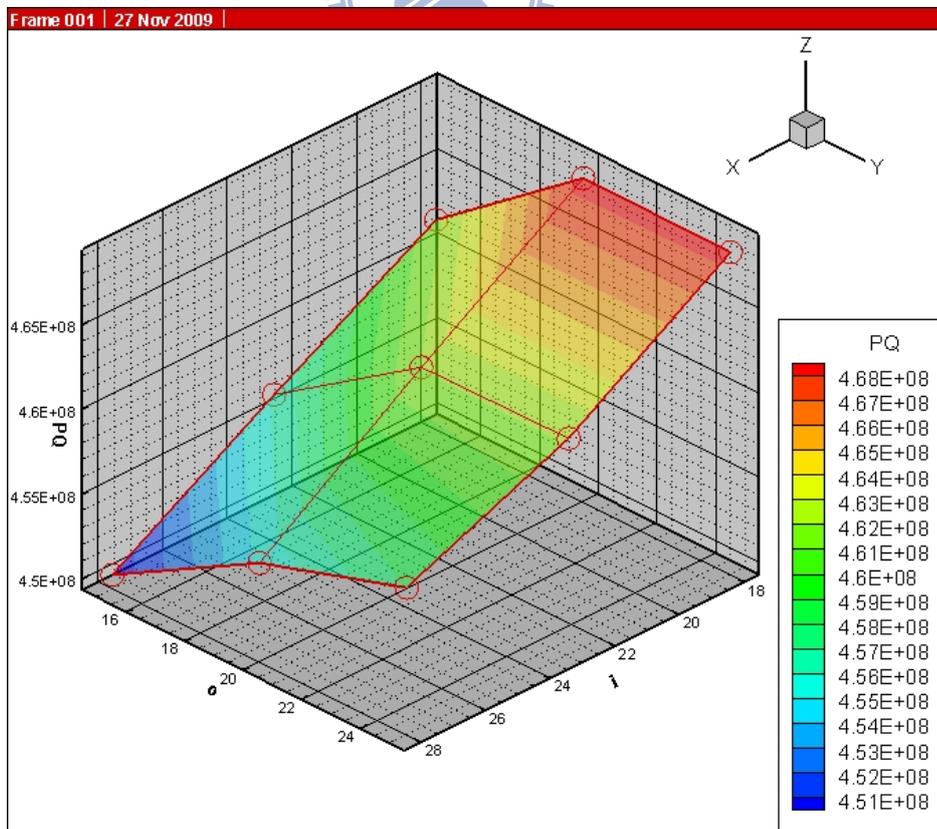


圖 4-67 入口角及出口角對操作範圍之影響( $z=7$ )

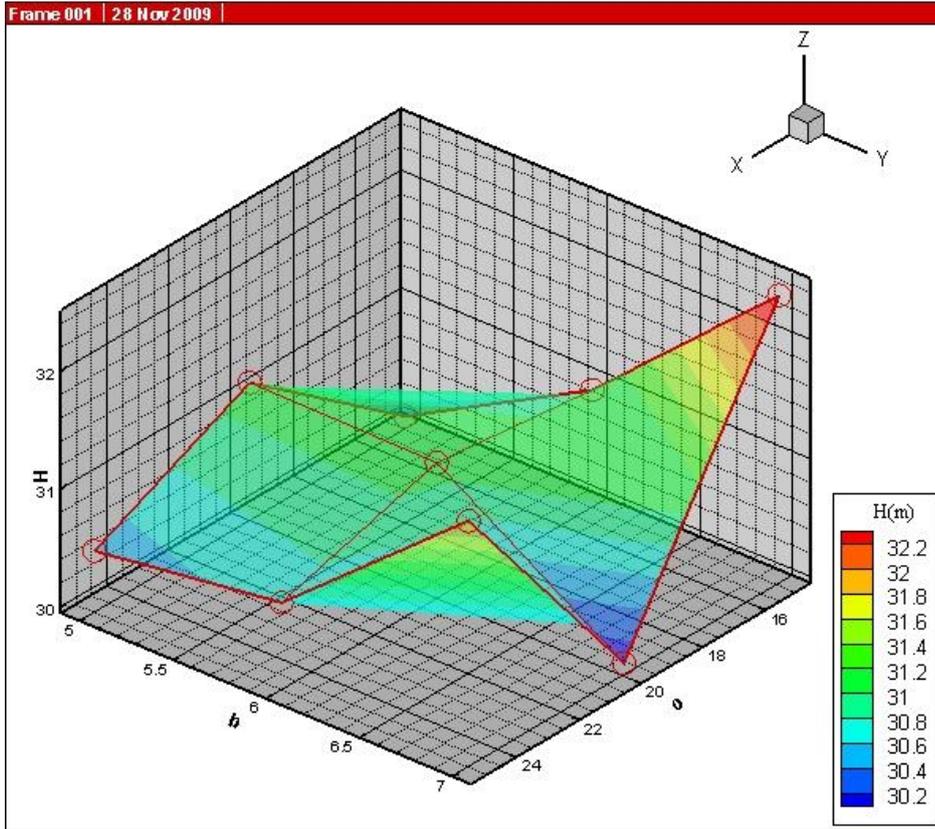


圖 4-68 出口角及葉片數對揚程之影響( $\beta_1 = 18^\circ$ )

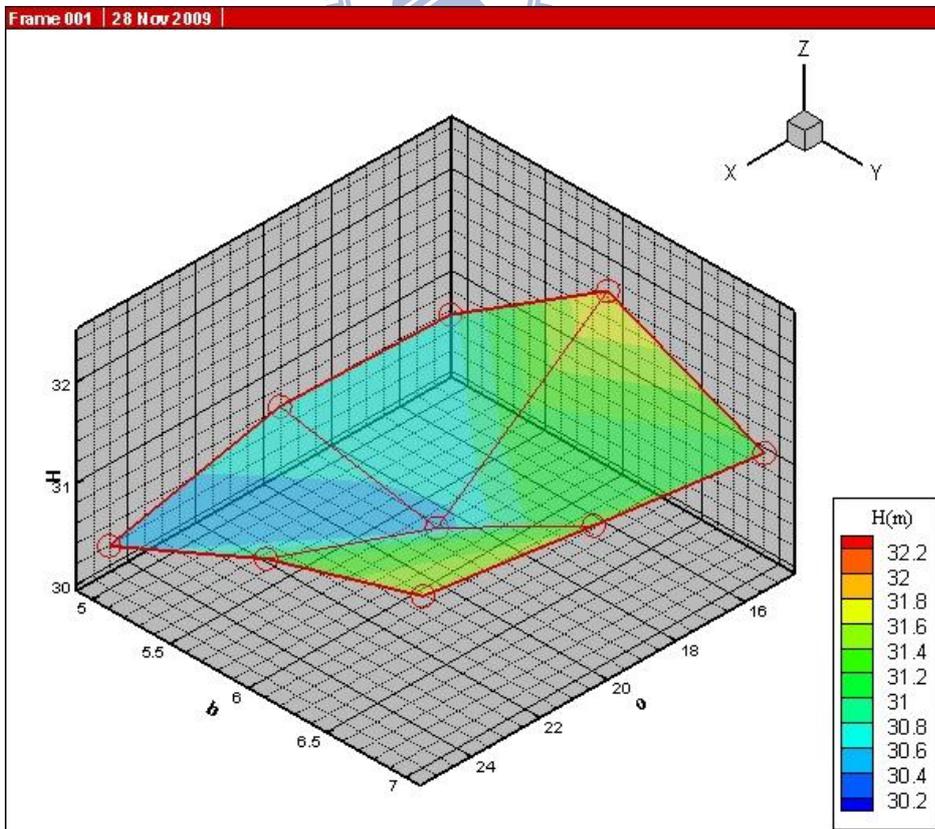


圖 4-69 出口角及葉片數對揚程之影響( $\beta_1 = 23^\circ$ )

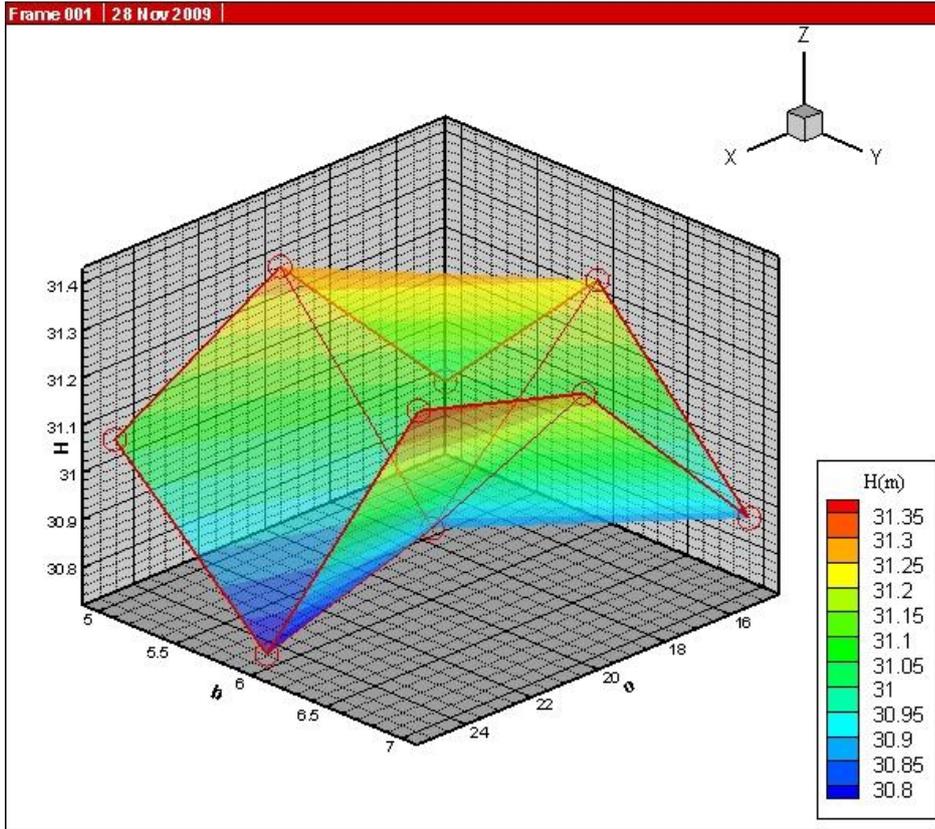


圖 4-70 出口角及葉片數對揚程之影響( $\beta_1 = 28^\circ$ )

