

國立臺灣大學工學院土木工程學系



碩士論文

Department of Civil Engineering

College of Engineering

National Taiwan University

Master's Thesis

以水槽試驗及數值模式分析

垂直軸水動力渦輪機轉動效率之研究

Comparative study of

CFD modeling and flume experiments on

enhancing vertical-axis hydrokinetic turbine efficiency

洪榮憲

JUNG-HSIEN HUNG

指導教授：施上粟 博士

Advisor: Shang-Shu Shih, Ph.D.

中華民國 一一三 年 七 月

July 2024

口試委員會審定書



國立臺灣大學碩士學位論文 口試委員會審定書

NATIONAL TAIWAN UNIVERSITY
MASTER'S THESIS ACCEPTANCE CERTIFICATE

以水槽試驗及數值模式分析垂直軸水動力渦輪機轉動效率之研究

Comparative study of CFD modeling and flume experiments on enhancing
vertical-axis hydrokinetic turbine efficiency

本論文係 洪榮憲 (R11521315)

在國立臺灣大學土木工程學系水利工程組完成之碩士學位論文，
於民國壹壹參年柒月參日承下列考試委員審查通過及口試及格，特此證明。

The undersigned, appointed by the Department of Civil Engineering Hydraulic Engineering
on July 3rd, 2024 have examined a Master's Thesis entitled above presented by
HUNG, JUNG-HSIEN (R11521315) candidate and hereby certify that it is worthy of acceptance.

口試委員 Oral examination committee:

施上粟

(指導教授 Advisor)

胡明哲





吳清森



系主管 Director :

葛宇甯



謝辭



漂泊臺北如今也逾六年，回顧在台大的這段荏苒光陰，內心百感交集。欣慰且滿足的是，不僅在課堂內學習到許多專業知識技能，也從人際互動中，體認到各形各色的價值觀與人生道理，收穫頗為豐盛。遺憾的是，在這無涯的學海，仍有眾多領域未曾踏足探索過，轉瞬間便要邁入下一個人生階段。若要給自己這十八年的學生階段給個評價，我想尚且算是及格吧。然而，能走到如今，絕非憑一己之力能夠達成，而是受到眾人的幫助與指導，以下就容我以簡短的篇幅，表達這些感謝之意。

首先感謝的是指導教授，施上栗老師。自大三成為施老師的導生後，老師便在學業與人生的道路上持續指引著我。猶記得當時老師邀請我參觀並協助研究室部分的計畫與事務，因而體驗到許多水利和生態的有趣之處，埋下日後選擇水利組的誘因。在碩士期間，施老師總會定期關心修課和生活狀態，也賦與我充分的時間自由探索感興趣的課程與研究領域。而在每次開會時，老師也總是能給予一針見血的評論，使我的研究能夠逐漸聚焦成形，達成如今的成果。最後再次由衷感謝老師這四年來的指導與栽培。

口試期間，非常謝謝胡明哲教授和吳清森教授，不吝提出各種犀利問題和建議，使論文中即使再細微的缺陷也能及時修正，最後謝謝兩位老師給予的肯定與鼓勵。

接著要感謝 908 研究室的各位學長姐和助理，從淑幸姐、柏林、耀文、中澤、敬驛、宸羽、于萱、曉鄧和丰聖，不僅在研究和學業上給予我許多建議，也一起經歷了風吹日曬雨淋的出差日常，連夜趕工計畫報告的加班地獄，若非你們一起共患難，我的碩士生活必然會更艱辛困難。另外也謝謝絢宜、維中、岳澄、光輝、証惟和冠頤的這一兩年來的幫忙，後續 908 就交由你們接棒囉，加油。

最後，想感謝是老媽，從小二起便獨自扶養我長大，即使工作結束已經很勞累，卻仍然提供無微不至的照顧和關懷，而且給予我高度的自由，讓我能一路成長至今。如今完成碩士學位，希望如此的我能夠回報一點養育之恩，謝謝！

摘要

氣候變遷對環境影響日益加劇，能源轉型與綠色能源發展成為國際趨勢。水力發電因高能源轉換效率與穩定發電量等因素，自 90 年代以來持續作為最大的可再生能源。近年來，由於生態與社會問題，傳統大壩式水力發電開發減緩，取而代之的是具有環境衝擊小與成本低廉等優勢的水動力能量轉換系統。然而，水動力能量轉換系統仍處於早期發展階段，因此在渦輪機設計和導流裝置等領域仍存在諸多研究缺口。

本研究旨在結合水槽試驗及數值模式模擬，探討導流板設計的關鍵參數，以提升垂直軸水動力式渦輪機發電效率。研究選擇 NACA-0015 翼型，設計一架固性為 0.398，縱橫比為 1.0 之升力式垂直軸水動力渦輪機。實體成品經由 3D 列印技術製成，並透過水槽試驗量測其轉速與扭矩，評估原始渦輪機的功率係數。而後將水槽實驗量測之流量與水位分別作為 FLOW-3D 上下游邊界條件進行模擬，以評估不同網格解析度之準確性，並進行 FLOW-3D 之參數率定、模式驗證。決定網格解析度後，針對導流板長度、角度與兩板之間距離設計 18 組不同配置方案，並透過 FLOW-3D 進行模擬，以觀察渦輪機三維細部速度場與壓力場變化，並分析導流板對於流場之影響。最後，綜合分析與討論 18 組方案的角速度、扭矩、功率和功率係數，找出導流板配置的關鍵參數，並評估其對渦輪機性能提升的效果。

本研究流場分析結果表明，除渦輪機本身之阻塞作用外，導流板的束縮亦會增加水位差異，產生更大的上下游壓力差。此外，導流板引導接近板面的水流流向，提升其流速，使渦輪機葉片內外側產生更大的流速差，進而增加升力與提高渦輪機效率。渦輪機效率分析結果顯示，渦輪機原始功率係數為 0.057，加裝導流板後，隨著導流板越靠近渦輪機，功率係數從 0.1 提高到 0.335 左右，提升幅度約為 66% 到 450%。此外，渦輪機功率隨角度之變化呈現明顯的三葉瓣狀，且隨導流板越靠近渦輪，其功率峰值逐漸從 $60^\circ/180^\circ/300^\circ$ 轉移到 $90^\circ/210^\circ/330^\circ$ 左右。表明導流板



設置不僅能提高速度差，增加渦輪機功率係數，亦會改變流場分布，導致最佳葉片角度位置組合發生變化。最終結果顯示，兩板之間距離對渦輪機周圍流場的影響顯著大於導流板長度和導流板角度。因此它對渦輪機效率的提升也遠高於其他兩個參數。

關鍵字：水力發電、導流板、水動力式渦輪機、流場分析、效率改善

ABSTRACT

The impact of climate change on the environment is intensifying, leading to an international trend towards energy transition and the development of green energy.

Hydropower has remained the largest renewable energy source since the 1990s due to its high energy efficiency. In recent years, the development of traditional dam-based hydropower has slowed down due to ecological and social issues. Instead, hydrokinetic energy conversion systems, which offer advantages such as minimal environmental impact and low cost, have gained attention. Nonetheless, hydrokinetic energy conversion systems are still in the early stages of development, leaving many research gaps in areas such as turbine design and deflector devices.

This study aims to enhance the power efficiency of vertical-axis hydrokinetic turbines by investigating crucial parameters in deflector device design through a combination of flume experiments and CFD model simulations. The research focuses on a lift-based vertical-axis hydrokinetic turbine designed with a NACA-0015 airfoil, a solidity of 0.398, and an aspect ratio of 1.0. The flow conditions and relevant parameters investigated from the flume experiment were utilized as boundary conditions and validation processes for FLOW-3D simulations to evaluate the accuracy of different mesh resolutions and validate the FLOW-3D model. After determining the mesh resolution, 18 different configurations of deflector devices were designed, varying in length, angle, and width between the plates. These configurations were simulated using the verified FLOW-3D to observe the changes in the turbine's three-dimensional detailed velocity and pressure fields and analyze the impact of the deflector devices on the flow field. Finally, a comprehensive analysis and discussion of the angular velocity, torque, power, and power coefficient of the 18 configurations were conducted to identify the critical

parameters of the deflector device design and evaluate their effects on improving turbine performance.

The flow field analysis results indicate that, in addition to the turbine's blockage effect, the contraction caused by the deflector devices also increases the water elevation difference, leading to a larger pressure difference between upstream and downstream. Additionally, the deflector devices direct the flow close to their surfaces, increasing the flow velocity. This causes a greater velocity difference on both sides of the turbine blades, enhancing lift and thus improving turbine efficiency. The efficiency analysis of the turbine shows that the original power coefficient was 0.057. With the addition of deflector devices, the power coefficient increased from 0.1 to approximately 0.335 as the deflector devices were placed closer to the turbine, indicating an enhancement ranging from about 66% to 450%. Moreover, the variation in turbine power with blade angles exhibited a distinct three-lobed pattern, with the power peaks gradually shifting from $60^\circ/180^\circ/300^\circ$ to approximately $90^\circ/210^\circ/330^\circ$ as the deflector devices approached the turbine. This indicates that the deflector devices not only increase the velocity difference and power coefficient but also alter the flow field distribution, thereby changing the optimal blade angle positions. The final results indicate that the distance between the two plates significantly influences the flow field around the turbine compared to the length and angle of the deflector devices. Therefore, it also contributes significantly more to improving turbine efficiency than the other two parameters.

Keywords: Hydropower, Deflector device, Hydrokinetic turbine, Flow analysis,

Efficiency enhancement

目次



口試委員會審定書	i
謝辭	ii
摘要	iii
ABSTRACT	v
第一章 緒論	- 1 -
1.1 水力發電作為潔淨能源	- 1 -
1.2 水動力能量轉換系統	- 3 -
1.3 研究目的	- 4 -
第二章 研究方法	- 5 -
2.1 研究流程	- 5 -
2.2 基礎理論	- 6 -
2.2.1 水動力式渦輪機	- 6 -
2.2.2 設計與性能評估參數	- 10 -
2.3 水槽試驗	- 15 -
2.3.1 渦輪機設計	- 15 -
2.3.2 水槽試驗配置	- 17 -
2.3.3 量測儀器	- 19 -
2.3.4 現地案例	- 22 -
2.4 數值模擬	- 24 -
2.4.1 FLOW-3D 概述	- 24 -
2.4.2 模式建置	- 30 -
第三章 水槽試驗結果與數值模式驗證	- 37 -
3.1 水槽試驗結果	- 37 -
3.2 數值模式結果與驗證	- 40 -
第四章 方案模擬與討論	- 44 -
4.1 導流板配置	- 44 -
4.2 流場分析與討論	- 46 -
4.3 渦輪機效率分析與討論	- 59 -
第五章 結論與建議	- 71 -
5.1 結論	- 71 -
5.2 研究限制與未來建議	- 73 -
參考文獻	- 75 -
附錄	- 80 -



圖次

圖 1 1990 年至 2021 年全球發電量(IEA, 2023a).....	- 2 -
圖 2 研究流程圖	- 5 -
圖 3 水動力能量轉換系統(Güney and Kaygusuz, 2010)	- 6 -
圖 4 水動力式渦輪機速度-功率密度圖(Yuce and Muratoglu, 2015).....	- 7 -
圖 5 水動力式渦輪機分類.....	- 8 -
圖 6 升力式水動力渦輪機運作原理(Reddy et al., 2022).....	- 9 -
圖 7 不同固性條件下之葉尖速比-功率係數圖(Kirke and Lazauskas, 2011)	- 11 -
圖 8 NACA 翼型示意圖 (Jacobs et al., 1933).....	- 13 -
圖 9 不同縱橫比條件下葉尖速比-功率係數圖(Li et al., 2017).....	- 13 -
圖 10 渦輪機模型設計圖.....	- 16 -
圖 11 渦輪機模型成品圖.....	- 16 -
圖 12 水槽渠道配置圖	- 17 -
圖 13 渦輪機支架與扭矩測量裝置實體圖	- 18 -
圖 14 (左) 流速儀實體圖；(右) 轉速計實體圖	- 21 -
圖 15 扭矩測量裝置設計與實景圖.....	- 21 -
圖 16 (a) Boegoeberg 渠道實景圖 (b)發電機組配置示意圖 (c) Smart Freestream 渦輪機示意圖 (Niebuhr et al., 2019).....	- 23 -
圖 17 FLOW-3D 解算控制方程式流程圖.....	- 27 -
圖 18 VOF 技術示意圖 (Santa Fe, 2022).....	- 28 -
圖 19 FAVOR 技術示意圖 (Santa Fe, 2022).....	- 28 -
圖 20 FLOW-3D 幾何模型配置圖	- 31 -
圖 21 FLOW-3D 網格設定示意圖	- 32 -



圖 22 水槽試驗流場數據圖 (a)水位 (b)流速.....	- 39 -
圖 23 水槽試驗渦輪機葉尖速比-功率係數關係圖.....	- 39 -
圖 24 涡輪機幾何模型與 FAVOR 技術預覽.....	- 41 -
圖 25 模擬方案角速度隨時間變化圖.....	- 42 -
圖 26 模擬方案與水槽試驗結果水位比較圖 (a)水位 (b)水位誤差	- 42 -
圖 27 模擬方案與水槽試驗結果流速比較圖 (a)流速 (b)流速誤差.....	- 43 -
圖 28 導流板配置示意圖.....	- 44 -
圖 29 葉片旋轉角度示意圖	- 49 -
圖 30 60_75_65 方案沿渦輪機一半高度之 XY 剖面之 X 方向速度場	- 50 -
圖 31 60_75_65 方案沿渦輪機一半高度 XY 剖面之 X 方向壓力場	- 51 -
圖 32 60_75_65 方案沿渦輪機中心 XZ 剖面之 X 方向速度場	- 52 -
圖 33 60_75_65 方案沿渦輪機中心 YZ 剖面之 X 方向速度場	- 53 -
圖 34 葉片 0°/120°/240° 沿渦輪機一半高度之 XY 剖面的速度場	- 54 -
圖 35 葉片 30°/150°/270° 沿渦輪機一半高度之 XY 剖面的速度場	- 55 -
圖 36 葉片 60°/180°/300° 沿渦輪機一半高度之 XY 剖面的速度場	- 56 -
圖 37 葉片 90°/210°/330° 沿渦輪機一半高度之 XY 剖面的速度場	- 57 -
圖 38 沿渦輪機一半高度之 XY 剖面之 X 方向速度場 (平行版比較)	- 58 -
圖 39 涡輪機角速度隨時間變化圖 (所有方案)	- 64 -
圖 40 涡輪機平均角速度與波形振幅關係圖 (所有方案)	- 64 -
圖 41 涡輪機角速度隨時間變化圖 (以 DIST 分組)	- 65 -
圖 42 涡輪機平均扭矩圖 (所有方案)	- 66 -
圖 43 涡輪機平均扭矩圖 (以 DIST 分組)	- 66 -
圖 44 涡輪機功率隨時間變化圖 (所有方案)	- 67 -
圖 45 涡輪機功率隨轉動角度變化圖 (所有方案)	- 67 -

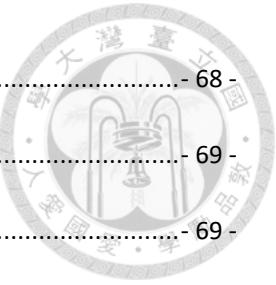


圖 46 涡輪機功率隨轉動角度變化圖（以 DIST 分組）	- 68 -
圖 47 涡輪機平均功率係數圖（所有方案）	- 69 -
圖 48 涡輪機角速度變化頻率與功率係數關係圖（所有方案）	- 69 -
圖 49 涡輪機角速度變化振幅與功率係數關係圖（所有方案）	- 69 -
圖 50 本研究與典型性能曲線(Behrouzi et al., 2016)比較圖	- 70 -
圖 51 涡輪機葉尖速比-功率係數關係圖（所有方案）	- 70 -

表次



表 1 流速儀(Flowatch)規格表	- 19 -
表 2 轉速計(VC6236P)規格表	- 20 -
表 3 Groblershoop 案例案場配置、水理條件和渦輪機參數總覽表	- 22 -
表 4 FLOW-3D 流體參數設定表	- 30 -
表 5 FLOW-3D 網格設定範圍尺寸表 (方案一)	- 33 -
表 6 FLOW-3D 網格設定範圍尺寸表 (方案二)	- 33 -
表 7 FLOW-3D 邊界條件設定表 (方案一)	- 35 -
表 8 FLOW-3D 邊界條件設定表 (方案二)	- 35 -
表 9 FLOW-3D 數值參數設定表	- 36 -
表 10 流場上下游邊界數據表	- 38 -
表 11 雷諾數和福祿數計算變數表	- 38 -
表 12 水槽試驗渦輪機性能數據表	- 38 -
表 13 模擬方案運算資源表	- 41 -
表 14 導流板參數及變數表	- 45 -
表 15 導流板模擬方案總覽表	- 45 -
表 16 流場分析方案選擇表	- 49 -
表 17 導流板模擬方案渦輪機性能結果總覽表	- 63 -

第一章 緒論

1.1 水力發電作為潔淨能源

國際能源總署報告(IEA, 2023b)指出，從 1980 年至 2021 年，二氧化碳年排放量自 178 億噸攀升到 335 億噸，在不到 50 年的時間內，增幅將近兩倍。而二氧化碳作為溫室氣體排放的最大貢獻者，也是全球暖化和氣候、環境變遷的主要原因 (Gyamfi et al., 2020; Lima et al., 2020)。為減緩溫室氣體產生的負面影響，聯合國通過《巴黎協定》，旨在控制全球平均氣溫較工業化前上升幅度在 2°C 以內，根據聯合國環境規劃署的報告(UNEP, 2019)，若要達成此目標，從 2020 年到 2030 年，二氧化碳排放量必須每年減少 2.7%。此外，聯合國亦主張 2030 年前將全球二氧化碳排放量減少 45%，目標是在 2050 年達到淨零排放(UNFCCC, 2020)。化石燃料作為能源的主要供應者，提供全球 80% 以上的能源需求，其產生的碳排放佔溫室氣體總額 60% 以上，被認為是全球暖化和環境變遷的根源，因此需要進行能源轉型，提供潔淨且永續的能源(Grodzicki and Jankiewicz, 2022)。

水力發電是一種潔淨、可再生且永續的能源。相較於傳統燃煤電廠，水力發電每年可減少約 30 億噸二氧化碳的排放，約佔全球年度二氧化碳排放量的 9% (Berga, 2016)。世界能源理事會的報告 WEC (2004)指出：川流式水力發電每產生 10 億瓦小時的電量，其二氧化碳排放量為 3 到 4 噸，大壩式則為 10 到 33 噸；這些碳排量相較於傳統火力發電而言大約少了 100 倍。水力發電的另一項優點是其能源轉換效率約為 90%，在目前應用的能源中是最高之一。若從能源的分布層面來看，水力發電亦具有較高的多樣性，不僅能作為集中式能源提供城市及工業用電，在偏鄉或農村亦能作為分散式電網。此外，水力發電與其他再生能源具有協同作用，特別是風能和太陽能，具有時間的間歇性且發電量變化很大，而水力發電因其發電量穩定，能夠平衡變化並供應尖峰負載(Berga, 2016)。自 1990 年代以來，水力發電一直是最大的可再生能源，如圖 1 所示。截至 2021 年，水力發電的年發電量為 4410