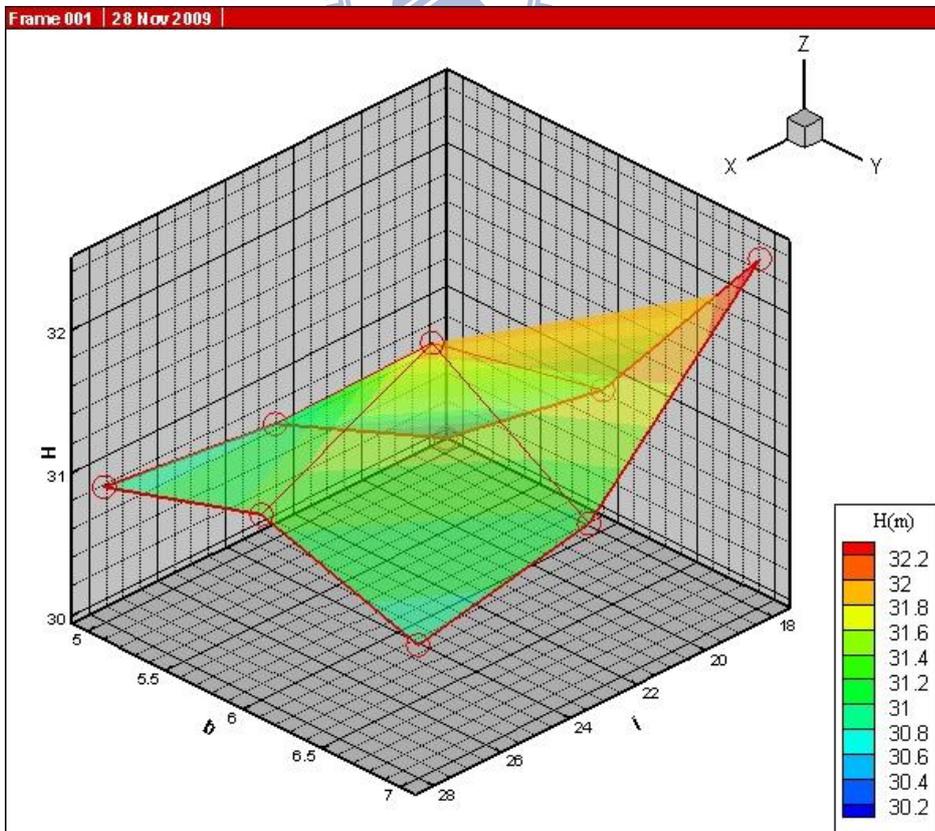


圖 4-71 入口角及葉片數對揚程之影響( $\beta_2 = 15^\circ$ )

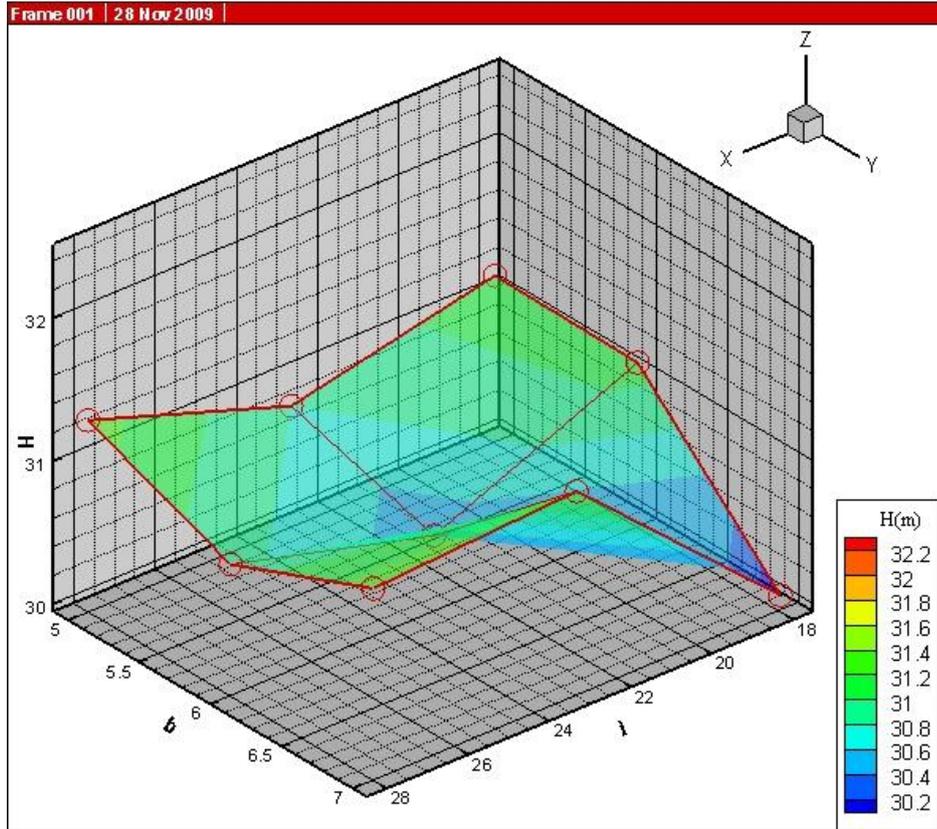


圖 4-72 入口角及葉片數對揚程之影響( $\beta_2=20^\circ$ )

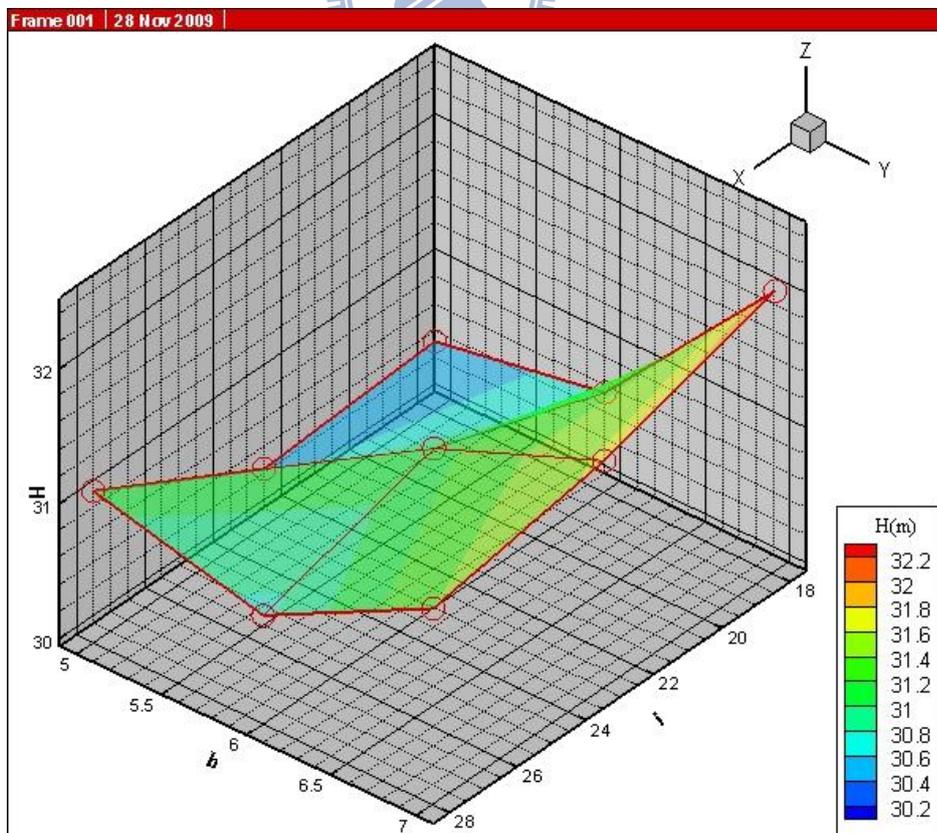


圖 4-73 入口角及葉片數對揚程之影響( $\beta_2=25^\circ$ )

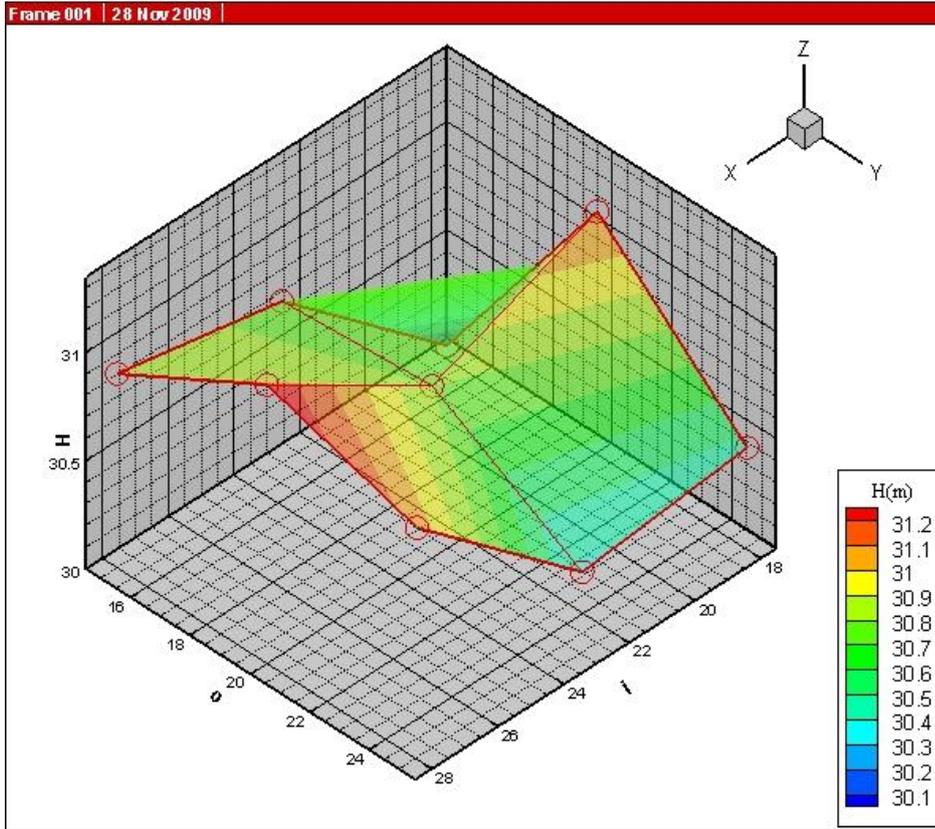


圖 4-74 入口角及出口角對揚程之影響( $z=5$ )