兆瓦小時，佔世界發電量的 15.5%，佔可再生能源發電量的 59.6% (IEA, 2023b)。

為因應對能源持續增長的需求，諸多開發中國家已在近幾年內，甚至預計在未來幾十年內興建大型水壩，以獲得穩定且充裕的電力 (Moran et al., 2018)。然而大壩設施可能導致河川流量變化，喪失洪氾區域，進而造成下游生物棲息地破碎化，減少生物多樣性，甚至海岸侵蝕和鹽度變化。此外，大壩對於周遭居民造成社會、經濟影響通常被低估 (Ansar et al., 2014; Lehner et al., 2011; Nilsson et al., 2005)。另一方面，在已開發國家，由於中大型且具有經濟可行性的水力發電計畫大多數已經開發完畢 (Zarfl et al., 2014)，且受到環境和社會問題使得額外成本增長，因此不再傾向於興建大壩 (O'Connor et al., 2015)。相較之下，水動力能量轉換系統產生的環境及生態衝擊較小，開發成本相對低廉，因此大眾的看法轉向水動力能量轉換系統作為永續能源 (Mayeda and Boyd, 2020)。

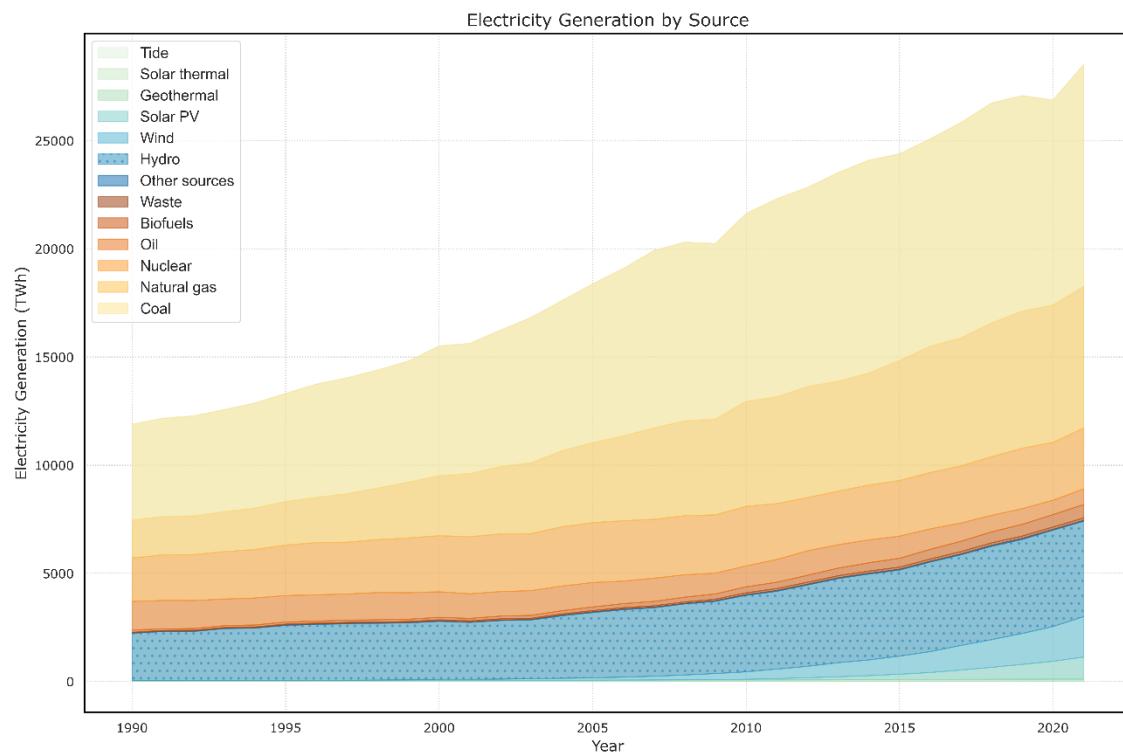


圖 1 1990 年至 2021 年全球發電量 (IEA, 2023a)



1.2 水動力能量轉換系統

從水中擷取能量有兩種主要方式，分別為靜水壓式(hydrostatic)和水動力式(hydrokinetic)。靜水壓式是透過水庫或壩體蓄水以產生水頭，並透過相應的渦輪機提取水的位能來發電的傳統方法(Khan et al., 2008)。而水動力式則是利用持續流動水中的動能，透過相對小規模的渦輪機直接轉換為電能，無需蓄水且幾乎沒有水頭(Güney and Kaygusuz, 2010)。因此，水動力式渦輪機(Hydrokinetic turbines, HKTs)又可稱為自由流渦輪機(free flow turbines)或零水頭水力渦輪機(zero head hydro turbines)(Khan et al., 2008)。

水動力式渦輪機能安裝在溪流、河口、海洋人工渠道、工業放流管(Behrouzi et al., 2016; Khan et al., 2008)等多樣地點，透過擷取水流、洋流、波浪或潮汐等不同流體運動形式產生電能。因此相對於傳統大壩水力發電，具備以下諸多優勢：(1)對環境衝擊較小；(2)所需額外設施少，易於運輸和安裝，因此成本更低廉(Khan et al., 2008)；(3)發電規模較小，但可以像風電場一樣安裝成多單元的陣列，增加總發電量(Lago et al., 2010)；(4)比起太陽能與風能，水動力能量轉換系統能夠不分晝夜和季節，持續且穩定地發電(Fraenkel, 2007)。此外，水動力能量轉換系統有助於提供偏遠鄉村或離網區域穩定且便宜的電力系統(Kusakana and Vermaak, 2013)，進一步實現永續發展目標(SDGs)第七項：可負擔的永續能源。

儘管有其好處，但水動力式渦輪機仍處於早期發展階段(Yadav et al., 2023)。過往研究主要是關於水動力式渦輪機的綜整文獻。其中 Khan et al. (2009)和 Lago et al. (2010)著重在渦輪機的分類與比較；Güney and Kaygusuz (2010)針對不同環境適用何種渦輪機提出建議；Kumar and Sarkar (2016)討論不同渦輪機的性能。然而，包含渦輪機的基本設計和渦輪機的增強裝置等諸多領域仍存在研究缺口(Ibrahim et al., 2021; Yadav et al., 2023)。



1.3 研究目的

綜上所述，水動力式渦輪機作為一門新興技術，其轉動效率相對傳統大壩式而言較低，需要增強裝置來改善其性能。然而目前對於增強裝置的研究大多集中於水平軸水動力渦輪機（使用擴壓器 diffuser）和 Savonius 垂直軸水動力渦輪機（利用導流板 deflector），尚缺乏對於 Darrieus 垂直軸水動力渦輪機增強裝置的探討。

另一方面，臺灣為因應國際趨勢，近年來政府推廣太陽能與風力發電作為能源轉型主要政策，而臺灣降水充沛且河水湍急，提供水力發電良好的發電場域，亦能增加國家能源組合的多元化。然而臺灣具經濟效益的大壩選址幾乎已開發殆盡，且隨著環境意識抬頭，傳統水力發電的開發難度日益攀升，因此政府轉而推動小水力發電。考量到台灣法律規範和實際場域的應用需求，水動力式渦輪機可作為小水力發電發展的理想選擇之一。

因此，本研究假設導流板亦能夠提升 Darrieu 垂直軸水動力式渦輪機轉動效率，透過水槽試驗量測渦輪機基礎性能，並結合數值模式模擬不同導流板配置對於流場變化和渦輪機轉換效率的影響，期望能夠找出關鍵導流板參數，成功改善 Darrieu 垂直軸水動力式渦輪機轉動效率，最終期望能為臺灣小水力發電技術的發展提供一些理論依據。

第二章 研究方法



本章節詳述此研究使用之方法與流程，包含介紹渦輪機原理和效率評估參數；水槽試驗配置與量測儀器說明，及數值模式之軟體介紹與建置。

2.1 研究流程

本研究流程如圖 2 所示。首先透過文獻瞭解水動力式渦輪機理論與各種設計與評估參數。而後根據理論和相關研究進行渦輪機之設計和成品製作。接著透過水槽試驗測試渦輪機成品之性能，並將試驗條件作為 FLOW-3D 之邊界條件進行模擬。模擬結果將與水槽試驗之成果對比，作為 FLOW-3D 之模式驗證。後續設計不同導流板方案進行模擬，並對不同方案的流場進行分析，進一步討論導流板參數對渦輪機效率之影響。最後提出結論，並說明研究限制與未來建議。

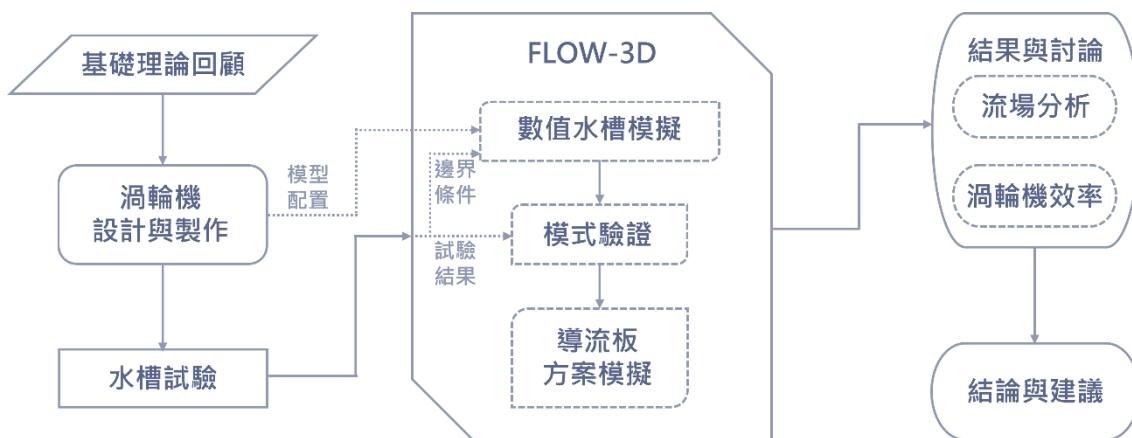


圖 2 研究流程圖



2.2 基礎理論

本小節聚焦於水動力式渦輪機相關基礎理論，涵蓋其發電系統和功率計算公式等。此外亦介紹升力式垂直軸水動力渦輪機(Lift Vertical-axis Hydrokinetic Turbine)的運作原理，相關評估參數，如功率係數、葉尖速比等，以及設計參數，如固性、NACA 翼型的相關知識。為後續渦輪機設計和試驗提供基礎。

2.2.1 水動力式渦輪機

● 發電系統與運作原理

水動力能量轉換系統由水動力式渦輪機(Hydrokinetic turbine)、變速箱(Gearbox)、發電機(Generator)、整流器(Convertor)、變壓器(Transformer)和併網系統(Grid connected)所組成，如圖 3 所示。其運作方式與風力發電相近，只是流體介質從風轉變成水。能量轉換的過程如下列步驟(Güney and Kaygusuz, 2010)：

- I. 涡輪機(Turbine)將流體的動能轉換成機械能；
- II. 使用變速箱(Gearbox)調整轉速與扭矩，以符合發電機之要求；
- III. 發電機(Generator)將機械能轉換成電能；
- IV. 根據後續需求，藉由整流器(Convertor)改變直/交流電形式；
- V. 透過變壓器(Transformer)提高輸出電壓，以利併入電網。
- VI. 併網系統(Grid connected)：將電能輸入電網或利用電池儲存。

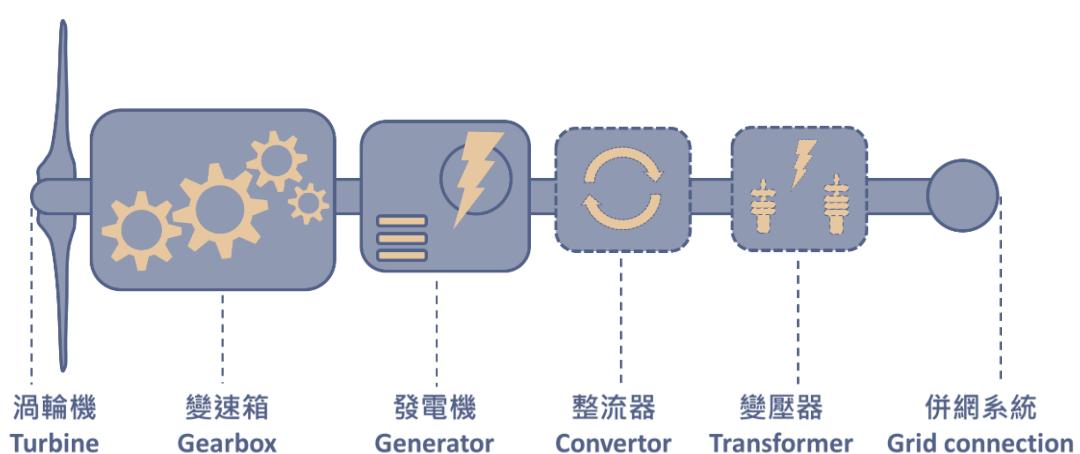


圖 3 水動力能量轉換系統(Güney and Kaygusuz, 2010)



● 發電功率和功率係數

與傳統水力發電主要透過壩體蓄水產生水頭差(Δh)發電，因此功率計算採用 $P = \rho g Q \Delta H$ 不同，本研究考慮之水動力發電系統設計上不需要產生水頭差，因此本來無需考慮位能變化，而導流裝置產生之上下游位能差異相較於流體的動能而言甚小，可以忽略，因此本研究之功率計算仍從動能觀點出發(Güney and Kaygusuz, 2010)，如式 1：

$$E_k = \frac{1}{2} M v^2 \quad \text{式 1}$$

理論功率為單位時間內動能的變化量，如式 2

$$\begin{aligned} P_{theory} &= \frac{dE_k}{dt} = \frac{d\left(\frac{1}{2} M v^2\right)}{dt} = \frac{1}{2} v^2 \frac{dM}{dt} = \frac{1}{2} v^2 \frac{d\rho A L}{dt} = \frac{1}{2} v^2 \rho A v \\ &= \frac{1}{2} v^3 \rho A \end{aligned} \quad \text{式 2}$$

其中， $E_k (kg \cdot m^2/s^2)$ 為流體動能； $M (kg)$ 為流體質量； $v (m/s)$ 為上游流速（假設單位時間內固定）； $\rho (kg/m^3)$ 為流體密度； $A (m^2)$ 為渦輪機掃過的面積； $P_{theory} (kg \cdot m^2/s^3)$ 為理論發電功率。

與同等尺寸的風力發電機相比，水動力式渦輪機可擷取更多能量，如圖 4 所示。水和風的密度分別約為 $1000 (kg/m^3)$ 與 $1.225 (kg/m^3)$ 。水動力式渦輪機的額定速度約在 1.5 到 $3.0 (m/s)$ 之間；而風力發電機通常在 11 到 $13 (m/s)$ 的額定風速下運轉。此外都同時遵守貝茨極限(Betz limit)。因此在達到額定速度的條件下，水動力式渦輪機的功率密度約為風力的四倍(Yuce and Muratoglu, 2015)。

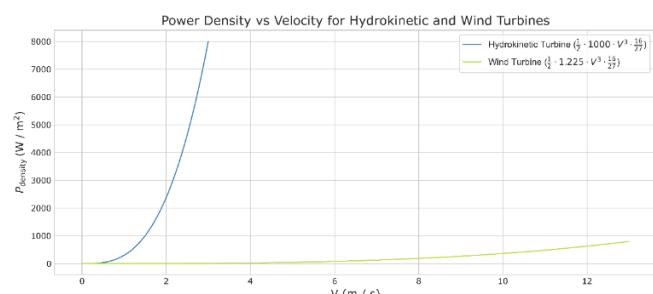


圖 4 水動力式渦輪機速度-功率密度圖(Yuce and Muratoglu, 2015)



● 涡輪機分類

水動力式渦輪機的分類如圖 5 所示，可透過渦輪機旋轉軸方向、水面和水流方向共同決定(Khan et al., 2009)。

- I. 水平軸(Horizontal Axis)：旋轉軸平行水平面，且平行水流方向。其優點在流速較慢的水流中，有自啟動能力(self-starting)，但其成本普遍高於橫流式渦輪機與垂直軸渦輪機(Koko et al., 2015)。
- II. 橫流式(Cross Flow)：旋轉軸平行水平面，但垂直水流方向。因為能更有效利用空間，因此適合排放成多單元陣列(Ibrahim et al., 2021)。
- III. 垂直軸(Vertical Axis)：旋轉軸垂直水平面，且垂直水流方向。常被安裝於河川中(Behrouzi et al., 2016)。得益於其旋轉方向，不需要額外裝設齒輪聯軸器，且發電機可較輕易安裝在水面上，因此成本會大幅降低。

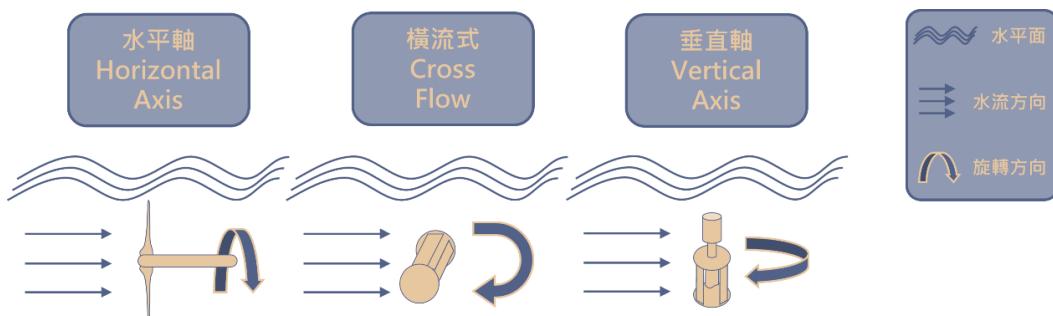


圖 5 水動力式渦輪機分類

● 垂直軸水動力渦輪機(Vertical-axis Hydrokinetic Turbine)

垂直軸水動力渦輪機亦可根據其驅動力(driving force)分為三種類型，分別為阻力式(drag-based)、升力式(lift-based)與混合式(hybrid)(Saini and Saini, 2019)。其中阻力式最著名的渦輪機為 Savonius，由法國工程師 S.J. Savonius 於 1920 年首次提出並應用於風力發電機。升力式最知名的設計則是 G.J.M. Darrieus 在 1926 年設計的 Darrieus。另亦包含許多變體，如 Gorlov 和 Lucid 等(Yadav et al., 2023)。

升力式渦輪機的運作原理如下圖 6 所示。假設渦輪機以角速度 ω 旋轉，則相



對速度 w 為上游流速 v 與圓周速度 u 之向量差。相對速度為 w 的水流會和渦輪機的流線型翼型(hydrofoil)產生交互作用，由於翼型表面上的壓力差和剪應力分佈而產生作用力，此作用力可拆解成兩個正交的分力，分別為升力(lift force, F_L)和阻力(drag force, F_D)。升力主要由翼型表面的壓力差產生，垂直於相對速度方向，並指向壓力較小處，也是升力式渦輪機產生扭矩轉動進而發電的主要作用力。阻力則沿相對速度方向作用在翼型上，然而因為具有流線型輪廓，翼型產生的阻力遠小於升力(Reddy et al., 2022)。