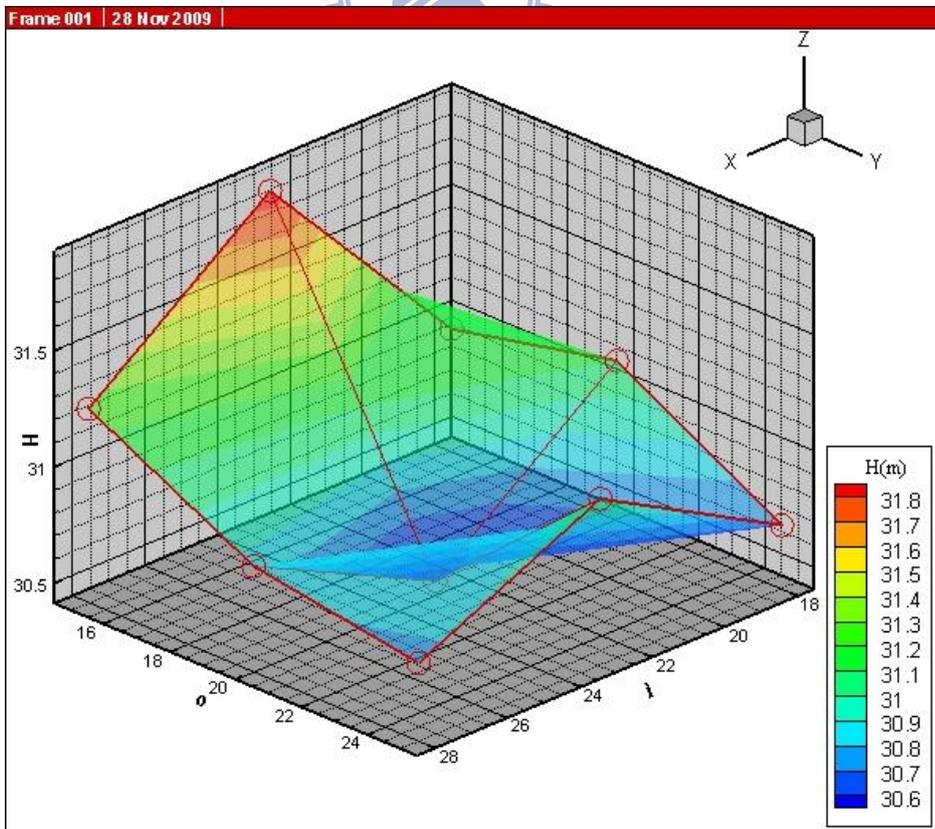


圖 4-75 入口角及出口角對揚程之影響( $z=6$ )

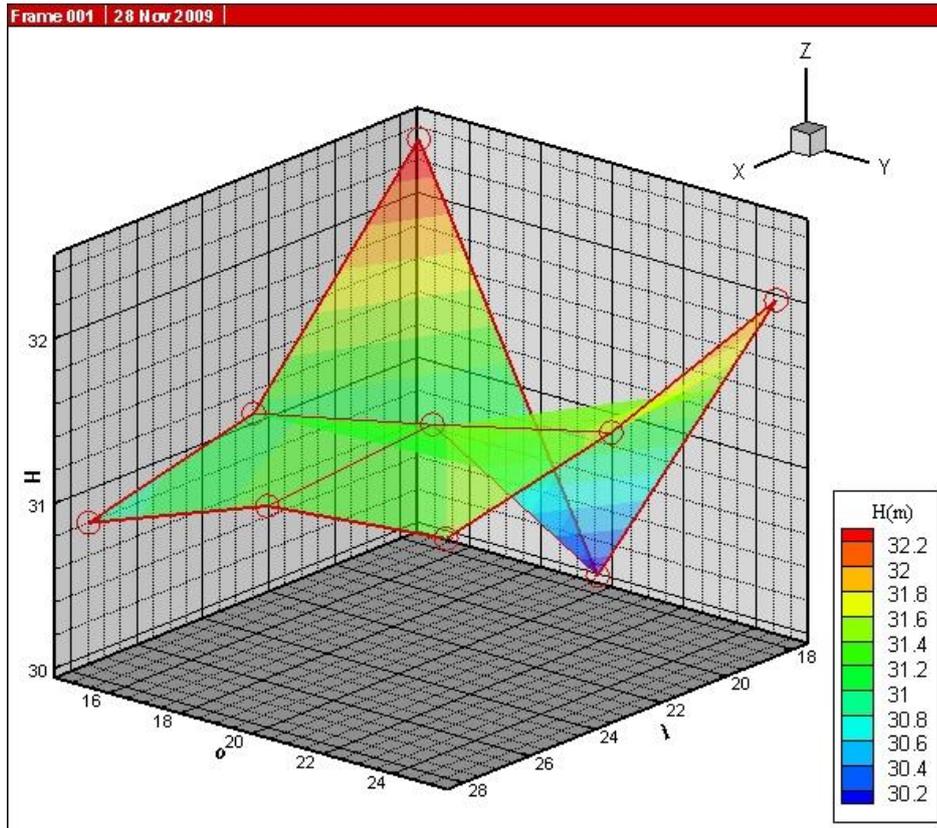


圖 4-76 入口角及出口角對揚程之影響(z=7)

#### 4.5 結果討論

葉片設計參數葉片出口角  $\beta_2$  對離心式水幫浦之性能揚程及最大流量之影響由分析結果得知均大於葉片入口角  $\beta_1$ ，其主要因素應為流體於葉片不同處所產生之離心力不同之關係。流體於葉輪旋轉時離心力為  $r^2\omega$ ，與半徑有關，而葉片出口半徑  $r_2$  大於葉片入口半徑  $r_1$ ，故流體於葉片出口與葉片入口時所獲得之動量因半徑而有所差異，且流體流出幫浦時所需壓力能必須由動能轉換來轉換，這結果亦間接證明幫浦葉輪旋轉與渦漩理論相關。

此外，本研究在葉片參數數值上採較廣略性的分析，並未針對最佳化設計作敏感度分析，故未來研究上可進一步的降低參數數值變化，尋求參數數值對性能影響的反曲點，達到更優於本研究數值模擬之設計，其方式如下：

##### 1. 最大流量方面：

由參數模型分析結果可知離心式水幫浦之性能考量最大流量及操作範圍的最佳化設計為葉片入口角  $\beta_1=18^\circ$ 、葉片出口角  $\beta_2=20^\circ$ 、葉片數  $z$  為 5 片，但由圖 4-54、圖 4-56 可知，未來研究之參數模型可持續針對下列建議作分析比較。

- A. 僅變更葉片數，分析葉片數為4片的性能差異，求取反曲點最大值。
- B. 僅變更葉片出口角，分析 $16^\circ$ 、 $17^\circ$ … $24^\circ$ ，求取反曲點最大值。
- C. 僅變更葉片入口角，由 $18^\circ$ 遞減為 $17^\circ$ 、 $16^\circ$ …，求取反曲點時之數值。

2. 揚程方面：

由參數模型分析結果可知離心式水幫浦之性能考量揚程的之葉片最佳化設計為葉片入口角 $\beta_1=18^\circ$ 、葉片出口角 $\beta_2=15^\circ$ 、葉片數 $z$ 為7片，但由圖4-71、圖4-76可知，未來研究之參數模型可持續針對下列建議作分析比較。

- A. 僅變更葉片出口角，由 $15^\circ$ 遞減為 $14^\circ$ 、 $13^\circ$ …，求取反曲點時之數值。
- B. 僅變更葉片數，由7片遞增為8片、9片…，求取反曲點時之數值。
- C. 僅變更葉片入口角，由 $18^\circ$ 遞減為 $17^\circ$ 、 $16^\circ$ …，求取反曲點時之數值。



## 第五章 結論與未來研究方向

本研究之數值分析分為兩大部分，一為針對基準個案之離心式水幫浦分析內部流場之速度場及壓力場變化，並建立其性能曲線。另一為研究葉片設計參數對離心式水幫浦性能之影響，並以全因子實驗法數值模擬分析參數模型之性能優劣，尋找出最佳化設計之葉片。以下將針對其結果做最後之結論，並對未來進一步研究之方向提出具體的建議。

### 5.1 結論

本研究模擬離心式水幫浦的三維流場，利用A公司提供之泵殼、葉輪及葉片設計參數，模擬在轉速1750rpm下，葉片入口角( $\beta_1$ )、葉片出口角( $\beta_2$ )及葉片數( $z$ )等三種參數對離心式水幫浦之最大流量、操作流量揚程及操作範圍性能之影響，利用全因子實驗法對27組參數模型分析比較，以達到葉片最佳化之目的，而根據模擬分析的結果可以得到以下結論：