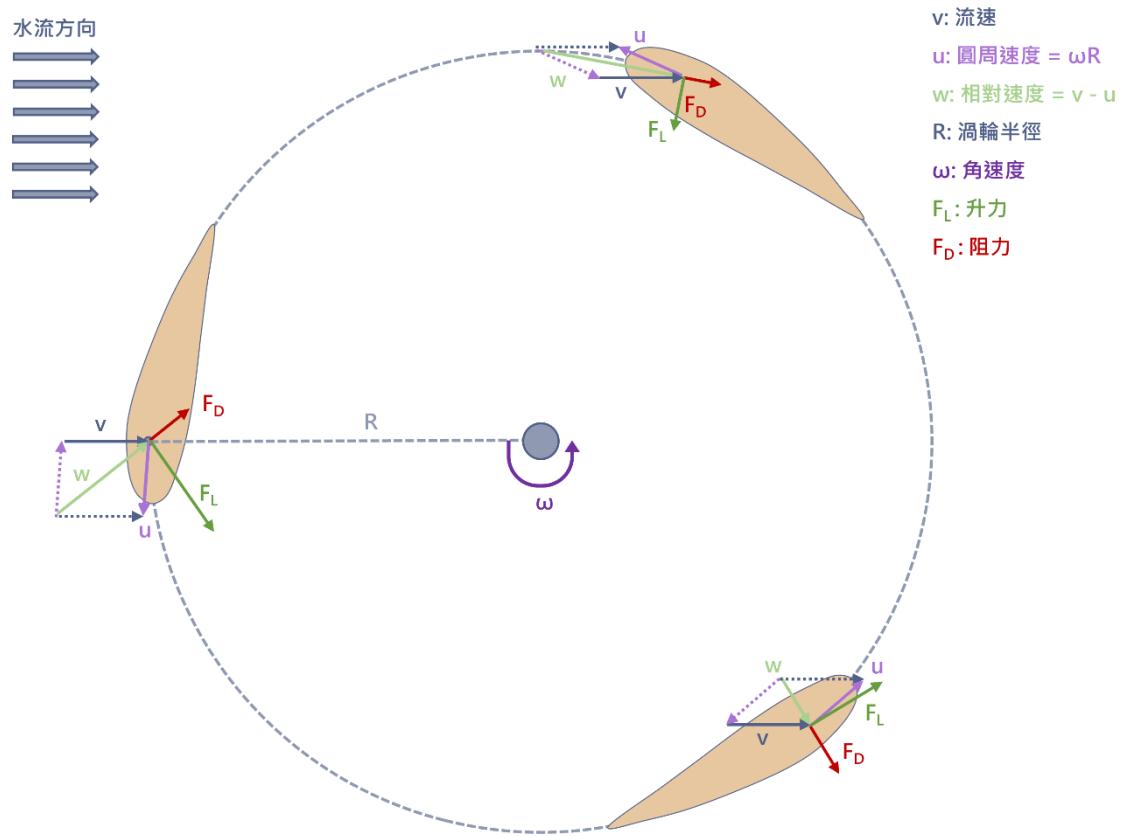


圖 6 升力式水動力渦輪機運作原理(Reddy et al., 2022)



2.2.2 設計與性能評估參數

升力式垂直軸水動力式渦輪機與其他渦輪機相比，其幾何設計較為簡潔，並且有幾個主要的性能評估參數和設計參數，本小節將逐一介紹。

● 功率係數 C_p

用來評估渦輪機實際發電功率($P_{practice}$)和理論發電功率(P_{theory})之無因次化參數稱為功率係數 C_p ，是最直接的性能評估參數，其公式如下(Reddy et al., 2022)：

$$C_p = \frac{P_{practice}}{P_{theory}} = \frac{T \cdot \omega}{\frac{1}{2} \nu^3 \rho A} \quad \text{式 3}$$

其中， $T (N - m)$ 為渦輪機扭矩； $\omega (rad/s)$ 為渦輪機角速度； $\nu (m/s)$ 為上游平均流速； $\rho (kg/m^3)$ 為流體密度； $A (m^2)$ 為渦輪機掃過的面積。

對於在開放環境中單一水動力式渦輪機而言，能從流體中擷取的最大動能存在理論上的限制，稱為貝茨極限(Betz limit)，由德國物理學家 Albert Betz 在 1919 年提出，其理論的 C_p 最大值為 $\frac{16}{27} \approx 59.3\%$ 。而對於在壓力管內或有導流裝置的渦輪機，則不在此限(Yuce and Muratoglu, 2015)。

● 葉尖速比(Tip Speed Ratio, TSR)

葉尖速比(TSR)為另一個常見的無因次化參數，定義為渦輪機葉片尖端的切線速度和上游流速的比值，公式如下：

$$TSR = \frac{u}{\nu} = \frac{R \cdot \omega}{\nu} \quad \text{式 4}$$

其中， $u (m/s)$ 為葉尖切線速度； $R (m)$ 為渦輪機半徑； $\omega (rad/s)$ 為渦輪機角速度； $\nu (m/s)$ 為上游流速。

Kirke and Lazauskas (2011)研究指出在不同固性下，功率係數(C_p)和葉尖速比(TSR)之間的關係，如圖 7 所示。結果顯示在相同幾何設計下，不同葉尖速比（對應不同流況）會有不同功率係數，且呈現單峰型。而隨著固性增加，葉尖速比降低，



且功率係數的峰值亦隨之減少。

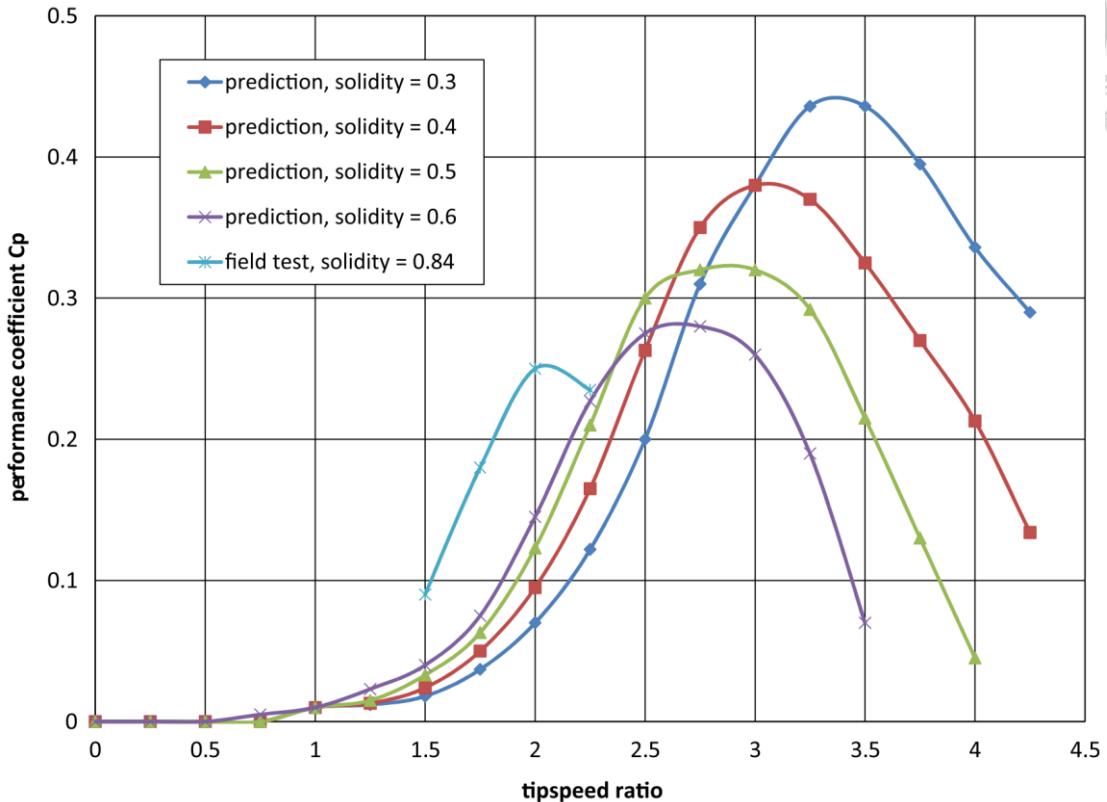


圖 7 不同固性條件下之葉尖速比-功率係數圖(Kirke and Lazauskas, 2011)

● 固性(solidity, σ)

固性(σ)定義為渦輪機葉片占渦輪機圓周的比值，流過渦輪機的水會受固性影響，進而改變渦輪機的性能，其公式在不同文獻有不同表達方式，如(Bachant and Wosnik, 2015; Li et al., 2017)：

$$\sigma = \frac{N \cdot c}{\pi \cdot D} \quad \text{式 5}$$

$$\text{or } \sigma = \frac{N \cdot c}{R}$$

其中 N 是葉片數量； c (m)為翼型弦長(chord length)； D (m)為渦輪機直徑； R (m)為渦輪機半徑。

如前述所提，固性與葉尖速比有高度關聯，隨著固性提高，渦輪機的最佳功率係數會出現在較低的葉尖速比，且數值會降低，此外高固性也會導致更高的材料製



造成本，因此固性降低有助於提高性能。然而，不建議設計過低的固性搭配高葉尖速比來發電，因為可能會造成葉片尖端的更大損耗(Reddy et al., 2022)。

● 葉片數量

對於升力式渦輪機而言，葉片數量並無明確的準則與公式，而是需要在不同應用情境下權衡，使流動的阻力降低，減少振動，並同時滿足最佳固性和最佳葉尖速比，以產生最大的功率係數。雖然較多葉片的渦輪機能減少振動，但會直接增加固性（固性正比於葉片數量），導致葉尖速比降低，進一步使功率係數降低(Yadav et al., 2023)。

● 葉片設計

葉片設計對於功率係數的影響也相當大。而其中常見的設計方式為使用 NACA 翼型(NACA airfoil)，其為美國國家航空諮詢委員會(National Advisory Committee for Aeronautics, NACA)所開發的一系列翼型(Jacobs et al., 1933)。其中拱弧線(camber line)的弧度和其上下方的厚度分佈是影響翼型形狀的兩個關鍵變數，根據這些變數，建立了一系列相似的翼型形狀，並且每個編號對應到不同的翼型，例如 NACA 四位數系列和 NACA 五位系列等。其中四位數系列數字所代表的涵義分別為：

第一位數是最大弧度(camber)占弦長(chord length, c)的百分比；

第二位數是最大彎度到前緣的距離占弦長的十分之幾；

最後兩位則表示機翼最大厚度占弦長的百分比。

如圖 8 所示。其中拱弧線(camber line)是翼型上表面和下表面的中點連線；翼弦(chord)是翼型前緣與尾緣的連線；而弧度(camber)是拱弧線和翼弦之間的距離；最大厚度則是上表面和下表面之間最長的距離。

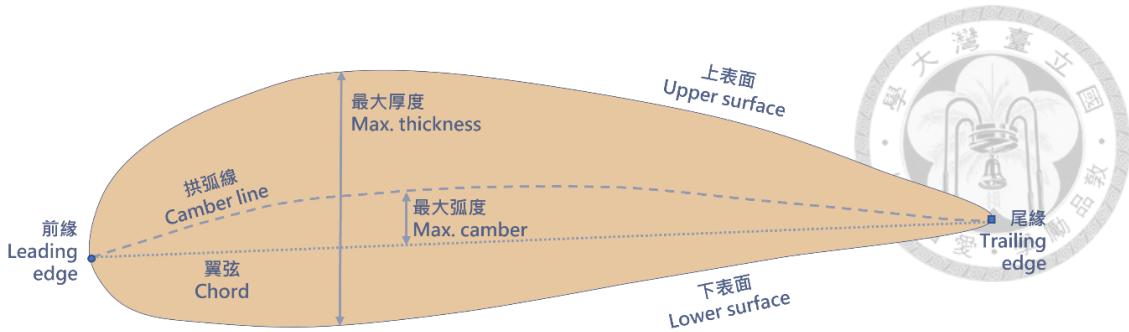


圖 8 NACA 翼型示意圖 (Jacobs et al., 1933)

NACA 翼型在水動力式渦輪機中有許多應用。其中最常被使用的翼型為 NACA0012、NACA0015、NACA0018 和 NACA63-018(Yadav et al., 2023)。

● 縱橫比(Aspect ratio, AR)

縱橫比(Aspect ratio, AR)定義為渦輪機高度(H)和渦輪機直徑(D)的比值，公式如下：

$$AR = \frac{H}{D} \quad \text{式 6}$$

根據 Li et al. (2017)研究結果，隨著縱橫比提高，功率係數隨之增加，其中最大值發生在縱橫比為 1.2 時，如圖 9 所示。

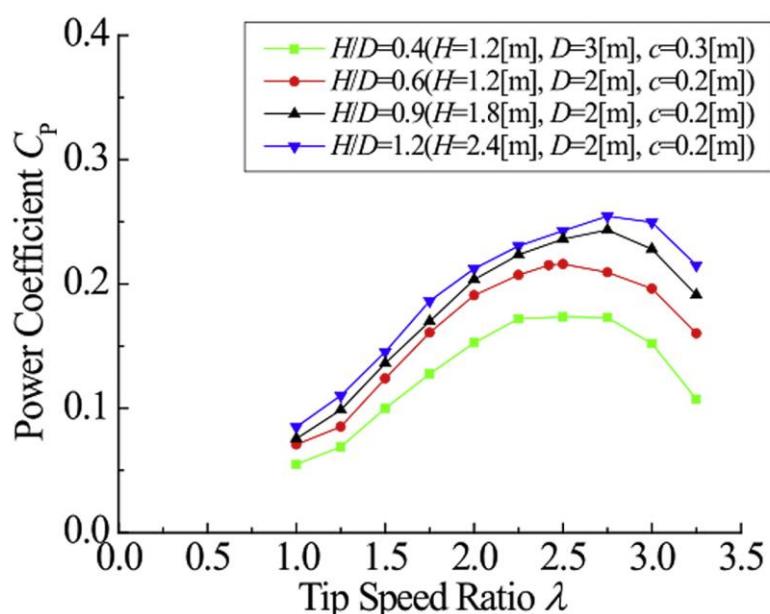


圖 9 不同縱橫比條件下葉尖速比-功率係數圖(Li et al., 2017)



● 雷諾數(Reynolds number, R_e)

雷諾數(Reynolds number)是評估及預測流場最關鍵的參數之一。其定義為慣性力(Inertial force)與黏滯力(Viscous force)的比值，公式如下：

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} \quad \text{式 7}$$

其中 ρ (kg/m^3)為流體密度； v (m/s)為上游流速； d (m)是特徵長度，以渦輪機半徑(D)代表(Benchikh Le Hocine et al., 2019)； μ ($kg/m/s$)為動黏滯性。

隨著上游流速提高，流體所包含的動能增加，使得渦輪機能夠擷取更多能量，進而提高功率係數。然而隨著雷諾數增加，流況更加紊亂，亦會造成能量的損失，因此雷諾數提升對渦輪機性能的影響並非全然正面。

● 福祿數(Froude number, F_r)

福祿數(Froude number)亦是率定驗證實驗的關鍵無因次化參數之一，其定義為慣性力(Inertial force)與重力(Gravity)的比值，公式如下：

$$F_r = \frac{v}{\sqrt{gy}} \quad \text{式 8}$$

其中 v (m/s)為流速； g (m/s^2)是重力加速度； y (m)為水深。

根據 Consul et al. (2013)研究，隨著福祿數上升，渦輪機功率係數亦會增長，然而整體影響較小。福祿數主要作用在於評估上下游流況與水位的變化。



2.3 水槽試驗

本小節將詳述水槽試驗內容，包含垂直軸水動力渦輪機的設計依據和製作方式、水槽試驗的渠道配置與流場條件，以及量測儀器的使用法和數據記錄方式。

2.3.1 涡輪機設計

為達成研究目的，本研究設計並實際製作垂直軸水動力渦輪機模型。此模型主要由三個 NACA-0015 翼型葉片、上下端版、中軸和上下軸固定系統所構成。圖 10 為模型的詳細設計圖，分別顯示上視、前視和 ISO 圖，以及關鍵幾何參數的配置。

渦輪機直徑(D)設計為 120mm，而根據 Sengupta et al. (2016) 研究顯示，將縱橫比設定為 1.0，可以提升小型垂直軸渦輪機的性能。為滿足此條件，將渦輪機高度(H)同樣設定為 120mm。葉片採用 NACA-0015 翼型之原因為其在高雷諾數流場具有較高的功率係數，且在低雷諾數流場下也仍保持穩定的性能(Yosry et al., 2023)。葉片數量為 3，翼型弦長設定為 50mm。根據式 5，可算出固性 σ 為 0.398，此固性能有較高的功率係數峰值，並有效解決自啟動問題(Yosry et al., 2023)。

本模型使用 Autodesk 開發的 Fusion 360 軟體進行設計，其中 NACA-0015 翼型由 Airfoil Tools 資料庫取得相關參數，設計成果使用 STL (STereoLithography) 格式儲存，此格式廣泛應用於三維設計檔案。STL 格式的三維物體會被轉換成由許多三角形構成的表面，並且以三角形頂點座標和單位法向量（用來區分實體的內外方向）的形式儲存。最終使用 Fused deposition modeling (FDM) 技術將聚乳酸(PLA)材質的線材列印成渦輪機實體，成品如圖 11 所示。

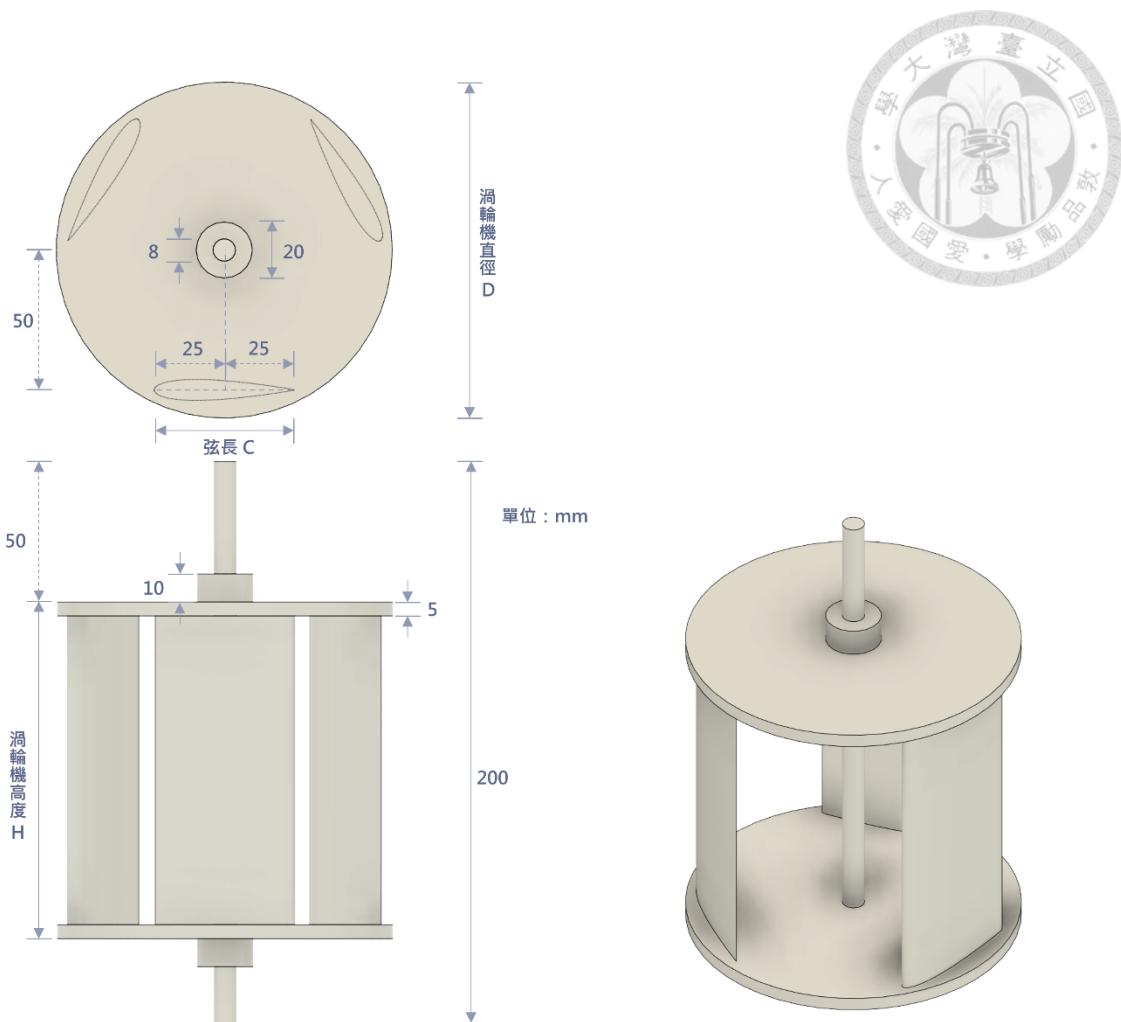


圖 10 涡輪機模型設計圖



圖 11 涡輪機模型成品圖



2.3.2 水槽試驗配置

為評估垂直軸水動力渦輪機在一般渠道（無安裝導流裝置）中的性能，及驗證數值模式的準確性，本研究在國立臺灣大學水工試驗所(NTU HRI)進行水槽試驗。渠道系統如圖 12 所示，由矩形斷面玻璃渠道、尾水板、循環水池、抽水馬達和集水箱。渠道長 12 公尺；坡度 0.015；斷面寬 0.3 公尺，高 0.5 公尺，尾水板高度可從 0 公尺到 0.25 公尺自由調節。渦輪機距渠道尾端 3 公尺之位置，以鋁擠框架支撐，並透過聯軸器連接至扭矩測量設備（如圖 13）。