1. 流場的低壓區發生在幫浦吸入口處，因葉片旋轉造成的離心力作用下，葉輪內的壓力隨著與軸心距離增加而提高，在蝸道中產生昇壓的現象；流體於葉片出口時速度較大，壓力較小，當接近蝸型壁時受到固體邊界的影響，流體的速度減低，部分動能被轉換成壓力能，使蝸型壁壓力增加。
2. 葉片設計參數對離心式水幫浦性能最大流量之影響主次順序為：葉片出口角( $\beta_2$ )影響最大、葉片數( $z$ )影響次之、葉片入口角( $\beta_1$ )影響最小；而離心式水幫浦性能揚程之影響揚程主次順序為：葉片出口角( $\beta_2$ )影響最大、葉片數( $z$ )影響次之、葉片入口角( $\beta_1$ )影響最小。
3. 從參數模型與基準個案數值模擬的結果比較分析：葉片入口角 $\beta_1=18^\circ$ 、葉片出口角 $\beta_2=20^\circ$ 、葉片數 $z$ 為5片時，離心式水幫浦之性能最大流量性能為1242 l/min，較基準個案1191 l/min增加4.31%，其性能操作範圍較基準個案增加4.6%；當葉片入口角 $\beta_1=18^\circ$ 、葉片出口角 $\beta_2=15^\circ$ 、葉片數 $z$ 為7片時，離心式水幫浦之性能於操作流量800 l/min時之揚程為32.4m，較基準個案30.48m增加6.29%。

### 5.2 建議

由上述的結論中雖然可知本研究葉片參數之最佳化設計，但因影響幫浦性能的因子很多，但本研究中參數模型之數值模擬僅針對葉片入口角、葉片

出口角及葉片數等三種參數之組合作分析，故提出以下之建議，希望未來的研究整合，能在設計階段即配合數值模擬分析，開發出更符合需求及性能再提昇的理想幫浦。

1. 擴大本研究葉片參數數值之範圍，如葉片入口角與出口角度可以由 $10^\circ$ 增加到 $80^\circ$ ，葉片數可由4片改變至8片，增加參數模型組合，並配合田口法作最佳化設計。
2. 增加文獻中對幫浦性能影響較大之設計參數，如增加葉片入口直徑 $D_1$ 、葉片入口寬度 $b_1$ 、葉片出口寬度 $b_2$ 及葉片厚度 $S$ 等參數，並配合田口法作最佳化設計。
3. 分析不同轉速對離心式水幫浦性能的影響，期望找出最佳之運轉條件。
4. 本研究僅限定於流場之模擬，並未考慮葉片結構性問題，未來可利用ADINA軟體在多重物理耦合的強大功能性，於流固區間各使用不同的網格，及在界面用不吻合網格(Dis-similar Mesh)，分析幫浦內葉片之真實雙向流固耦合(FSI)。
5. 針對參數模型之設計，是否因葉片之形狀及數目改變，導致固定轉速下驅動葉輪之動力需求增加，可以加入功率與效率之探討，作為未來幫浦選用考量之一。



## 參考文獻

1. Church, G., "Centrifugal Pump and Blowers," Wiley, New York, 1944.
2. Stepanoff, A. J., "Centrifugal and Axial Flow Pumps," Wiley, New York, 1957.
3. Tuzson, J., "Centrifugal Pump Design," Wiley, New York, 2000.
4. Eck, B., "Fans", Pergamon Press, N. Y. , 1975.
5. Raj, D., "Identification of Noise Sources in Forward-Curved Centrifugal Fan Rotors", Tennessee Technological University, Ph. D. Thesis, Cookeville, Tennessee, 1978.
6. Eckardt, D., "Instantaneous Measurements in the Jet-Wake Discharge Flow of a Centrifugal Compressor Impeller", ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 97, pp.337-346, 1975.
7. 神宮 敬, "泵之設計製圖", 台隆書店出版, 1982.
8. 蘇宗寶, "離心式泵", 徐氏基金會出版, 1986.
9. Zhang, M. J., Pomfret, M. J., and Wong, C. M., "Three-Dimensional Viscous Flow Simulation in a Backswept Centrifugal Impeller at the Design Point," Computers & Fluids, vol. 25, No. 5, pp.497-507, 1996.
10. Pierret, S., "Turbomachinery Blade Design Using a Navier-Stokes Solver and Artificial Neural Network," Transactions of the ASME Journal of Turbomachinery, vol. 121, 1998.
11. Ardizzon, G. and Pavesi, G., "Optimum Incidence Angle in Centrifugal Pumps and Radial Inflow Turbines," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, vol. 212-part A, pp.97-107, 1998.
12. Jude, L. and Homentcovschi, D., "Numerical Analysis of the Inviscid Incompressible Flow in Two-Dimensional Radial-Flow Pump Impellers", ELSEVIER, Engineering Analysis with Boundary Elements, Vol. 22, pp.271-279, 1998.
13. Oh, H. W., and Chung, M. K., "Optimum Values of Design Variables versus Specific Speed for Centrifugal Pumps", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers-A-Journal of Power and Energy, Vol. 213, pp.219-226, 1999.

14. Su, S. P., Chen, S. H., Lee, L. C., and Hwang, T. Y., "The Use of CFD in Turbomachinery Applications," Transactions of the Aeronautical and Astronautical Society of the Republic of China, vol. 32, No. 1, pp.1-24, 2000.
15. S. S. Hong and S. S. Kang, "Flow at the Centrifugal Pump Impeller Exit With Circumferential Distortion of the Outlet Static Pressure," Transactions of ASME, Journal of Fluids Engineering, vol. 124, pp.314-318, 2002.
16. Goto, A. and Zangendh, M. "Hydrodynamic Design of Pump Diffuser Using Inverse Design Method and CFD," Transactions of ASME, Journal of Fluids Engineering, vol. 124, pp. 319-328, 2002.
17. Goto, A., Nohmi, M., Sakurai, T. and Sogawa, Y., "Hydrodynamic Design System for Pumps Based on 3-D CAD, CFD, and Inverse Design Method," Transactions of ASME, Journal of Fluids Engineering, vol. 124, pp.329-335, 2002.
18. Song, X., G. H. Wood and Olsen, D., "Computational Fluid Dynamics (CFD) Study of the 4th Generation Prototype of a Continuous Flow Ventricular Assist Device(VAD)," Transactions of ASME, Journal of Biomechanical Engineering, vol. 126, pp.180-187, 2004.
19. 劉鼎嶽, "機械設計製圖", 新文京開發出版股份有限公司, 2007.
20. 袁壽其, "低比速離心泵理論與設計", 機械工業出版社, 1997.
21. 余國全, "葉片出口角對後傾離心泵的性能影響之數值研究", 國立台灣科技大學碩士學位論文, 2005.

# 附錄一、ADINA 數值設定

```
*
* Command file created from session file information stored within AUI database
*
*--- Database created 15 May 2009, 00:00:00 ---*
*--- by ADINA: AUI version 8.5.3 ---*
*
DATABASE NEW SAVE=NO PROMPT=NO
FEPROGRAM ADINA
CONTROL FILEVERSION=V85
*
FEPROGRAM PROGRAM=ADINA-F
*
LOADSOLID PARTFILE='F:\NCTU\SOLID-EDGE\980226\water-im3-980407.x_t',
  BODYNAME=1 XORIGIN=0.0000000000000000 YORIGIN=0.0000000000000000,
  ZORIGIN=0.0000000000000000 AX=1.0000000000000000 AY=0.0000000000000000,
  AZ=0.0000000000000000 BX=0.0000000000000000 BY=1.0000000000000000,
  BZ=0.0000000000000000 PCOINCID=NO PCTOLERA=1.0000000000000000E-05,
  MANIFOLD=NO FORMAT=TEXT OLD-UNIT=METER NEW-UNIT=METER
SYSTEM=0,
  REPAIR=NO REDEFINE=NO RATIO=0.1000000000000000
*
TIMEFUNCTION NAME=1
@CLEAR
0.0000000000000000 0.0000000000000000
1.0000000000000000 1.0000000000000000
@
*
TIMESTEP NAME=DEFAULT
@CLEAR
1 0.002000000000000000
```

1 0.004000000000000000  
1 0.008000000000000000  
1 0.016000000000000000  
1 0.030000000000000000  
1 0.040000000000000000  
1 0.100000000000000000  
1 0.100000000000000000  
1 0.100000000000000000  
1 0.100000000000000000  
1 0.100000000000000000  
1 0.100000000000000000  
1 0.100000000000000000  
1 0.100000000000000000  
1 0.100000000000000000  
1 0.100000000000000000  
1 0.100000000000000000

@

\*

MASTER ANALYSIS=STEADY-STATE MODEX=EXECUTE  
TSTART=0.0000000000000000,

IDOF=0 TURBULEN=NO HYDRO=YES STREAM=YES TRACTB=DEFAULT,  
IRINT=DEFAULT AUTOMATI=NO SOLVER=DEFAULT COMPRESS=NO  
FSINTERA=NO,

NMASS=0 MASSCOUP=NO MAP-OUTP=NONE MAP-FORM=NO  
NONDIMEN=YES,

MAXSOLME=0 MTOTM=2 RECL=3000 ALE=NO THERMAL-=NO,  
UPWINDIN=CONTROL-VOLUME MESHUPDA=CURRENT MESHADAP=FULL,  
COUPLING=ITERATIVE POROUS-C=NO CELL-BCD=YES VOF=NO FCBI=YES,  
TURB-ITE=COUPLED EM-MODEL=NO ALE-CURV=YES ENSIGHT-=NO

\*

NONDIMENSION INPUT=YES OUTPUT=NO L=0.002000000000000000,  
XREF=0.0000000000000000 YREF=0.0000000000000000,  
ZREF=0.0000000000000000 V=1.0000000000000000 D=1.0000000000000000,  
CP=1.0000000000000000 T=1.0000000000000000 TREF=0.0000000000000000