流場條件分別如下：上游流量(Q)為 $0.016\text{ (m}^3\text{/s)}$ ；上游流速(v)為 1.315 (m/s) ；尾水板高度為 0.125 (m) ，以使水流完全浸沒渦輪機；下游水位(W.L.)為 0.205 (m) 。

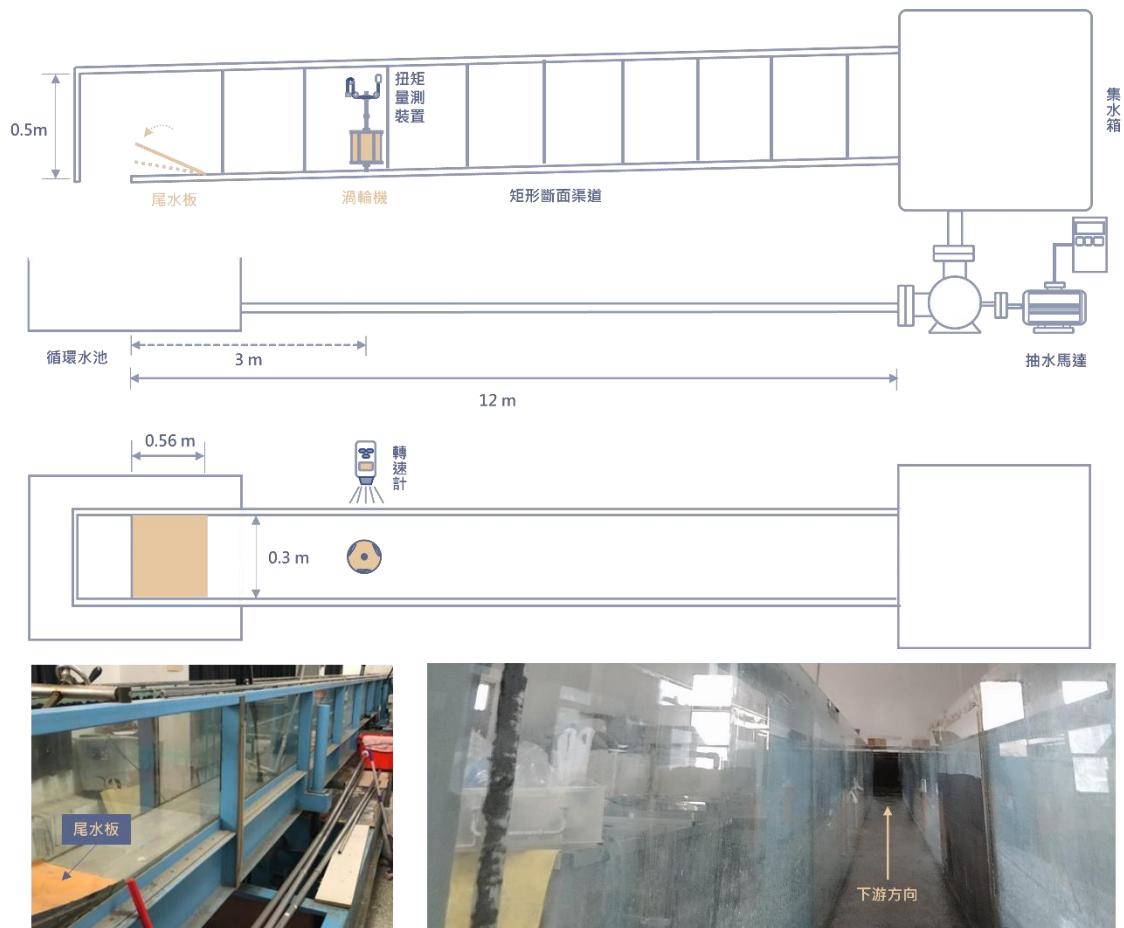


圖 12 水槽渠道配置圖



圖 13 涡輪機支架與扭矩測量裝置實體圖



2.3.3 量測儀器

水槽試驗結果包含流速、水深、渦輪機扭矩及渦輪機轉速，分別以手持式流速儀、量尺、扭矩測量裝置及轉速計量測，以下將逐一說明各量測儀器。

● 流速儀

使用「Flowatch」手持式流速儀，搭配直徑 60 毫米之流速探頭測量水槽流速（圖 14 左）。分別從距渠道尾端 1.2 公尺處，每隔 0.2 公尺，直到 6.0 公尺，量測其斷面中心流速，每次量測紀錄隨機五筆讀數。另外亦於 9.0 公尺處量測其流速，以記錄上游未受擾動之穩定流速。

流速儀規格如表 1 所示。其餘參數詳見附錄之產品說明書。儀器由水文量測技術研發暨服務中心協助校正，儀器流速讀數與校正流速關係如下公式，校正報告詳見附錄：

$$V_{corr} = 0.4699V_{reading} + 0.0700 \quad \text{式 9}$$

其中 V_{corr} (m/s) 為校正流速； $V_{reading}$ (m/s) 為儀器讀數；迴歸係數 R^2 為 0.9981。

表 1 流速儀(Flowatch)規格表

規格	數值
量測範圍	0.1 ~ 10 (m/s)
最小靈敏度	0.1 (m/s)
精確值	± 2% FS
單位	nautical miles, mph, km/h, m/s, fps 和 cm/s

● 轉速計

於渦輪機葉片貼上反光貼條，搭配「勝利儀器 VC6236P」轉速計（圖 14 右）測量渦輪機瞬時轉速，每次試驗紀錄隨機五筆數據。轉速計規格如表 2 所示。其餘參數見附錄說明書。

表 2 轉速計(VC6236P)規格表



規格	數值
有效距離	50 ~ 500 (mm)
量測範圍	10 ~ 99999 (RPM)
解析度	0.1 (RPM)
精確度	± 0. 5%

● 扭矩測量裝置 (Rope Brake Dynamometer)

參考 Golecha et al. (2011)和 Singh et al. (2015)之研究，自行設計安裝扭矩測量裝置，示意和實景圖如圖 15 所示。其扭矩計算公式如下：

$$T = (S - W) \times g \times (R_s + D_{rope}) \quad \text{式 10}$$

其中 T ($N \cdot m$) 為扭矩； W (kg) 為砝碼質量； S (kg) 為電子秤讀數； g (m/s^2) 為重力加速度； R_s (m) = $12 \cdot 10^{-3}$ 為定滑輪半徑； D_{rope} (m) = $1.5 \cdot 10^{-3}$ 為繩索直徑。

量測流程為：I. 電子秤歸零；II. 啟動渦輪機；III. 施加砝碼；IV. 讀取電子秤數值（同時量測此時渦輪機轉速）；V. 根據式 10 計算扭矩；VI. 計算渦輪機實際功率。VII. 改變砝碼重量，並重複上述步驟，記錄不同扭矩對應之不同轉速。



圖 14 (左) 流速儀實體圖；(右) 轉速計實體圖

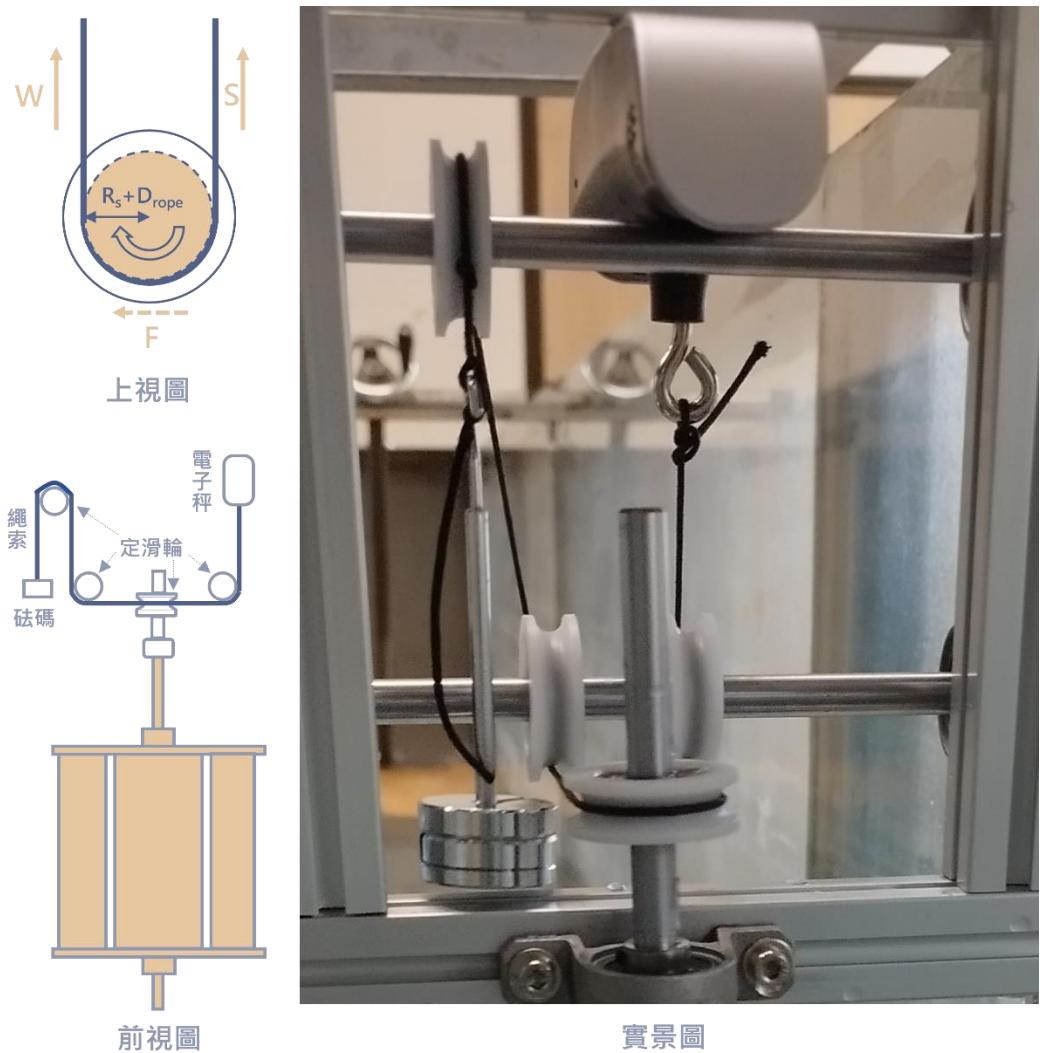


圖 15 扭矩測量裝置設計與實景圖



2.3.4 現地案例

本研究水槽試驗配置和水理條件係採用台大水工所既存之設施，並無額外針對現地條件進行評估。因此提供相關案場資料，以利後續評估本研究運用於實務之可行性，抑或是透過福祿數相似律設計縮比模型，使試驗結果能適用於現地。

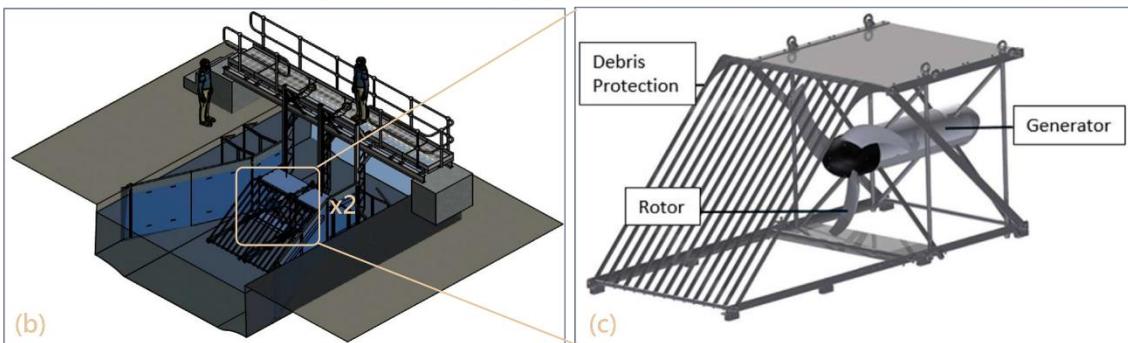
Niebuhr et al. (2019)於南非 Groblershoop 鎮之 Boegoenberg 農業灌溉渠道安裝兩組渦輪機組（每組為兩個 Smart Hydropower GmbH 公司開發的 Smart Freestream 水平軸水動力渦輪機相鄰組成），案場配置、水理條件和渦輪機相關參數如表 3 和圖 16 所示。Boegoenberg 為一全長 172 公里，坡度 0.0021 的混凝土矩形斷面渠道，渠道斷面寬 4.8 公尺，高 1.7 公尺。渠道全年平均流量 $6.6 (m^3/s)$ ，最大流量約為 $8.06 (m^3/s)$ ，在發電機組安裝位置，其斷面平均流速約為 $1.1 (m/s)$ ，而為提高渦輪機發電效率，本案例額外設置導流裝置，如圖 16(b)所示，使機組位置斷面寬度縮減 2.4 公尺，進而將流速提升至 $2.8 (m/s)$ ，最終使渦輪機功率達到 $3.9 kW$ ，兩組機組合計功率為 $15.6 kW$ ，然而由於設備維護和生態保護等因素，渠道在全年中會有部分時段關閉，因此整年僅有 89% 時間能夠運作發電，因此年總發電量約為 $121623.84 (kW\cdot hr)$ 。

表 3 Groblershoop 案例案場配置、水理條件和渦輪機參數總覽表

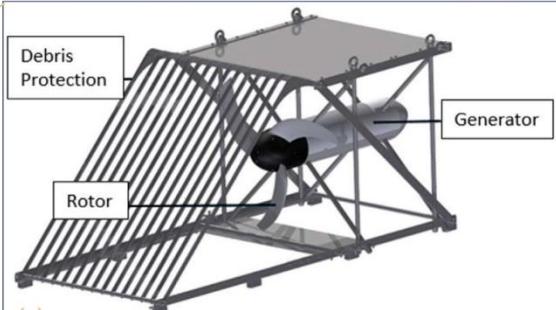
渠道配置	數值	水理條件	數值	渦輪機參數	數值
寬度(m)	4.8	水深(m)	1.5	直徑(m)	1.0
高度(m)	1.7	平均流量(m^3/s)	6.6	支架長(m)	1.7
坡度(m)	0.0021	平均流速(m/s)	1.1	支架寬(m)	1.1



(a)



(b)



(c)

圖 16 (a) Boegoeberg 渠道實景圖 (b) 發電機組配置示意圖 (c) Smart Freestream 涡輪機示意圖

(Niebuhr et al., 2019)



2.4 數值模擬

本研究使用 Flow Science 公司所開發的商用計算流體力學(Computational Fluid Dynamics, CFD)軟體 FLOW-3D ver. 2022R2 進行數值模擬。

以下小節將針對 FLOW-3D 之控制方程式、紊流模型、VOF 技術、FAVOR 技術和相關模組進一步介紹，並說明本研究在數值模擬的相關參數設定。

2.4.1 FLOW-3D 概述

FLOW-3D 之數值演算法基於或有限差分法(finite-difference method, FDM)，在結構化網格中求解非穩態三維雷諾平均納維-斯托克斯(Unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes equations, URANS)方程式。而針對自由液面(free surface)，即氣體與液體的交界面，FLOW-3D 使用流體體積(Volume Of Fluid, VOF)技術進行演算。此外，透過 Hirt and Nichols (1981)所開發的 FAVORTM (Fractional Area Volumes Obstacle Representation)技術，幾何模型的邊界在結構化網格下媲美非結構化網格的精度，使得建立網格更加便捷有效率。

● 控制方程式

FLOW-3D 的質量守恆方程式（連續方程式）通式如下：

$$V_F \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u A_x) + R \frac{\partial}{\partial y}(\rho v A_y) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w A_z) + \xi \frac{\rho u A_x}{x} = R_{DIF} + R_{SOR} \quad \text{式 11}$$

其中 V_F 為流體體積分數； ρ 為流體密度； (u, v, w) 為 (x, y, z) 方向流速分量； (A_x, A_y, A_z) 為 (x, y, z) 方向通量面積分數； R 和 ξ 是比例常數，若採用笛卡爾座標系時， $R = 1$ ； $\xi = 0$ ； R_{DIF} 為紊流擴散項； R_{SOR} 為質量源項。對於不可壓縮流而言，密度為定值，且無質量源項，則上式可簡化為：

$$\frac{\partial}{\partial x}(u A_x) + \frac{\partial}{\partial y}(v A_y) + \frac{\partial}{\partial z}(w A_z) = 0 \quad \text{式 12}$$



動量守恆方程式如下（考慮笛卡爾座標系下的不可壓縮流）：

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{V_F} \left\{ u A_x \frac{\partial u}{\partial x} + v A_y \frac{\partial u}{\partial y} + w A_z \frac{\partial u}{\partial z} \right\} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - G_x - f_x$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{1}{V_F} \left\{ u A_x \frac{\partial v}{\partial x} + v A_y \frac{\partial v}{\partial y} + w A_z \frac{\partial v}{\partial z} \right\} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} - G_y - f_y$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \frac{1}{V_F} \left\{ u A_x \frac{\partial w}{\partial x} + v A_y \frac{\partial w}{\partial y} + w A_z \frac{\partial w}{\partial z} \right\} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} - G_z - f_z$$

其中 p 為流體壓力； (G_x, G_y, G_z) 為慣性力； (f_x, f_y, f_z) 為黏滯力。

● $k-\omega$ 紊流模型

在高雷諾數下，流體的慣性力遠大於黏滯力，使得流體產生混亂、不穩定的運動，便會形成各種大小(scale)的渦流而產生紊流流況。而在數值模式中，理想狀況下，能夠利用質量與動量守恆方程式來捕捉與模擬全部(full spectrum)的紊流波動，然而這需要網格解析度足夠精細才能做到，此類方法稱為直接數值模擬(Direct Numerical Simulation, DNS)。但由於 DNS 需耗費大量計算資源與時間成本，因此需要採用簡化後的模型來描述紊流現象。