\*

ITERATION METHOD=NEWTON MAX-ITER=30 ITM-SPEC=1

\*

MASTER ANALYSIS=STEADY-STATE MODEX=EXECUTE

TSTART=0.0000000000000000,

IDOF=1 TURBULEN=NO HYDRO=NO STREAM=NO TRACTB=YES

IRINT=DEFAULT,

AUTOMATI=NO SOLVER=DEFAULT COMPRESS=NO FSINTERA=NO

NMASS=0,

MASSCOUP=NO MAP-OUTP=NONE MAP-FORM=NO NONDIMEN=YES

MAXSOLME=0,

MTOTM=2 RECL=3000 ALE=NO THERMAL-=NO

UPWINDIN=CONTROL-VOLUME,

MESHUPDA=CURRENT MESHADAP=FULL COUPLING=ITERATIVE

POROUS-C=NO,

CELL-BCD=YES VOF=NO FCBI=YES TURB-ITE=COUPLED EM-MODEL=NO,

ALE-CURV=YES ENSIGHT=NO



\*

MATERIAL CONSTF NAME=1 XMU=0.000894000000000000 CP=0.0000000000000000,

XKCON=0.0000000000000000 BETA=0.0000000000000000 QB=0.0000000000000000,

RHO=1000.000000000000 TREF=0.0000000000000000,

GRAV-X=0.0000000000000000 GRAV-Y=0.0000000000000000,

GRAV-Z=0.0000000000000000 SIGMA=0.0000000000000000,

KAPPA=1.0000000000000000E+20 CV=0.0000000000000000 MDESCRIP='NONE'

\*

EGROUP THREEDFLUID NAME=1 MATERIAL=1 RSINT=3 TINT=3

RESULTS=STRESSES,

DISSP=NO SOLID=NO UPWINDIN=DEFAULT OPTION=NONE

FLOWTYPE=DEFAULT,

VOF-MATE=1 DESCRIP='NONE'

\*

SUBDIVIDE BODY NAME=1 MODE=LENGTH SIZE=0.005000000000000000,

MAX-SIZE=0.0000000000000000

@CLEAR

1

@

\*

SUBDIVIDE FACE NAME=1 BODY=1 MODE=LENGTH SIZE=0.003000000000000000,

MAX-SIZE=0.0000000000000000

@CLEAR

24

25

26

27

28

29

30

31

32

33

34

35

36

37

38

39

40

41

42

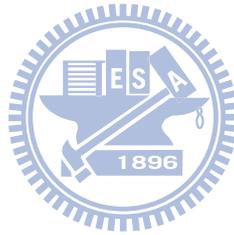
43

44

45

46

47



48  
49  
50  
51  
52  
53  
54  
55  
56  
57  
58  
59  
60  
61  
62  
63  
64  
65  
66  
67  
68  
69  
@  
\*



```
GBODY NODES=4 NCOINCID=BOUNDARIES NCTOLERA=1.000000000000000E-05,  
    SUBSTRUC=0 GROUP=1 PREFSHAP=AUTOMATIC COLLAPSE=NO  
SIZE-FUN=0,  
    DELETE-S=NO ANGLE-MI=5.000000000000000 MIDNODES=CURVED,  
    METHOD=DELAUNAY PATTERN=0 MESHING=FREE-FORM DEGENERA=YES,  
    BOUNDARY=ADVFRONT DEG-EDGE=0 GEO-ERRO=0.000000000000000,  
    SAMPLING=20 MIN-SIZE=0.000000000000000 NLAYER=1 NLTABL=0,  
    AUTO-GRA=NO SIMULATE=NO PYRAMIDS=NO
```

DANGMAXB=80.0000000000000,

DANGMAXC=60.0000000000000 DANGMAXD=80.0000000000000

HEXALAYE=NO,

AUTO-REF=YES EVEN=SUM DENSITY=1.8000000000000 MIDFACEN=TRIA

@CLEAR

1 0

@

\*

BOUNDARY-CON WALL NAME=1 GTYPE=FACES SLIPC=0.0000000000000

MOVING=NO,

BODY=1 VTYPE=ROTATE VT=183.2600000000000 NCURVT=1,

DX=0.000000000000000 DY=0.000000000000000 DZ=0.000000000000000,

X0=0.000000000000000 Y0=1.000000000000000 Z0=0.000000000000000,

ALL-EXT=NO THERMAL=HEAT-FLUX TVALUE=0.000000000000000 NCURT=0

@CLEAR

1 0

2 0

3 0

4 0

5 0

6 0

7 0

8 0

11 0

12 0

13 0

14 0

15 0

16 0

17 0

18 0

19 0



20 0

21 0

22 0

23 0

@

\*

BOUNDARY-CON WALL NAME=2 GTYPE=FACES SLIPC=0.00000000000000

MOVING=NO,

BODY=1 VTYPE=CONVENTIONAL VT=0.00000000000000 NCURVT=0,

DX=1.0000000000000000 DY=0.0000000000000000 DZ=0.0000000000000000,

X0=0.0000000000000000 Y0=0.0000000000000000 Z0=0.0000000000000000,

ALL-EXT=NO THERMAL=HEAT-FLUX TVALUE=0.0000000000000000 NCURT=0

@CLEAR

24 0

25 0

26 0

27 0

28 0

29 0

30 0

31 0

32 0

33 0

34 0

35 0

36 0

37 0

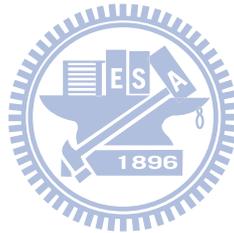
38 0

39 0

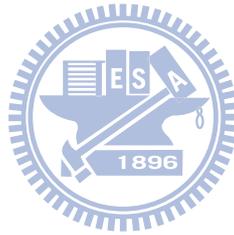
40 0

41 0

42 0



43 0  
44 0  
45 0  
46 0  
47 0  
48 0  
49 0  
50 0  
51 0  
52 0  
53 0  
54 0  
55 0  
56 0  
57 0  
58 0  
59 0  
60 0  
61 0  
62 0  
63 0  
64 0  
65 0  
66 0  
67 0  
68 0  
69 0



@

\*

LOAD VELOCITY NAME=1 VX=0.00000000000000 VY=-5.53000000000000,  
VZ=0.000000000000000

\*

APPLY-LOAD BODY=1

@CLEAR

1 'VELOCITY' 1 'FACE' 10 0 1 0.000000000000000 0 0.000000000000000,  
0.000000000000000 1

@

\*

APPLY-LOAD BODY=1

@CLEAR

1 'VELOCITY' 1 'FACE' 10 0 1 0.000000000000000 0 0.000000000000000,  
0.000000000000000 1

@

\*

LOAD NORMAL-TRACTION NAME=1 MAGNITUD=0.000000000000000

\*

APPLY-LOAD BODY=1

@CLEAR

1 'VELOCITY' 1 'FACE' 10 0 1 0.000000000000000 0 0.000000000000000,  
0.000000000000000 1



2 'NORMAL-TRACTION' 1 'FACE' 9 0 1 0.000000000000000 0,  
0.000000000000000 0.000000000000000 1

3 'NORMAL-TRACTION' 1 'FACE' 10 0 1 0.000000000000000 0,  
0.000000000000000 0.000000000000000 1

@

\*

LOAD CENTRIFUGAL NAME=1 OMEGA=183.2600000000000 AX=0.000000000000000,  
AY=0.000000000000000 AZ=0.000000000000000 BX=1.000000000000000,  
BY=1.000000000000000 BZ=0.000000000000000 NCURDX=0 NCURDY=0,  
NCURDZ=0 NCURAX=0 NCURAY=0 NCURAZ=0 ALPHA=0.000000000000000

\*

APPLY-LOAD BODY=1

@CLEAR

1 'VELOCITY' 1 'FACE' 10 0 1 0.000000000000000 0 0.000000000000000,

```
0.0000000000000000 1
2 'NORMAL-TRACTION' 1 'FACE' 9 0 1 0.0000000000000000 0,
0.0000000000000000 0.0000000000000000 1
3 'NORMAL-TRACTION' 1 'FACE' 10 0 1 0.0000000000000000 0,
0.0000000000000000 0.0000000000000000 1
```

@

\*

APPLY-LOAD BODY=1

@CLEAR

```
1 'VELOCITY' 1 'FACE' 10 0 1 0.0000000000000000 0 0.0000000000000000,
0.0000000000000000 1
2 'NORMAL-TRACTION' 1 'FACE' 9 0 1 0.0000000000000000 0,
0.0000000000000000 0.0000000000000000 1
3 'NORMAL-TRACTION' 1 'FACE' 10 0 1 0.0000000000000000 0,
0.0000000000000000 0.0000000000000000 1
4 'CENTRIFUGAL' 1 'MODEL' 0 0 1 0.0000000000000000 0 0.0000000000000000,
0.0000000000000000 0
```

@

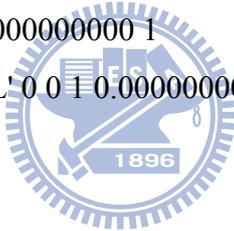
\*

APPLY-LOAD BODY=1

@CLEAR

```
1 'VELOCITY' 1 'FACE' 10 0 1 0.0000000000000000 0 0.0000000000000000,
0.0000000000000000 1
2 'NORMAL-TRACTION' 1 'FACE' 9 0 1 0.0000000000000000 0,
0.0000000000000000 0.0000000000000000 1
3 'NORMAL-TRACTION' 1 'FACE' 10 0 1 0.0000000000000000 0,
0.0000000000000000 0.0000000000000000 1
4 'CENTRIFUGAL' 1 'MODEL' 0 0 1 0.0000000000000000 0 0.0000000000000000,
0.0000000000000000 0
```

@



## 附錄二、ADINA 軟體驗證

### 【ADINA 8.5.3 Verification & Validation】

#### COMPUTER HARDWARE VERIFICATION SUMMARY

**Title of Program:** ADINA

**Revision/Version:** 8.5.3

**Origin of Program:**

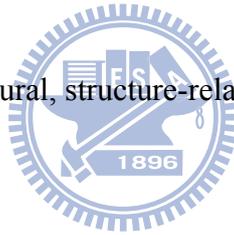
ADINA was developed and marketed by ADINA, Inc.