在 FLOW-3D 的三維模擬中，有四種可用的紊流模型：分別為大渦模擬(Smagorinsky, 1963)、RNG(Yakhot and Orszag, 1986)、 $k-\varepsilon$ (Harlow and Nakayama, 1967)和 $k-\omega$ (Wilcox, 2008)。根據 Rezaeiha et al. (2019)的建議，對於垂直軸渦輪機而言， $k-\omega$ 與其變體模型能更準確地捕捉紊流特性，特別在壁面邊界附近和具有尾流的流場中，因此本研究採用 $k-\omega$ 模型，以下針對此紊流模型進行說明。

◆ 紊流動能 κ_T 傳輸方程式：

$$\frac{\partial \kappa_T}{\partial t} + \frac{1}{V_F} \left\{ u A_x \frac{\partial \kappa_T}{\partial x} + v A_y \frac{\partial \kappa_T}{\partial y} + w A_z \frac{\partial \kappa_T}{\partial z} \right\} = P_T + G_T - Diff_{\kappa_T} - \beta^* \kappa_T \omega_T \quad \text{式 14}$$

其中， κ_T 為紊流動能(turbulent kinetic energy)，決定紊流的能量；

$$\beta^* = \beta_0^* f_{\beta^*} \quad \text{式 15}$$

其中 $\beta_0^* = 0.09$



$$f_{\beta^*} = \begin{cases} 1, & \chi_k \leq 0 \\ \frac{1 + 680\chi_k^2}{1 + 400\chi_k^2}, & \chi_k > 0 \end{cases}$$

$$\chi_k \equiv \frac{1}{\omega_T^3} \left(\frac{\partial \kappa_T}{\partial x} \frac{\partial \omega_T}{\partial x} + \frac{\partial \kappa_T}{\partial y} \frac{\partial \omega_T}{\partial y} + \frac{\partial \kappa_T}{\partial z} \frac{\partial \omega_T}{\partial z} \right)$$

P_T 為由剪切應力造成的紊流生成項：

$$P_T = \frac{\mu}{\rho V_F} \left\{ \begin{aligned} & 2A_x \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2A_y \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2A_z \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \\ & + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \left(A_x \frac{\partial v}{\partial x} + A_y \frac{\partial u}{\partial y} \right) \\ & + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \left(A_z \frac{\partial u}{\partial z} + A_x \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ & + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \left(A_z \frac{\partial v}{\partial z} + A_y \frac{\partial w}{\partial y} \right) \end{aligned} \right\} \quad \text{式 18}$$

其中， $\mu = \rho(v + v_T)$ ， v 為流體運動黏度； v_T 為紊流運動黏度。

G_T 為由浮力造成的紊流生成項（預設為0，只有考慮熱浮流時才需計算）；

$Diff_{\kappa_T}$ 為擴散損失項：

$$Diff_{\kappa_T} = \frac{1}{V_F} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(v_k A_x \frac{\partial \kappa_T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(v_k A_y \frac{\partial \kappa_T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(v_k A_z \frac{\partial \kappa_T}{\partial z} \right) \right\} \quad \text{式 19}$$

其中， v_k 為 κ_T 的擴散係數，根據計算流場局部紊流黏滯力而得。

◆ 紊流特定耗散率 ω_T 傳輸方程式：

$$\frac{\partial \omega_T}{\partial t} + \frac{1}{V_F} \left\{ u A_x \frac{\partial \omega_T}{\partial x} + v A_y \frac{\partial \omega_T}{\partial y} + w A_z \frac{\partial \omega_T}{\partial z} \right\} = \alpha \frac{\omega_T}{\kappa_T} P_T - Diff_{\omega} - \beta \omega_T^2 \quad \text{式 20}$$

其中， ω_T 為紊流特定耗散率，決定紊流的大小(scale)； $\alpha = 13/25$ ；

$$\beta = \beta_0 f_{\beta} \quad \text{式 21}$$

其中 $\beta_0 = 9/125$

$$f_{\beta} = \frac{1 + 70\chi_{\omega}}{1 + 80\chi_{\omega}} \quad \text{式 22}$$

$$\chi_{\omega} \equiv \left| \frac{\Omega_{ij} \Omega_{jk} S_{ki}}{(\beta_0^* \omega)^3} \right| \quad \text{式 23}$$

其中 Ω_{ij} 為平均轉動張量； S_{ki} 為平均應變率張量。

最終紊流耗散率 $\varepsilon = \beta^* \kappa_T \omega_T$ 和紊流運動黏度 $v_T = \kappa_T / \omega_T$ 可隨之計算而得。



圖 17 為 FLOW-3D 解算控制方程式之流程，包括以下幾個步驟：I. 先應用使用者設定之初時間步長；II. 接著引入中間速度和當前時間步的壓力值，此中間速度不考慮新時刻壓力場的影響；III. 求解動量方程（式 13）可獲得中間速度修正值；IV. 將中間速度修正值代入連續方程（式 12），得到含有壓力修正值的壓力泊松方程式（Poisson's equation）；V. 應用 GMRES 演算法求解壓力泊松方程，得到壓力修正值與下一刻的壓力值；VI. 將下一刻的壓力值代回動量方程式（式 13）中求得 下一時間步的速度場；VII. 檢驗速度場是否收斂，若不收斂，軟體自動調整時間步長，直到取得收斂的速度場。VIII. 將下一刻的速度場和壓力場後代入流體體積函數 F ，更新下一刻的自由表面和位置，同時更新其他的變數。

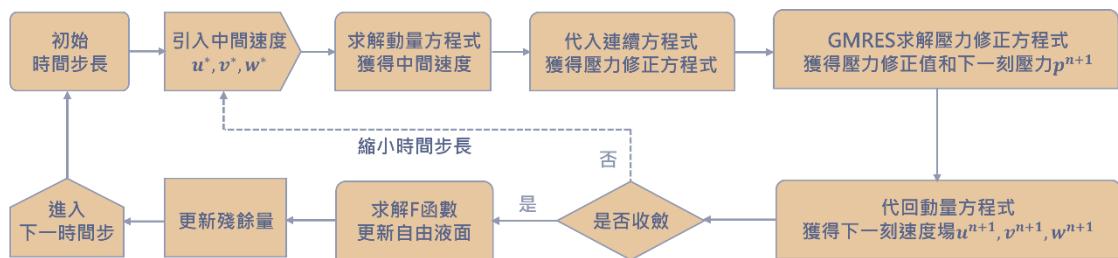


圖 17 FLOW-3D 解算控制方程式流程圖

● 流體體積法(Volume of Fluid, VOF)

由 Hirt and Nichols (1981)所提出的 VOF 技術被應用在 FLOW-3D，以求解單一流體（自由液面）或兩種無法混合的流體之邊界。其定義 VOF 函數 $F(x, y, z, t)$ 為單位體積內的體積分率，如圖 18 所示。 F 為 1 時表示網格內充滿液體， F 為 0 時表示沒有液體且壓力均勻分布，而 F 介於 0 和 1 之間，則表示網格內包含部分的液體，即為自由液面(free surface)所在之位置。

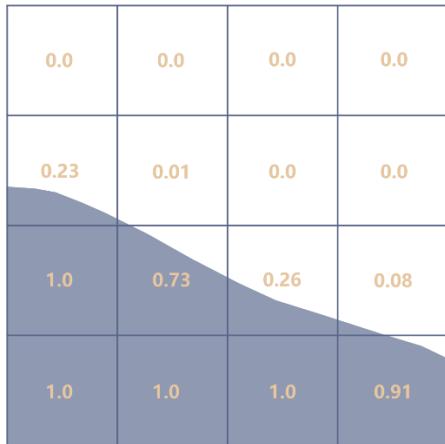


圖 18 VOF 技術示意圖 (Santa Fe, 2022)

● FAVOR (Fraction Area/Volume Obstacle Representation)

FAVOR 是用來定義幾何模型的一項技術，FLOW-3D 使用結構化網格搭配此技術，可以快速且精確地定義幾何模型，如圖 19 所示。其定義幾何模型的方式為：針對每個網格面辨識幾何形狀為哪種類型：(a)若網格面在的四個角都在幾何形狀內，則定義為內部；(b)若網格面在的四個角都在幾何形狀外，則定義為外部；(c)若網格面其中一些角在外部，一些角在內部，則定義幾何形狀和網格邊的交點，並將這些交點以直線相連。最後計算每個網格的面積分數。

因此，FAVOR 技術和其他離散方法一樣，受到網格解析度的影響。當幾何形狀穿過網格面但沒有包含任何一個網格頂點時，此形狀不會被識別，如圖 19 右下角的小球。此誤差將隨著網格解析度提高而減少。

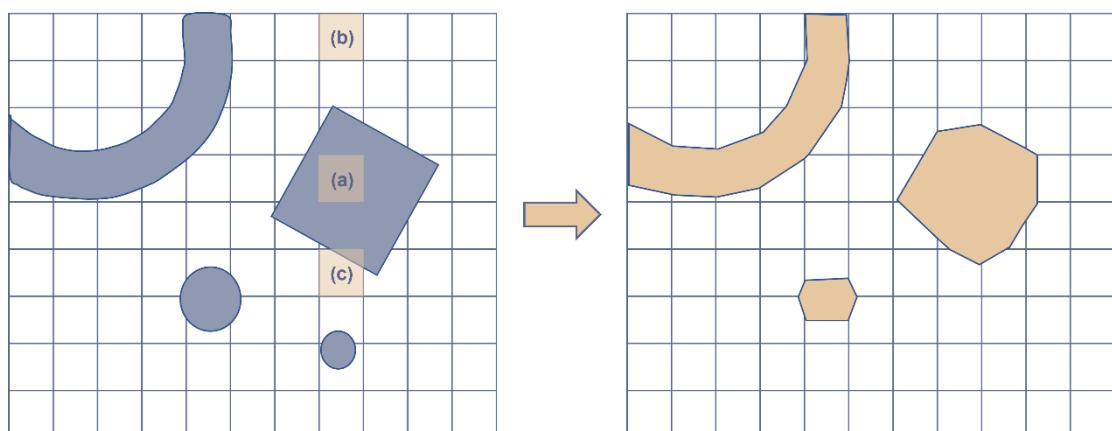


圖 19 FAVOR 技術示意圖 (Santa Fe, 2022)



● 運動物體模型(General Moving Objects Model, GMO)

FLOW-3D 提供一個模型用於計算與模擬剛體運動，稱為 GMO。此剛體運動可以採用和流體耦合，由使用者指定運動方式，或是混合使用，其共有六個自由度 (DOF)，包含沿 X、Y、Z 軸移動或轉動。此外，在每次模擬中都可以獨立定義多個不同幾何模型的運動方式。

其模擬流程為，在每個時間步長中，先計算由壓力和剪切應力產生的液壓力和扭矩，接著考慮液壓、重力、（若有指定：彈簧、繩張力以及控制力和控制扭矩）的情況下，求解耦合運動下的運動物體的運動方程式。接著根據新的模型位置和方向，重新計算面積和體積分數。此外，模型邊界的切線速度被引入動量守恆方程式中的剪應力項。



2.4.2 模式建置

FLOW-3D 之模式設定流程為：全域設定→物理模型設定→流體參數→幾何模型導入與設定→網格設定→邊界條件設定→初始條件設定→數值參數設定→開始模擬，以下將逐一說明。未特別說明之細節詳見附錄。

● 全域模擬參數

模擬時長：設定為 7.5 秒，以達到渦輪機穩定轉動。

時間解析度：設定為每 0.1 秒輸出一次資料。

壓力顯示方式：可選擇絕對壓力或相對壓力，預設為相對壓力，壓力參考值為一大氣壓(1.013×10^5 Pa)。

● 物理模型

FLOW-3D 共有 21 種物理模型可供使用。任何模擬皆必須使用重力模型與紊流模型，而為了模擬渦輪機與流體耦合轉動，選擇開啟移動物體模型(GMO)模型，此三種模型已能滿足本研究所需，因此其餘模型皆未使用。

重力模型：設定重力加速度 $g(1/s^2)$ 分量(x,y,z)為(0, 0, -9.81)；紊流模型如同 2.4.1 章節所述，選定二參數 $k-\omega$ 模型；GMO 模型設定於後續幾何模型小節說明。

● 流體參數

本研究模擬的流體參數採用水在 20°C 條件下之數值(預設值)，如表 4 所示。

表 4 FLOW-3D 流體參數設定表

參數	數值	單位
流體密度(density)	998.2	kg / m ³
流體壓縮係數 (Compressibility)	4.56123×10^{-10}	1 / Pa
流體黏滯性(Viscosity)	0.001	kg / m / s



● 幾何模型

本研究為綜合比較與驗證數值模式之結果，在幾何模型上使用與水槽試驗相同之渠道配置及渦輪機設計，如圖 20 所示。座標軸原點設定在渠道尾端之中心，並以下游方向為 $+X$ 方向，以便後續結果呈現。渠道原長寬高分別為 $12m \times 0.3m \times 0.5m$ ，為節省運算資源，模型渠長僅取至 6 公尺處；渠道坡度為 0.015，在模型中以相同斜率之三角柱替代；尾水板高度為水槽試驗設定之 0.125 公尺；渦輪機同樣至於離原點 3 公尺處，此處底床高程為 0.045 公尺。

此外，GMO 模型之部分參數亦在此模型設定：僅渦輪機設定為「繞 Z 軸旋轉之耦合運動」，其旋轉軸為 $(-3,0,Z)$ ；渦輪機密度設定為 PLA 材質之 $1250 (kg/m^3)$ 。其餘幾何模型皆設定為無剛體運動。

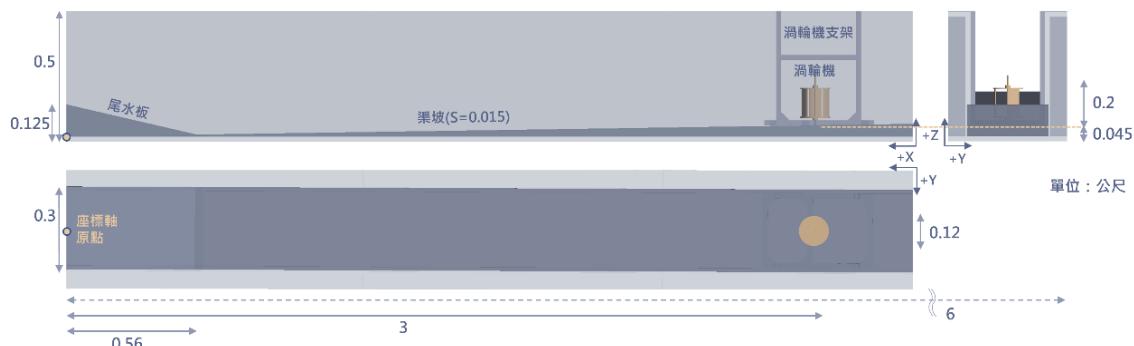


圖 20 FLOW-3D 幾何模型配置圖

● 網格設定

FLOW-3D 軟體僅能設定結構化網格，而其模擬結果部分取決於網格解析度，網格越密結果更接近真實現象，然而相對地也會大幅提升運算資源與時間，因此本研究分別針對兩種網格方案進行模擬，並透過水槽試驗之數據進行驗證比較，以評斷何種解析度能在有限資源下達到相應的準確度。兩種方案之整體網格域相同，僅在接近渦輪機部分有所微調，細節見圖 21 及以下說明。



■ 方案一

如圖 21 (上) 及表 5 所示。網格域分為 UP、MID、DOWN 三區塊，其中 UP 和 DOWN 區塊網格大小為 0.005 公尺之正方體；MID 區塊之 Y 方向和 Z 方向大小皆為 0.002 公尺，為使網格平滑過渡，X 方向大小由 0.004 公尺漸變到 0.002 公尺，最接近渦輪機部分則為 0.002 公尺。最終共計 13,276,800 個網格。

■ 方案二

如圖 21(下)及表 6 所示。網格域分為 UP、MIDUP、MID、MIDDOWN、DOWN 五區塊，其中 UP 和 DOWN 區塊網格大小為 0.005 公尺之正方體；MID UP 和 MIDDOWN 區塊之 Y 方向和 Z 方向大小皆為 0.002 公尺，X 方向大小由 0.004 公尺漸變到 0.002 公尺；MID 區塊為 0.001 公尺之正方體。最終共計 24,712,800 個網格。

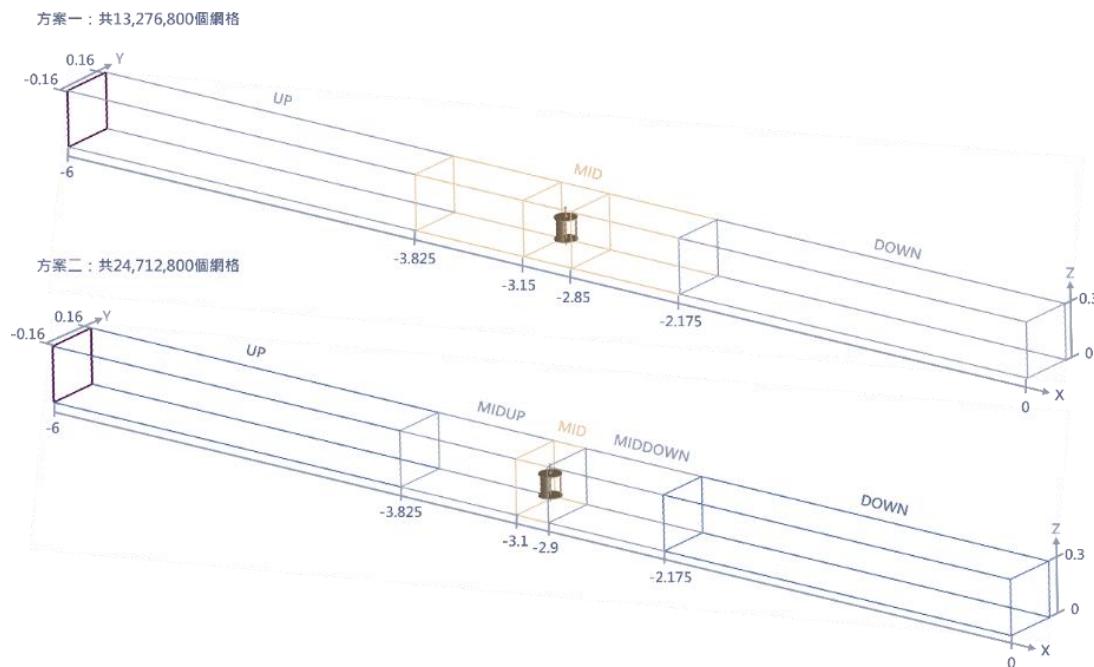


圖 21 FLOW-3D 網格設定示意圖

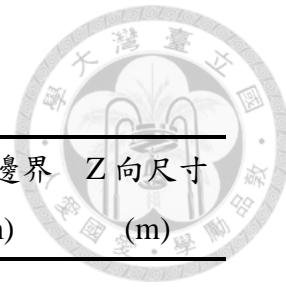


表 5 FLOW-3D 網格設定範圍尺寸表（方案一）

網格區塊	X 向邊界 (m)	X 向尺寸 (m)	Y 向邊界 (m)	Y 向尺寸 (m)	Z 向邊界 (m)	Z 向尺寸 (m)
UP	-6 ~ -3.825	0.005	-0.16 ~ 0.16	0.005	0 ~ 0.3	0.005
MID	-3.825 ~ -3.15	0.004 ~ 0.002	-0.16 ~ 0.16	0.002	0 ~ 0.3	0.002
DOWN	-2.85 ~ -2.175	0.004 ~ 0.002	-0.16 ~ 0.16	0.005	0 ~ 0.3	0.005

表 6 FLOW-3D 網格設定範圍尺寸表（方案二）

網格區塊	X 向邊界 (m)	X 向尺寸 (m)	Y 向邊界 (m)	Y 向尺寸 (m)	Z 向邊界 (m)	Z 向尺寸 (m)
UP	-6 ~ -3.825	0.005	-0.16 ~ 0.16	0.005	0 ~ 0.3	0.005
MIDUP	-3.825 ~ -3.1	0.004 ~ 0.002	-0.16 ~ 0.16	0.004	0 ~ 0.3	0.004
MID	-3.1 ~ -2.9	0.001	-0.16 ~ 0.16	0.001	0 ~ 0.3	0.001
MIDDOWN	-2.9 ~ -2.175	0.004 ~ 0.002	-0.16 ~ 0.16	0.004	0 ~ 0.3	0.004
DOWN	-2.175 ~ 0	0.005	-0.16 ~ 0.16	0.005	0 ~ 0.3	0.005



● 邊界條件

FLOW-3D 的邊界條件需要在每個網格區塊的六個邊界面給定，而在不同網格區塊相鄰的交界面，不論使用者選擇何種邊界條件，軟體皆會自動定義為內塊邊界 (inter-block boundary)。本研究之邊界條件同水槽試驗之數據，詳細設定如表 7 和表 8 所示。使用到的邊界條件類型說明如下。

- 流量邊界(Volume flow rate)：輸入流量值作為入流邊界。
- 內塊邊界(inter-block)：使用法向量速度變化的內插值，其中 25% 來自相鄰網格區塊的速度內插，而 75% 來自壓力內插。此比例為預設值，若想調整可以在數值設定更改（見表 9 內塊邊界係數）。
- 壁面邊界(Wall)：分別使用無滑移(no-slip)和邊界法向量流速為零兩個條件定義。無滑移條件表示在固體邊界上的流速與其速度相同，對於靜止的固體邊界而言，流速也隨之為零，因此不會在邊界處滑動。而邊界法向量流速為零則表示流體不能穿透固體邊界。
- 壓力邊界(Specified pressure)：使用壓力作為邊界，有兩種設定方式。其一是使用流體分數(fluid fraction)，0 表示完全為空氣，即為大氣壓的意思；1 表示邊界完全是流體。其二是使用流體高程(fluid elevation)，此時邊界處的壓力會根據流體靜力學分佈，用來表示水位高低。

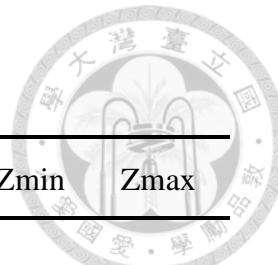
■ 方案一

最上游邊界條件採用水槽試驗之流量 $0.016 \text{ (m}^3/\text{s)}$ ；最下游邊界條件採用水槽試驗之下游水位 0.205 (m) ； Y_{\min} 、 Y_{\max} 、 Z_{\min} 為渠道壁面，因此設定為壁面邊界；而 Z_{\max} 為開放邊界，因此設定大氣壓（流體分數為 0）。

■ 方案二

為確保除網格設定外無其他變因，因此邊界條件與方案一相同。

表 7 FLOW-3D 邊界條件設定表（方案一）



網格區塊	Xmin	Xmax	Ymin	Ymax	Zmin	Zmax
UP	入流量 0.016(m ³ /s)	內塊邊界	壁面	壁面	壁面	大氣壓
MID	內塊邊界	內塊邊界	壁面	壁面	壁面	大氣壓
DOWN	內塊邊界	水位 0.205 (m)	壁面	壁面	壁面	大氣壓

表 8 FLOW-3D 邊界條件設定表（方案二）

網格區塊	Xmin	Xmax	Ymin	Ymax	Zmin	Zmax
UP	入流量 0.016(m ³ /s)	內塊邊界	壁面	壁面	壁面	大氣壓
MIDUP	內塊邊界	內塊邊界	壁面	壁面	壁面	大氣壓
MID	內塊邊界	內塊邊界	壁面	壁面	壁面	大氣壓
MIDDOWN	內塊邊界	內塊邊界	壁面	壁面	壁面	大氣壓
DOWN	內塊邊界	水位 0.205 (m)	壁面	壁面	壁面	大氣壓

● 初始條件

初始條件設定水位高程為 0.2 公尺，此值接近下游邊界水位。

● 數值參數

數值參數設定如表 9 所示。為模式預設值或手冊建議值，未另行更動。

表 9 FLOW-3D 數值參數設定表



時間步長設定(time step)	
初始時間步長	10^{-4} (s)
最小小時間步長	10^{-10} (s)
時間步長控制法	穩定收斂 Stability and convergence
動量方程式近似法(momentum equation approximation)	
壓力與速度計算	使用連續方程與動量守恆方程
近似階數	二階單調性 Second order monotonicity preserving
近壁面動量通量計算	浸沒邊界 Immersed boundary
壓力解算選項(Pressure solver)	
壓力解算法類型	隱性 Implicit
隱性解算法類型	GMRES (Generalized minimal residual method)
內塊邊界係數	0.25
其他解算選項	
黏滯應力解算類型	顯性 Explicit
自由液面壓力解算類型	顯性 Explicit
平流(Advection)解算類型	顯性 Explicit
GMO 流固耦合	隱性 Implicit



第三章 水槽試驗結果與數值模式驗證

3.1 水槽試驗結果

流場測量範圍涵蓋渦輪機前後 10 倍渦輪機直徑($D=0.12m$)的區域，每隔 0.2 公尺測量一個斷面，共計 12 個斷面，此外亦測量 0 公尺與 6 公尺處的流場數據（表 10），作為數值模式之邊界條件。流場評估參數雷諾數和福祿數分別由式 7 和式 8 結合表 11 而得，雷諾數約 48871，為紊流狀態；福祿數約 0.356，為亞臨界流。

圖 22 所示測量結果，圖 22(a)為水位沿渠道軸向的變化。水位(W.L.)由式 24 計算而得：

$$W.L. = W.D. + 0.015 \times X \quad \text{式 24}$$

其中 $W.D. (m)$ 為測量水深；0.015 為渠道坡度； $X (m)$ 為到尾水板之距離。

從圖中可觀察到，水位在渦輪機上游與下游較遠處保持穩定狀態。然而當接近渦輪機時，水位略微上升，之後快速降低。推測可能為流體受渦輪機阻塞，導致上游水位上升，而經過渦輪機後恢復正常。

圖 22(b)為流速沿渠道軸向的變化。流速在渦輪機上游相對穩定，然而在靠近渦輪機前逐漸增加，並在渦輪機下游處快速增加並下降。

圖 22 顯示流場在渦輪機附近發生劇烈變化，但受限於實驗儀器和測量方法，無法捕捉細節。因此需要結合數值模擬來深入分析流場的細微變化。

表 12 為渦輪機性能測量結果。從表中可觀察到，隨著渦輪機扭矩增加（即增加負載），渦輪機的轉速隨之降低，而渦輪機功率也略微下降，其關係可表示為葉尖速比與功率係數的變化，如圖 23 所示。其中功率係數計算如式 3，葉尖速比計算如式 4，其中流速皆採用 6 公尺處流速 0.408(m/s)。

表 10 流場上下游邊界數據表

位置 (m)	水位 (m)	流速(m/s)
0	0.205	-
6	0.224	0.408



表 11 雷諾數和福祿數計算變數表

密度(kg/m ³)	流速(m/s)	渦輪機直徑(m)	動黏滯性(kg/m/s)	雷諾數(-)
998.2	0.408	0.12	0.001	48871
-	流速(m/s)	水深(m)	重力加速度(m/s ²)	福祿數(-)
-	0.408	0.134	9.81	0.356

表 12 水槽試驗渦輪機性能數據表

ID	扭矩(N·m)	轉速(Rad/s)	功率(W)	功率係數(-)	葉尖速比(-)
I	-	8.67	-	-	1.28
II	3.31E-03	7.46	2.47E-02	5.06E-02	1.10
III	3.97E-03	5.72	2.27E-02	4.65E-02	0.84
IV	5.30E-03	4.15	2.20E-02	4.45E-02	0.61

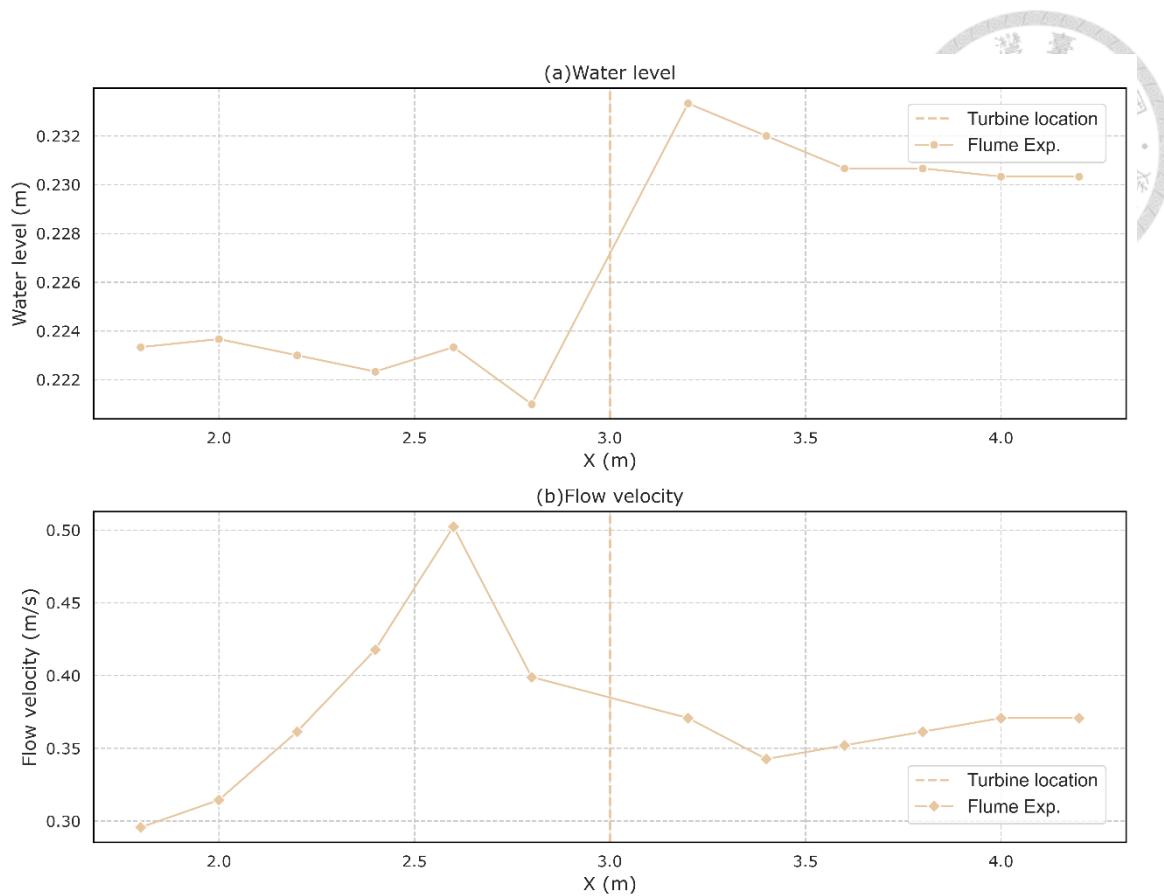


圖 22 水槽試驗流場數據圖 (a)水位 (b)流速

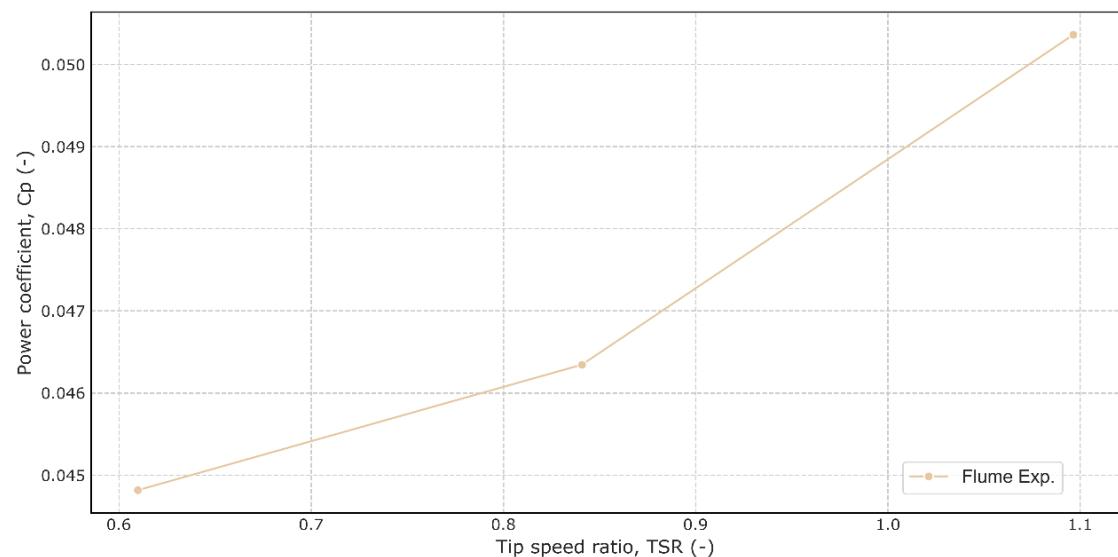


圖 23 水槽試驗渦輪機葉尖速比-功率係數關係圖



3.2 數值模式結果與驗證

圖 24 是渦輪機幾何模型與透過 FAVOR 技術處理後的運算模型。可以看出網格解析度對於運算模型的影響主要在於模型邊角處的細化程度，隨著網格更密，越能接近原始幾何模型。

圖 25 為兩模擬方案角速度隨時間之變化圖，其中虛線為此時間內的平均角速度。由圖中可知，角速度隨時間有週期性變化，兩方案的變化趨勢相當類似，且平均角速度也較為接近，然而皆高於水槽試驗之 8.671 (rad/s)，但此差距微乎其微，相對誤差約在 0.3% 內。

圖 26 為兩模擬方案和水槽試驗之水位比較圖。從圖 26(a)中可觀察出，在渦輪機以前，兩方案的水位相對較低，且和水槽實驗結果較接近；而在渦輪機位置 ($X=3.0m$)，兩方案的水位都明顯下降，且與水槽試驗差異較大；隨著遠離渦輪機，模擬結果再次和水槽試驗數據貼合。從圖 26(b)可看出，上下游處相對誤差較小，約在-0.5%~1.0% 之間變化；在渦輪機附近相對誤差較大，此乃因渦輪機附近流場變化劇烈，導致數值變化更顯著，然而就整體而言，相對誤差仍然控制在 3% 以內。

圖 27 為兩模擬方案和水槽試驗之流速比較圖。從圖 27(a)可觀察出，兩模擬方案與水槽試驗結果的整體趨勢較為一致，然而在靠近渦輪機下游處差異較大，乃因為流場受到渦輪機運轉之影響。由圖 27(b)可知，雖然方案一的整體相對誤差大於方案二，然而兩方案對於水槽試驗之相對誤差皆控制在 5% 內。

從表 13 的運算資源及結果比較中可以發現，雖然方案二的網格數量為方案一的 1.86 倍，但其運算時間卻差了將近 6.49 倍，約為網格數量的立方倍數關係，而在整體誤差上，兩方案差異微乎其微。因此綜合考量運算資源、時間成本和模擬結果的準確性，最終選擇方案一作為後續導流板模擬的網格配置方案。

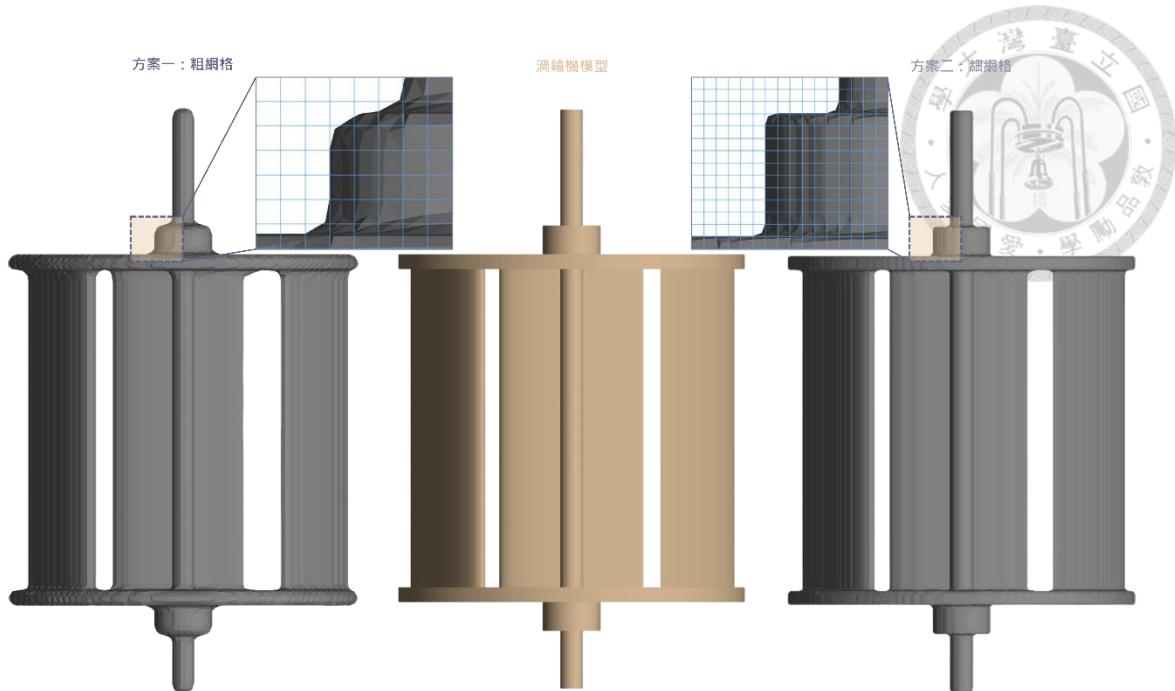


圖 24 涡輪機幾何模型與 FAVOR 技術預覽

表 13 模擬方案運算資源表

方案	網格數	運算時間 (HR)	水位 方均根誤差(%)	流速 方均根誤差(%)	角速度 百分誤差(%)
一	13,276,800	54.95	0.267	0.873	0.381
二	24,712,800	356.77	0.254	0.908	0.277
比例	1.86	6.49	-	-	-