**Brief Description of Program:**

The ADINA computer program is a large-scale general purpose Finite Element computer program for the solution of several classes of engineering analyses that include: static, dynamic, structure-related-thermal analyses.

**Tested for Which Application:**

The code was verified for its structural, structure-related-thermal analysis capabilities.



**Method Used to Verify Program:**

Test problems were selected from the ADINA Version 8.5.3 Verification Manual and run on ASUS computers operating on Microsoft Windows XP. Results were compared to ADINA results in the ADINA Verification Manual.

**References/Documents to Support Verification/Validation:**

ADINA Revision 8.5.3 Verification Manual.

**Title of User's Manual:**

ADINA Revision 8.5.3 Users Manual.

**Description of Benchmark Tests/Alternate Calculations:**

Tests are performed from test cases in the ADINA Verification Manual. In general, the processes of benchmark follow steps being conducted by XXX for the similar benchmark, which is in compliance with the requirement of NUREG/CR-6608.

## F.1 General Couette flow (2-D and 3-D elements)

### Objective

To verify the behavior of the two- and three-dimensional quadratic fluid flow elements.

### Physical problem

The problem of the general Couette flow is considered, see Fig. F.1. The bottom surface is fixed and the top surface is moving at a constant velocity. There is also a pressure gradient applied in the flow direction. The flow is assumed to be a fully developed laminar flow and the velocity profile is to be found.

### Finite element model

This problem is solved using two separate two- and three-dimensional models in the same analysis. In each model three quadratic elements are used normal to the flow direction. A steady-state flow condition is assumed.

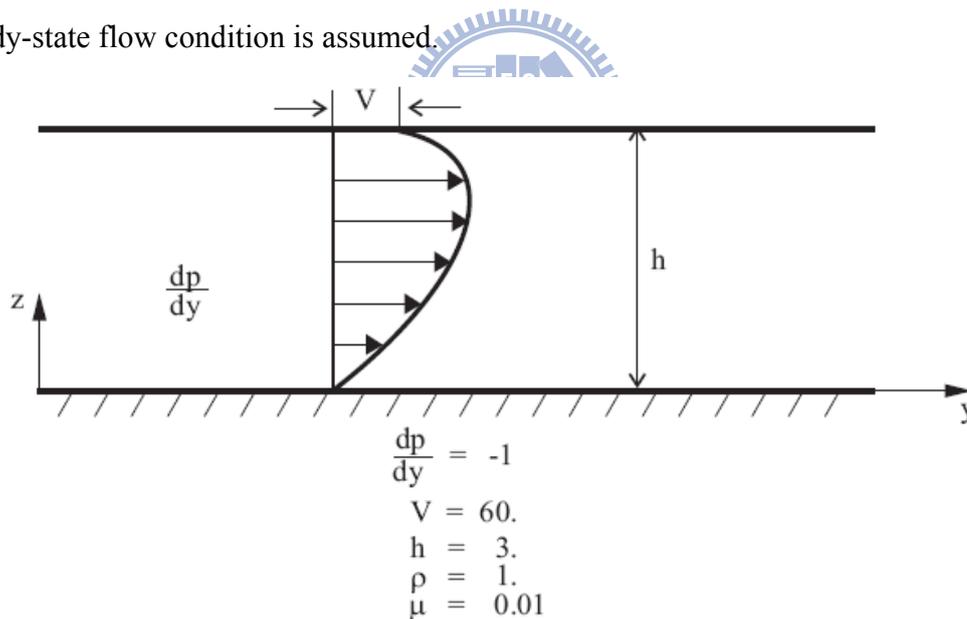


Figure F.1

### References

- [1] Schlichting, H., *Boundary-Layer Theory*, 7th edition, McGraw-Hill Company, New York, 1979.
- [2] Potter, M.C. and Foss, J.F., *Fluid Mechanics*, The Ronald Press Company, 1975.

## Results Comparison

### 2-D

		Target	ADINA	Ratio
velocity	$z=0$	0	0	1
	$z=1$	120	120	1
	$z=2$	140	140	1
	$z=3$	60	60	1
shear stress	$z=0$	1.7	1.7	1
	$z=1$	0.7	0.7	1
	$z=2$	-0.3	-0.3	1
	$z=3$	-1.3	-1.3	1

### 3-D

		Target	ADINA	Ratio
velocity	$z=0$	0	0	1
	$z=1$	120	120	1
	$z=2$	140	140	1
	$z=3$	60	60	1
shear stress	$z=0$	1.7	1.7	1
	$z=1$	0.7	0.7	1
	$z=2$	-0.3	-0.3	1
	$z=3$	-1.3	-1.3	1

## F.2 Flow in a pipe (axisymmetric elements)

### Objective

To verify the behavior of the 4-node axisymmetric FCBI elements.

### Physical problem

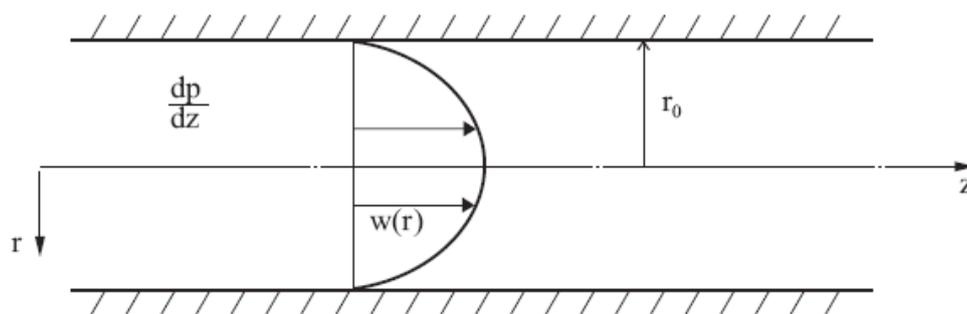
The problem of a fully developed flow in a pipe is considered, see Fig. F.2. A pressure gradient is applied in the axial direction, and the velocity profile is to be found.

### Finite element model

The finite element model consists of 4-node axisymmetric FCBI elements. The pressure gradient is imposed by applying a uniform pressure of 10 on the left face and no pressure on the right face. A steady-state flow condition is assumed.

### Reference

[1] Potter, M.C. and Foss, J.F., *Fluid Mechanics*, The Ronald Press Company, 1975.

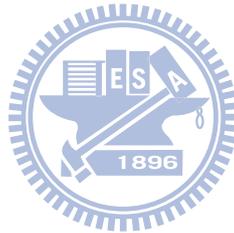


$$\begin{aligned}\frac{dp}{dz} &= -1 \\ r_0 &= 2 \\ \rho &= 1.0 \\ \mu &= 0.2\end{aligned}$$

Figure F.2

## Results Comparison

		<b>Target</b>	<b>ADINA</b>	<b>Ratio</b>
velocity	$z = -2$	0	0	1
	$z = -1$	3.75	3.75	1
	$z = 0$	5	5	1
	$z = 1$	3.75	3.75	1
	$z = 2$	0	0	1
shear stress	$z = -2$	1	0.9688	1.0322
	$z = -1$	0.5	0.4667	1.0735
	$z = 0$	0	0.03122	1
	$z = 1$	-0.5	-0.4667	1.0735
	$z = 2$	-1	-1	1



## F.5 Laminar flow between rotating cylinders

### Objective

To verify the behavior of the 4-node two-dimensional FCBI elements.

### Physical problem

The problem of a fully developed flow between concentrically rotating cylinders is considered, as shown in Fig. F.5. Body force effects are ignored.

### Finite element model

The finite element model consists of 4-node 2-D FCBI elements.

The inner and outer rotating cylinders are modeled with an angular velocity boundary condition.

The pressure at one point on the inner cylinder is set to zero.

### Reference

[1] Potter, M.C. and Foss, J.F., *Fluid Mechanics*, The Ronald Press Company, 1975.

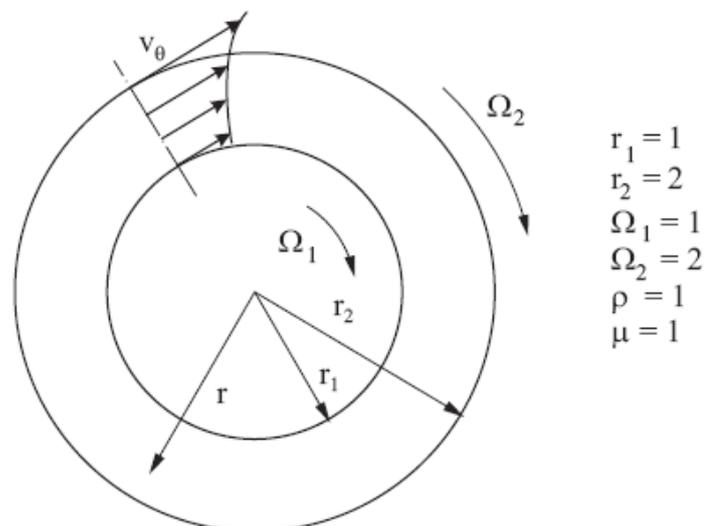


Figure F.5

## Results Comparison

		<b>Target</b>	<b>ADINA</b>	<b>Ratio</b>
velocity	r=1.0	1	1	1.0000
	r=1.2	1.6888	1.67544	0.9921
	r=1.4	2.314	2.29219	0.9906
	r=1.6	2.899	2.87513	0.9918
	r=1.8	3.45925	3.4404	0.9946
	r=2.0	4	4	1.0000
shear stress	r=1.0	2.66	2.64530E+00	0.9945
	r=1.2	1.85185	1.8727	1.0113
	r=1.4	1.360544	1.37492E+00	1.0106
	r=1.6	1.04167	1.05459E+00	1.0124
	r=1.8	0.823045	8.38376E-01	1.0186
	r=2.0	0.75	7.12536E-01	0.9500
pressure	r=1.0	0	6.46164E-13	≈ 0
	r=1.2	0.33493	3.29469E-01	0.9837
	r=1.4	0.955102	9.48788E-01	0.9934
	r=1.6	1.863866	1.85584E+00	0.9957
	r=1.8	3.05497	3.04495E+00	0.9967
	r=2.0	4.5266	4.46264E+00	0.9859
vorticity	r=1.0	-4.66667	-4.64745E+00	1.0041
	r=1.2	-4.66667	-4.65796E+00	1.0019
	r=1.4	-4.66667	-4.66847E+00	0.9996
	r=1.6	-4.66667	-4.67898E+00	0.9974
	r=1.8	-4.66667	-4.68949E+00	0.9951
	r=2.0	-4.66667	-4.70000E+00	0.9929

## F.7 Non-Newtonian flow between two parallel plates (2-D and 3-Delements)

### Objective

To verify the fluid power law material model for the quadratic 2-D and 3-D fluid elements.

### Physical problem

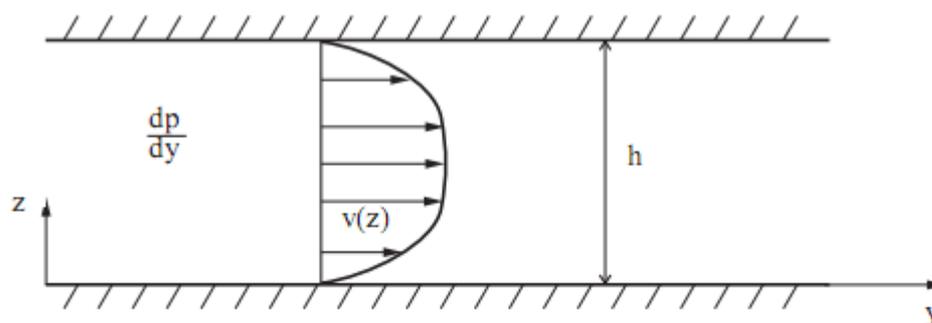
The laminar steady flow of a non-Newtonian fluid between two parallel plates is considered, see Fig. F.7. A pressure gradient is applied in the flow direction. The velocity profile is to be found.

### Finite element model

This problem is solved using two separate two-and three-dimensional models in the same analysis. Due to symmetry, only one half of the fluid flow is considered. The finite element model consists of 9-node 2-D elements and 27-node 3-D elements, with five elements in the  $z$  direction. The power law fluid model is used to represent the non-Newtonian fluid.

### Reference

[1] Crochet, M.J., Davies, A.R. and Walters, K., *Numerical Simulation of Non-Newtonian Flow*, Elsevier, New York and Amsterdam, 1983.

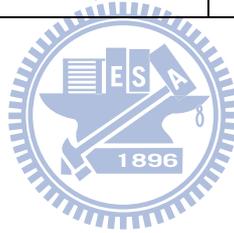


$$\begin{aligned}\frac{dp}{dy} &= -1.0 \\ h &= 1 \\ \mu_0 &= 1000 \\ A &= 1.0 \\ n &= -0.75 \\ \rho &= 1.0\end{aligned}$$

Figure F.7

## Results Comparison

		<b>Target</b>	<b>ADINA</b>	<b>Ratio</b>
velocity	$z=0$	0	0.00000E+00	1
	$z=0.1$	1.4856E-03	1.48162E-03	1.0026
	$z=0.2$	2.0379E-03	2.03262E-03	1.0026
	$z=0.3$	2.18708E-03	2.18153E-03	1.0025
	$z=0.4$	2.20900E-03	2.20521E-03	1.0017
	$z=0.5$	2.20970E-03	2.21021E-03	0.99977
shear stress	$z=0$	0.5	4.96012E-01	1.008
	$z=0.1$	0.4	3.96134E-01	1.0097
	$z=0.2$	0.3	2.95234E-01	1.016
	$z=0.3$	0.2	1.93568E-01	1.033
	$z=0.4$	0.1	8.55853E-02	1.167
	$z=0.5$	0	0.00000E+00	1



## F.9 No flow test

### Objective

To verify the behavior of the 4-node 2-D FCBI elements when subjected to gravity loading.

### Physical problem

The fluid in the domain shown in Fig. F.9 is subjected to gravity loading. Zero velocities are imposed on the fluid boundaries, and the solution should of course give zero velocities everywhere and a hydrostatic pressure distribution.

### Finite element model

The finite element model consists of 72 4-node 2-D FCBI elements. The pressure is assumed to be zero at one node on the top surface ( $z = 0$ ) and gravity loading is applied.

### Reference

[1] Fortin, M. and Fortin, A., "Experiments with Several Elements for Viscous Incompressible Flows," Int. J. for Numerical Methods in Fluids, Vol. 5, pp. 911-928, 1985.

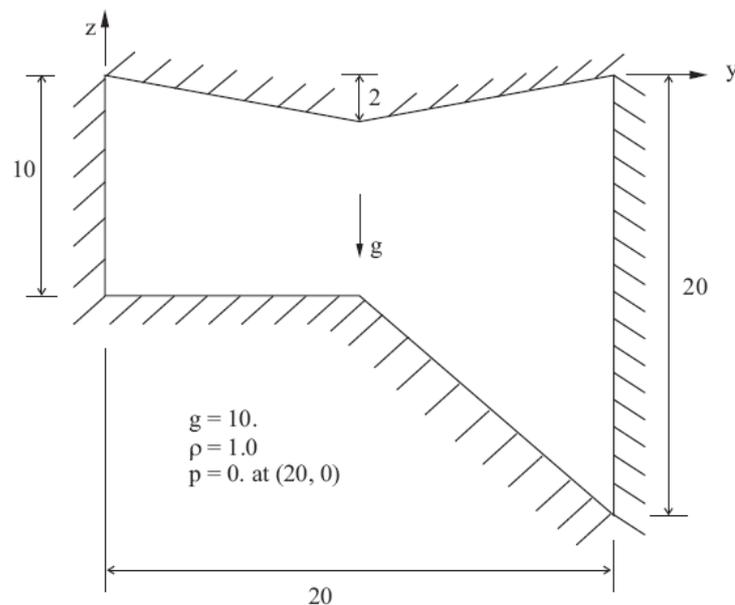
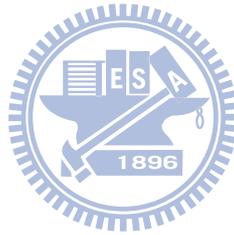


Figure F.9

## Results Comparison

		<b>Target</b>	<b>ADINA</b>	<b>Ratio</b>
velocity	$z=0$	0	0.00000E+00	1
	$z=-5$	0	0.00000E+00	1
	$z=-10$	0	0.00000E+00	1
	$z=-15$	0	0.00000E+00	1
	$z=-20$	0	0.00000E+00	1
pressure	$z=0$	0	0.00000E+00	1
	$z=-5$	50	5.00000E+01	1
	$z=-10$	100	1.00000E+02	1
	$z=-15$	150	1.50000E+02	1
	$z=-20$	200	2.00000E+02	1



### F.33 Sinusoidal oscillation of a flat plate supporting a fluid

#### Objective

To verify the use of the restart option and the assignment of initial conditions in transient analysis using 4-node 2-D FCBI elements.

#### Physical problem

An infinite flat plate is supporting a fluid and oscillating sinusoidally, see Fig. F.33. The velocity profile of the fluid is to be determined.

#### Finite element model

The finite element model consists of forty 4-node 2-D FCBI elements. The Euler backward time integration method with a time increment  $\Delta t = 2\pi/80$  is used for a total of 80 time steps. Two consecutive runs are made. The first run consists of 40 time steps which correspond to the time span 0 to  $\pi$ . The second run using the restart option consists of another 40 time steps which correspond to the time span from  $\pi$  to  $2\pi$ . Initial velocities obtained from the analytical solution are assigned to all nodes for the first run.

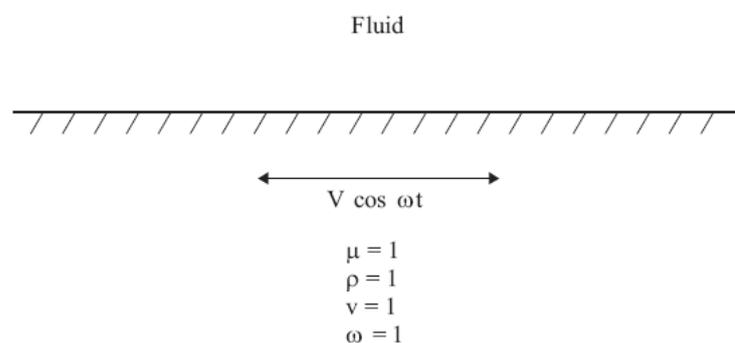


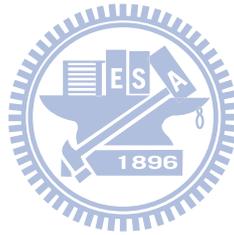
Figure F.33

#### Reference

- [1] Potter, M.C. and Foss, J.F., *Fluid Mechanics*, The Ronald Press Company, New York, p. 289, 1975

## Results Comparison

		<b>Target</b>	<b>ADINA</b>	<b>Ratio</b>
velocity	$z=0$	1	1.00000E+00	1
	$z= \infty$	0	0.00000E+00	1



## F.35 Heat generated in laminar flow between two rotating cylinders (2- D elements)

### Objective

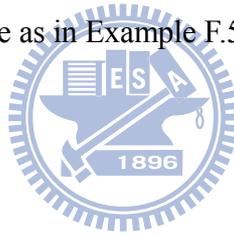
To verify the behavior of the 4-node axisymmetric FCBI elements, in particular the calculation of viscous dissipation.