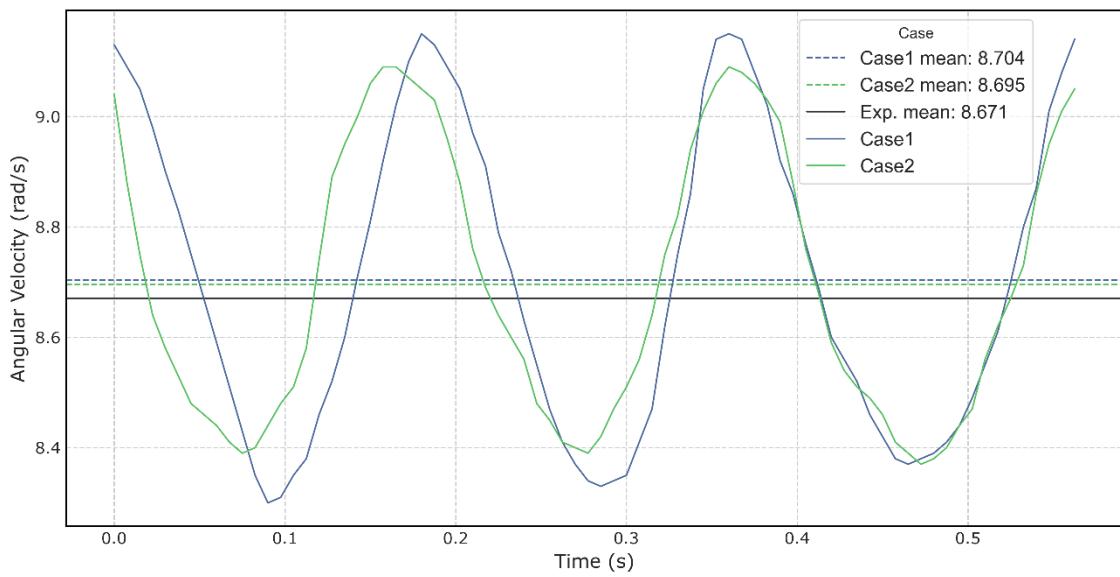


圖 25 模擬方案角速度隨時間變化圖

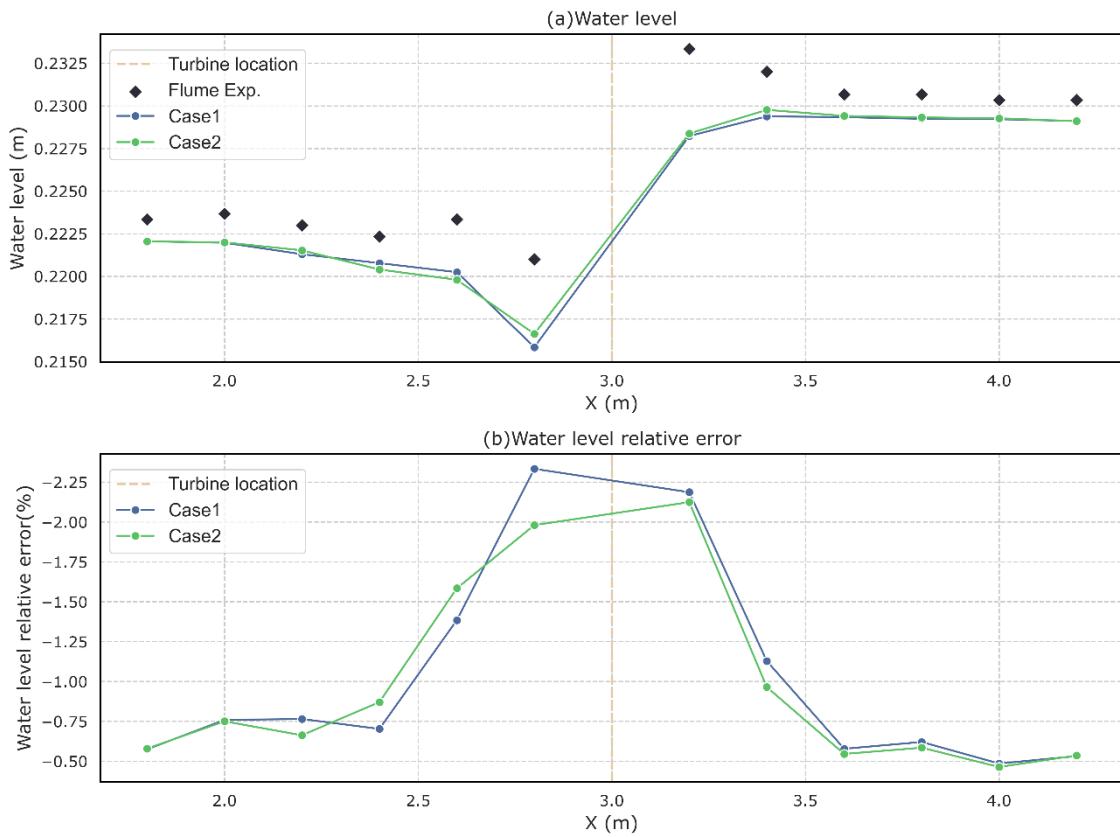


圖 26 模擬方案與水槽試驗結果水位比較圖 (a)水位 (b)水位誤差

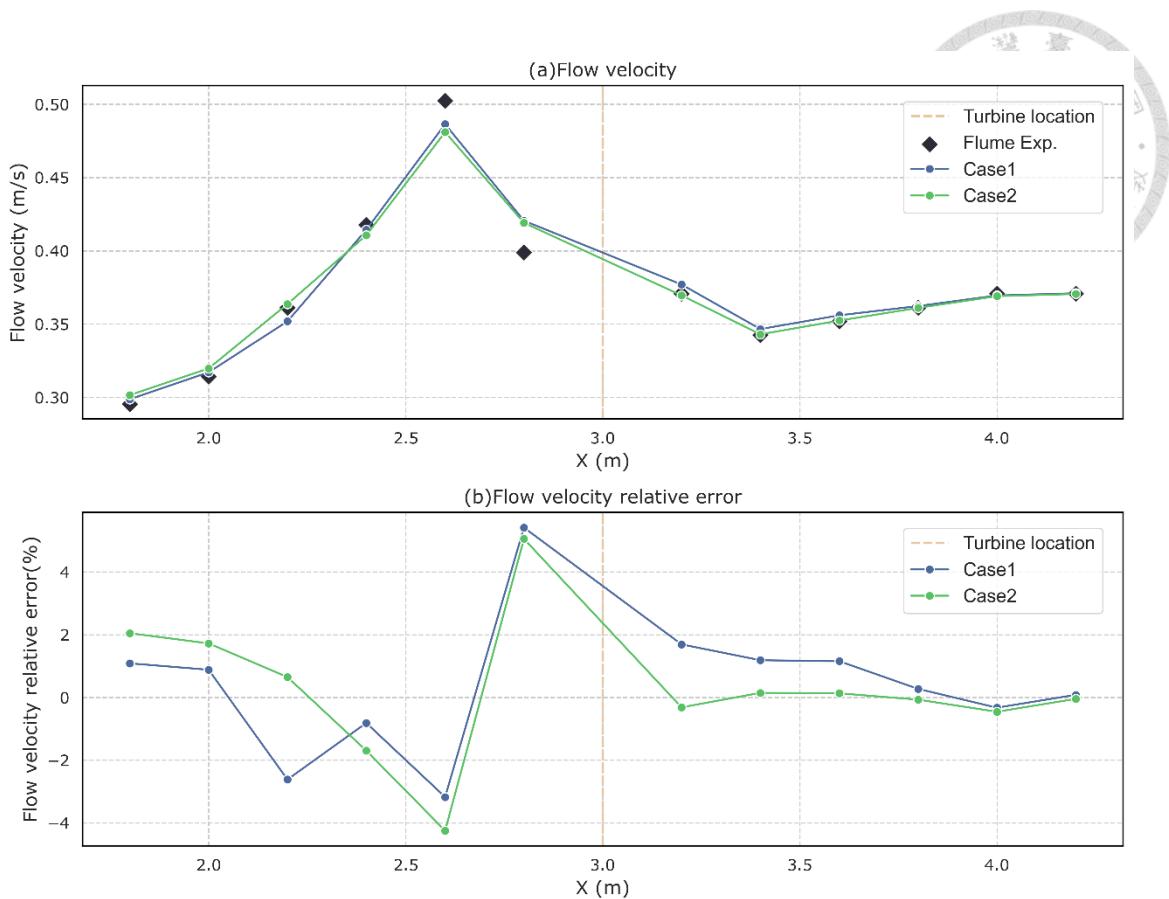


圖 27 模擬方案與水槽試驗結果流速比較圖 (a)流速 (b)流速誤差

第四章 方案模擬與討論



4.1 導流板配置

經過水槽試驗之驗證，已確認 FLOW-3D 模擬的可靠性與準確度。因此本研究在延續相同之渦輪機設計、邊界條件和網格設定（方案一）下，將微調水槽配置，以針對導流板裝置對於渦輪機效率之提升進行模擬與評估。

水槽配置針對兩部分更改，其一是移除渦輪機支架部分，以此單獨評估導流板對於渦輪機性能與流場之影響。其二是增加導流板裝置，配置如圖 28 所示，其餘配置同 2.3.2 章節。

導流板裝置考量之參數共三項，如表 14 所示。導流板角度($^{\circ}$)為束縮前之傾斜部分，以此將流體漸縮至束縮段，分別考慮 30、45 和 60 之傾斜變化；導流板長度(m)由渦輪機最靠近上游側開始計算，考慮 0.075 和 0.12 之變化；導流板距離(m)為渦輪機中心至導流板其中一側之距離，考慮 0.065、0.075、0.08、0.1、0.12 之變化。所有模擬方案如表 15 所示，其中 A 方案為無導流板之參考組；B 方案為兩平行板（無傾斜角度），藉此觀察不當設計是否造成性能更低，其餘方案為上述三參數之組合搭配，所有方案共計 18 組。

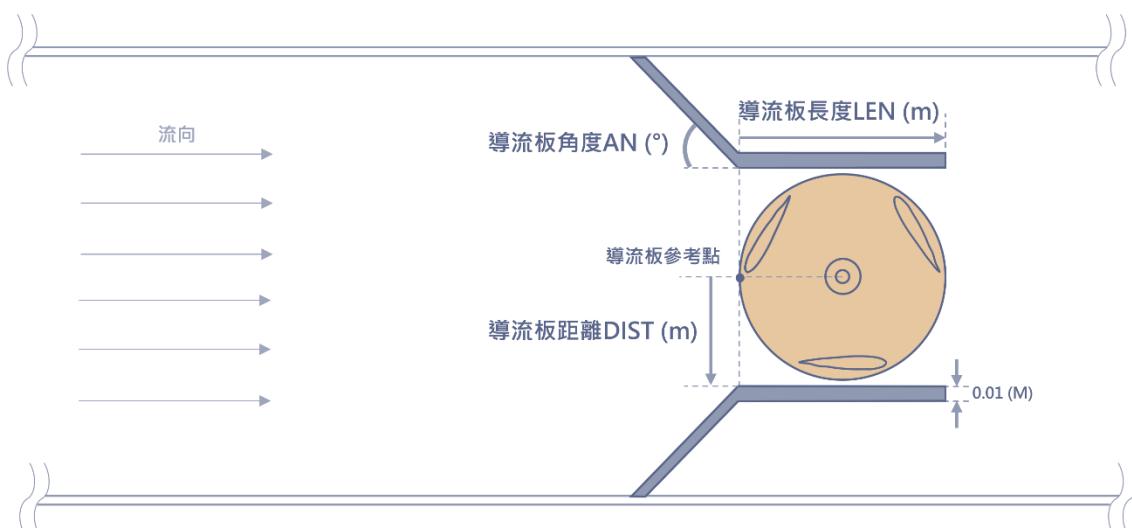


圖 28 導流板配置示意圖

表 14 導流板參數及變數表

導流板參數	代號	變數
導流板角度 (°)	AN	(0)、30、45、60
導流板長度 (m)	LEN	0.075、0.12、(0.15)
無因次導流板長度 (-)	LEN/R	1.25R、2R、(2.5R)
導流板距離 (m)	DIST	0.065、0.075、0.08、0.1、0.12
無因次導流板距離(-)	DIST/R	1.08R、1.25R、1.33R、1.67R、2R

表 15 導流板模擬方案總覽表

編號	AN (°)	LEN (m)	DIST (m)
BASE	-	-	-
0_150_80	0	0.15	0.08
30_75_65	30	0.075	0.065
30_75_75	30	0.075	0.075
30_75_80	30	0.075	0.08
30_75_100	30	0.075	0.1
30_75_120	30	0.075	0.12
30_120_65	30	0.12	0.065
30_120_80	30	0.12	0.08
45_75_65	45	0.075	0.065
45_75_80	45	0.075	0.08
60_75_65	60	0.075	0.065
60_75_75	60	0.075	0.075
60_75_80	60	0.075	0.08
60_75_100	60	0.075	0.1
60_75_120	60	0.075	0.12
60_120_65	60	0.12	0.065
60_120_80	60	0.12	0.08



4.2 流場分析與討論

為分析導流板配置對渦輪機性能的影響機制，本小節選取六個方案（如表 16 所示，按平均功率係數降序排列）進行流場分析。其中，60_75_65 方案作為參考組，針對 AN、LEN 變因各挑選一組方案，而 DIST 變因挑選兩組方案，並加入一組無導流板方案。

為研究不同葉片角度對於流場分布的影響，本小節定義角度變化值，如圖 29 所示，以 Y 軸右側為 0° 參考線，逆時針方向為正轉角。

圖 30 和圖 31 為 60_75_65 方案沿渦輪機一半高度 XY 剖面之 X 方向速度場和壓力場，其中從上到下分別對應於(a) $0^\circ/120^\circ/240^\circ$ 、(b) $30^\circ/150^\circ/270^\circ$ 、(c) $60^\circ/180^\circ/300^\circ$ 和(d) $90^\circ/210^\circ/330^\circ$ 的葉片旋轉角度（渦輪機的三個葉片同時處於對應的三個角度）。

隨著葉片角度的轉動，水流與葉片之間的相互作用呈現出周期性的變化，影響升力的產生，進而影響渦輪機的轉動。

在 0° 位置，水流在導流板的引導下，與葉片旋轉方向一致，在葉片前緣和內外兩側形成高流速區（橘紅色）。根據伯努力原理，流速增加時壓力會降低，因此對應圖 31 相同位置，可發現葉片兩側形成低壓區（淺綠色）。

在 30° 位置，葉片逐漸脫離導流板，因此也漸漸遠離高流速區，然而在葉片前緣仍保有一小部分高速區。

在 60° 位置，葉片完全脫離導流區域，開始阻擋水流，內外兩側流速降低，形成低速區（藍綠色）。而葉片內前緣仍保有旋轉帶動的流速，因此此處內外兩側產生較大的壓力差（對應圖 31(c)），產生更大的升力。

在 90° 位置，葉片垂直水流方向，干擾水流流動，因此葉片內外兩側逐漸出現轉為負流向（藍色），葉片前緣的高速區亦逐漸縮小，壓力差比起 60° 更小。

在 120° 位置，葉片外側和前緣內側因與流向相反，因此產生負流速區。



在 150° 位置，其負流速區擴大，延伸到葉片後方區域。

在 180° 位置，葉片完全進入導流板區域，流速與轉向相反，因此在葉片外側和後端形成範圍較大的負流速區，而葉片前緣內側則有一小部分高速區。

在 210° 位置，留下局部尾流區。葉片前緣內側高速區（低壓區）略為擴大。

在 240° 位置，尾流區縮小，葉片前緣內外兩側壓力差增加。

在 270° 位置，葉片前緣形成高流速區，外側為高壓區，內側則為低壓區，此時壓力差異大，提供大量升力。

在 300° 位置，葉片前緣開始受導流板影響，高速區域範圍擴大，後方尾流區幾乎消失，此時壓力差異大，亦提供升力。

在 330° 位置，葉片外側與前緣皆位於高速區。

根據圖 30、圖 31 和上述說明，流速差會導致壓力差，壓力差近一步產生升力，而作用於葉片的升力，其方向垂直於水流相對速度，因此在渦輪機右側（約 270° 到 90° ）會產生正扭矩，帶動渦輪機轉動；然而，渦輪機左側（約 91° 到 269° ）的升力則形成負扭矩，反而會阻礙渦輪機轉動。因此，若能透過不對稱之導流板設計，抑或是在渦輪機負扭矩側上游增設擋板(Patel et al., 2019)，使此側流速差降低，並提高正扭矩側流速差，將有助於提升整體渦輪機效率。

圖 32 為 60_75_65 方案沿渦輪機中心 XZ 剖面之 X 方向速度場。從圖中可觀察到，水深在渦輪機上下游存在明顯差異，主要是因為導流板的束縮與渦輪機的阻塞作用，圖 31 中的導流板上下游壓力差也源於此。而在渦輪機下游處，可分為兩個主要區域：其一是經過渦輪機葉片之流體，受到渦輪機擷取能量，因此流速降低；其二為渦輪機上下端板周圍，流體必須加速，以維持下游的質量守恆。

圖 33 為 60_75_65 方案沿渦輪機中心 YZ 剖面之 X 方向速度場。從圖中可以明顯看出導流板所導致的水位差異。此外也能觀察到與圖 32 相符的渦輪機中心低流速區和端板加速區。

圖 34 到圖 37 為不同角度下沿渦輪機一半高度之 XY 剖面的速度場分布。每張圖都顯示六組不同方案的流場狀況。從圖中可以觀察到，即使沒有導流板（方案 a），葉片周圍也會形成高速區和低速區，然而相較於其他方案，此流速差異不顯著。如果加裝導流板，即使導流板距離(DIST)較大（方案 e），導流板也能夠提升兩側流速，從而使葉片內外側產生流速差異。隨著 DIST 縮小，流速差異會進一步增大，進而提高渦輪機效率。而導流板長度(LEN)主要會使兩側高速區延伸至更下游處（方案 f），但對渦輪機周遭之流場影響甚微，因此對渦輪機效率影響不大。導流板角度(AN)對流場的影響也不甚明顯，因此此兩參數對渦輪機的效率影響不如 DIST 影響劇烈。

圖 38 為 BASE、平行版(0_150_80)和 60_75_80 三方案沿渦輪機一半高度 XY 剖面之 X 方向速度場。從圖中可知，若僅加裝平行版(0_150_80)，其對於板面周圍的水流引導作用和邊界層效應甚微，因此渦輪機周圍整體流場變化與 BASE 幾乎相同。然而，雖然 60_75_80 方案導流板間距離和 0_150_80 同為 80mm，但因其束縮作用，進而使流場變化更顯著，提高渦輪機周圍流速，使渦輪機轉動效率增加。

表 16 流場分析方案選擇表



方案 AN_LEN_DIST	平均功率係數	說明 (與最佳組差異)
BASE	0.057	無導流板
60_75_65	0.334	最佳組
60_120_65	0.328	LEN: 120mm
30_75_65	0.317	AN: 30°
60_75_80	0.232	DIST: 80mm
60_75_120	0.095	DIST: 120mm