### Physical problem

The problem of a fully developed flow between two concentrically rotating cylinders is considered. The same problem is also considered in Example F.5 but without viscous dissipation. Here  $\theta_1 = 0$ ,  $\theta_2 = 1$  and  $k = 0.2$ , corresponding to a Brinkman number of 5, see below.

### Finite element model

The finite element model is the same as in Example F.5, except that viscous dissipation is considered.



### Reference

[1] White, F.M., *Viscous Fluid Flow*, McGraw-Hill Book Company, New York, p. 117,1974.

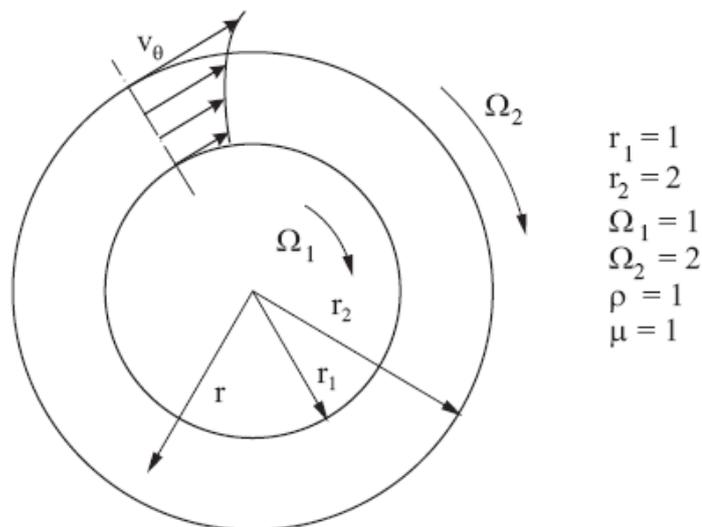
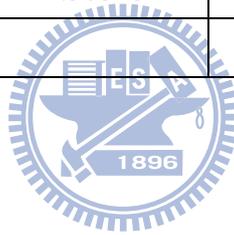


Figure F.5

## Results Comparison

		<b>Target</b>	<b>ADINA</b>	<b>Ratio</b>
velocity	r=1.0	1	1	1.00
	r=1.2	1.6888	1.67544	0.99
	r=1.4	2.314	2.29219	0.99
	r=1.6	2.899	2.87513	0.99
	r=1.8	3.45925	3.4404	0.99
	r=2.0	4	4	1.00
temperature	r=1.0	0	2.64530E+00	0.99
	r=1.2	1.38895		1.01
	r=1.4	1.7456		1.01
	r=1.6	1.65894		1.01
	r=1.8	1.37343		1.02
	r=2.0			0.95



### F.37 Free-convection flow between two vertical plates (2-D elements)

#### Objective

To verify the behavior of the 4-node two-dimensional FCBI element in ADINA-F when subjected to a buoyancy force.

#### Physical problem

A fluid between two vertical plates of different temperatures rises near the hot plate and falls near the cold plate due to buoyancy effects, see Fig. F.37. The flow field is to be considered in steady state conditions.

#### Finite element model

The finite element model consists of twenty 4-node 2-D FCBI elements. Only one layer of elements is used in the vertical direction. The temperature is prescribed at the nodes along the two vertical plates.

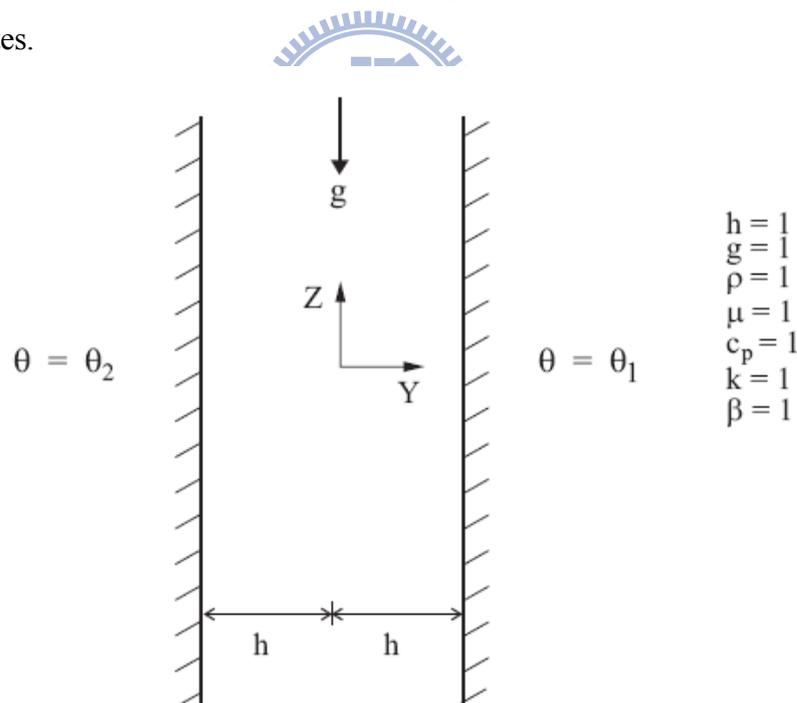


Figure F.37

#### Reference

[1] White, F.M., *Viscous Fluid Flow*, McGraw Hill Book Company, New York, p. 115, 1974.

## Results Comparison

		<b>Target</b>	<b>ADINA</b>	<b>Ratio</b>
velocity	y=-1.0	0	0.00000E+00	1.00
	y=-0.8	0.048	4.80000E-02	1.00
	y=-0.6	0.064	6.40000E-02	1.00
	y=-0.4	0.056	5.60000E-02	1.00
	y=-0.2	0.032	3.20000E-02	1.00
	y=0	0	0	1.00
	y=0.2	-0.032	3.20000E-02	1.00
	y=0.4	-0.056	5.60000E-02	1.00
	y=0.6	-0.064	6.40000E-02	1.00
	y=0.8	-0.048	4.80000E-02	1.00
	y=1.0	0	0.00000E+00	1.00
temperature	y=-1.0	0	0.00000E+00	1.00
	y=-0.8	0.2	2.00000E-01	1.00
	y=-0.6	0.4	4.00000E-01	1.00
	y=-0.4	0.6	6.00000E-01	1.00
	y=-0.2	0.8	8.00000E-01	1.00
	y=0	1	1.00000E+00	1.00
	y=0.2	1.2	1.20000E+00	1.00
	y=0.4	1.4	1.40000E+00	1.00
	y=0.6	1.6	1.60000E+00	1.00
	y=0.8	1.8	1.80000E+00	1.00
	y=1.0	2.0	2.00000E+00	1.00

### F.39 Viscous dissipation in pipe flow (axisymmetric elements)

#### Objective

To verify the behavior of the 4-node axisymmetric FCBI elements, in particular the capability to include viscous dissipation.

#### Physical problem

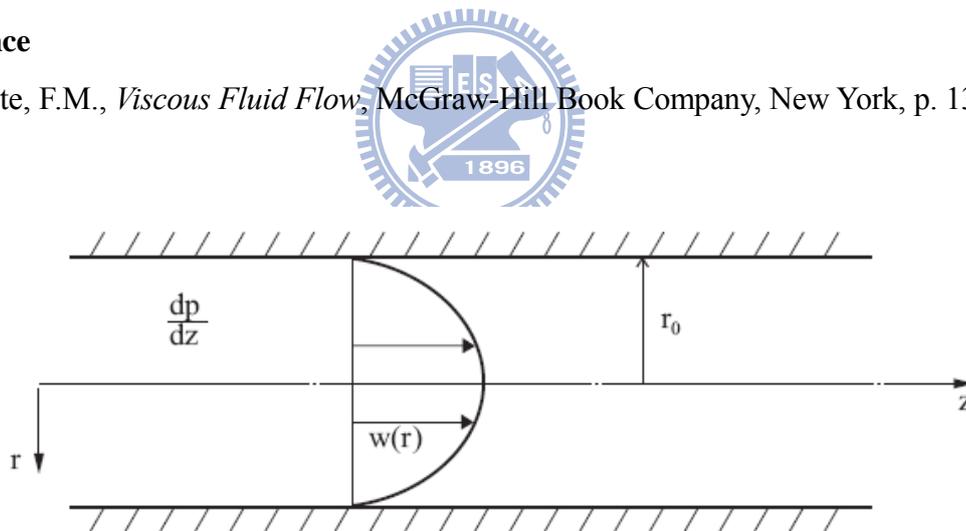
Same as Example F.2, except that viscous dissipation is included. The temperature at the pipe wall is prescribed to be zero.

#### Finite element model

The finite element model consists of 4-node 2-D axisymmetric FCBI elements. A steady state flow condition is assumed.

#### Reference

[1] White, F.M., *Viscous Fluid Flow*, McGraw-Hill Book Company, New York, p. 130,1974.



$$\begin{aligned}\frac{dp}{dz} &= -1 \\ r_0 &= 2 \\ \rho &= 1.0 \\ \mu &= 0.2\end{aligned}$$

Figure F.2

## Results Comparison

		<b>Target</b>	<b>ADINA</b>	<b>Ratio</b>
velocity	$z = -2$	0	0	1
	$z = -1$	3.75	3.75	1
	$z = 0$	5	5	1
	$z = 1$	3.75	3.75	1
	$z = 2$	0	0	1
shear stress	$z = -2$	1	0.9688	1.0322
	$z = -1$	0.5	0.4667	1.0735
	$z = 0$	0	0.03122	1
	$z = 1$	-0.5	-0.4667	1.0735
	$z = 2$	-1	-1	1