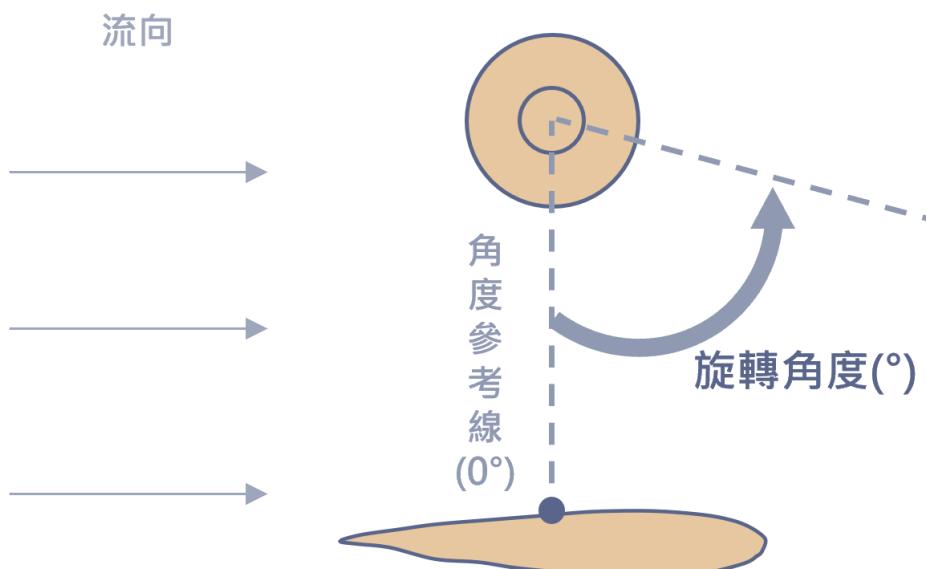


圖 29 葉片旋轉角度示意圖

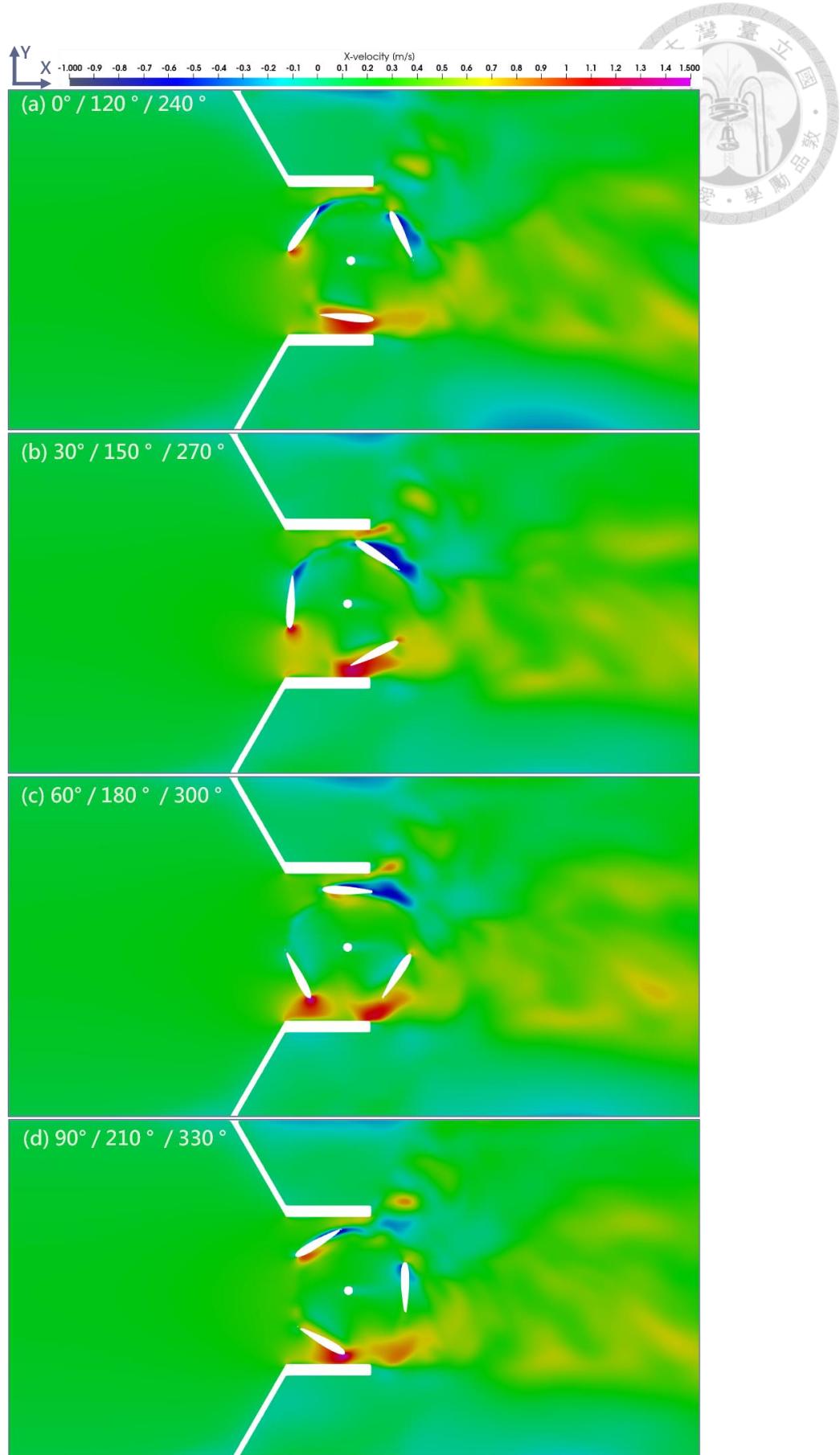


圖 30 60_75_65 方案沿渦輪機一半高度之 XY 剖面之 X 方向速度場

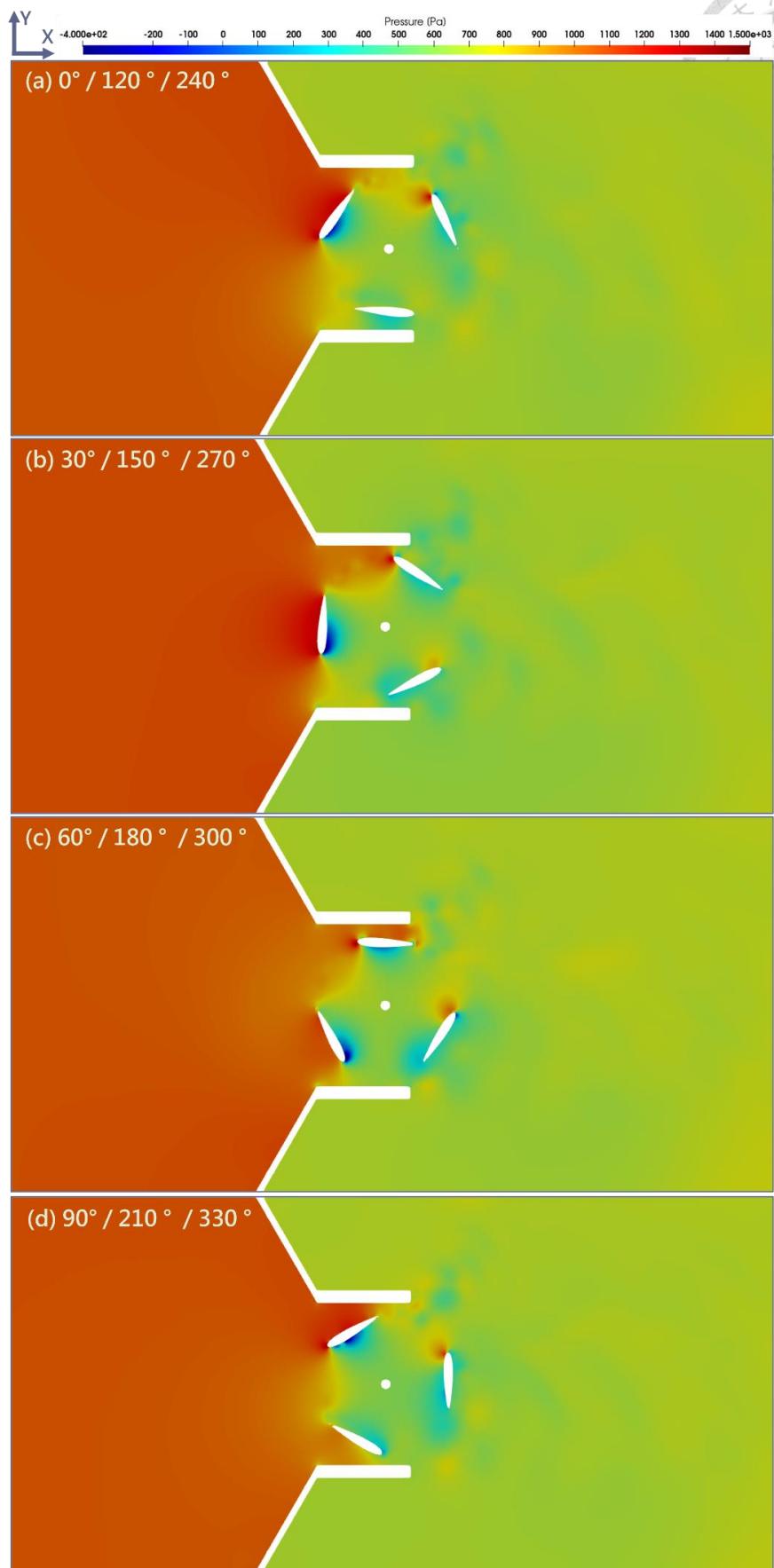


圖 31 60_75_65 方案沿渦輪機一半高度 XY 剖面之 X 方向壓力場

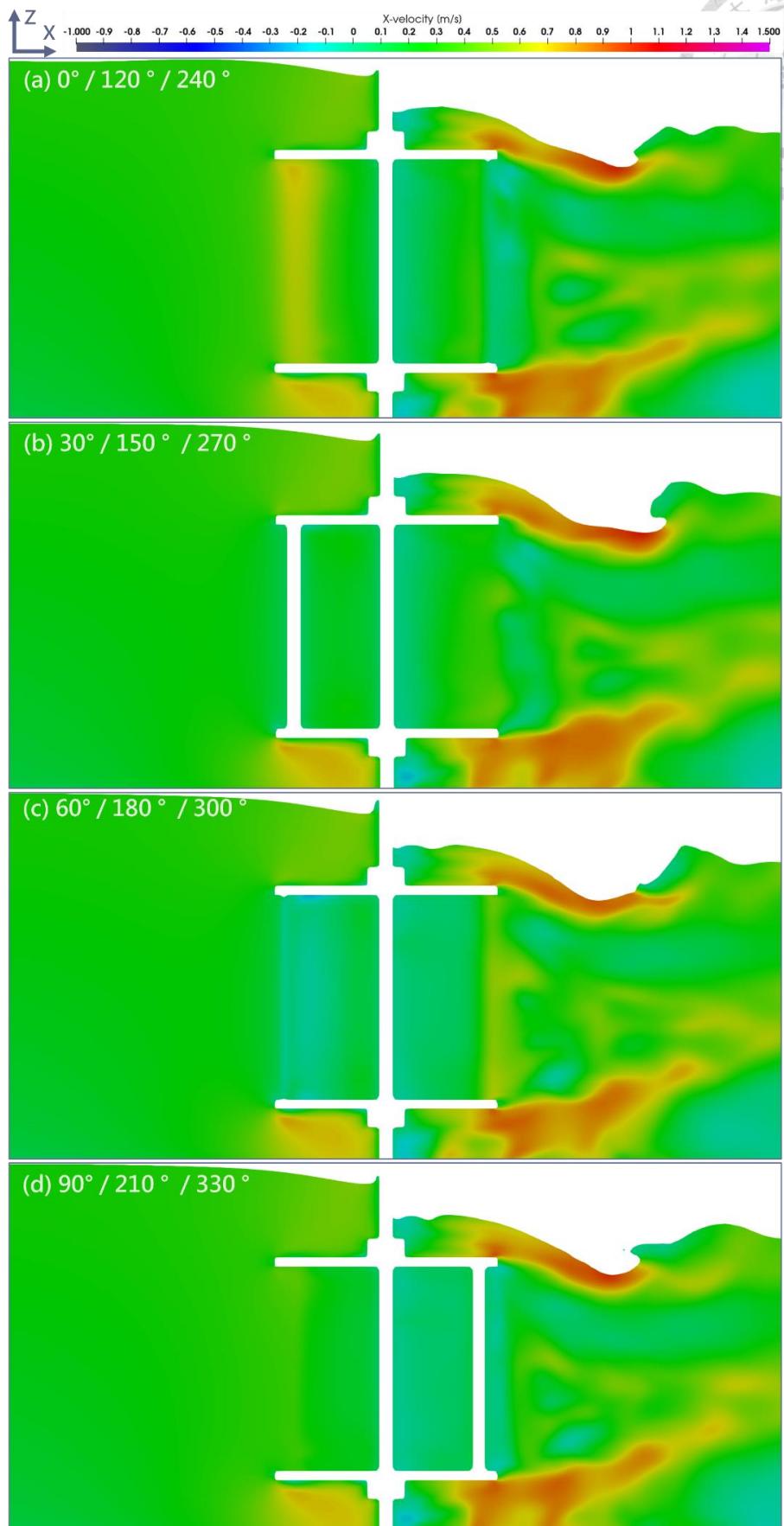


圖 32 60_75_65 方案沿渦輪機中心 XZ 剖面之 X 方向速度場

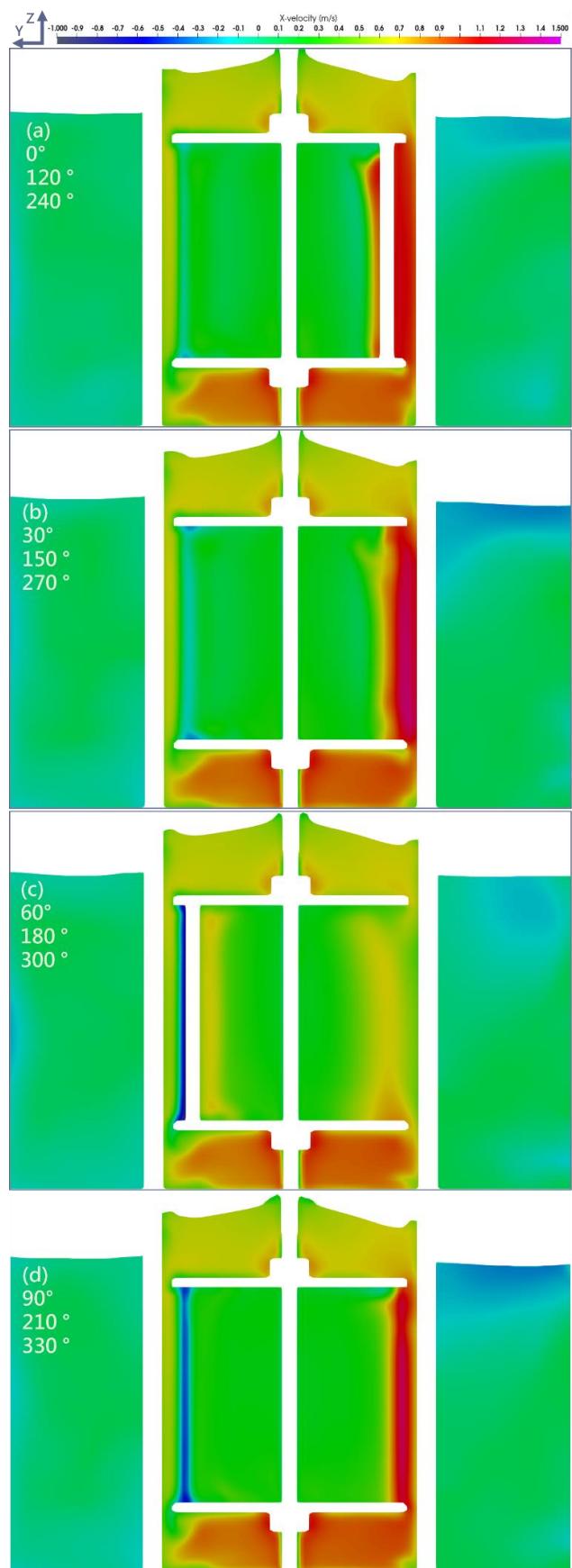


圖 33 60_75_65 方案沿渦輪機中心 YZ 剖面之 X 方向速度場

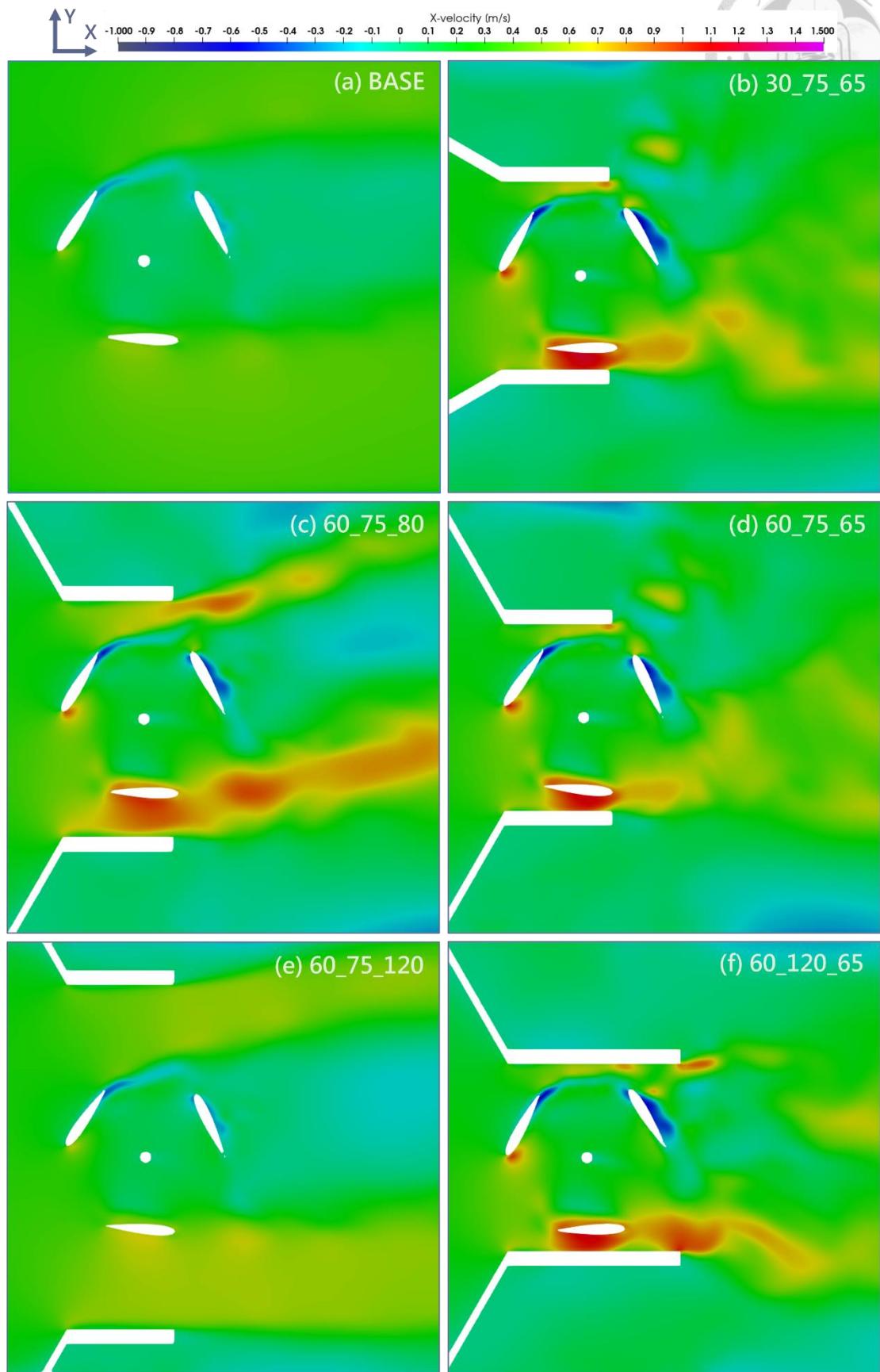


圖 34 葉片 $0^\circ/120^\circ/240^\circ$ 沿渦輪機一半高度之 XY 剖面的速度場

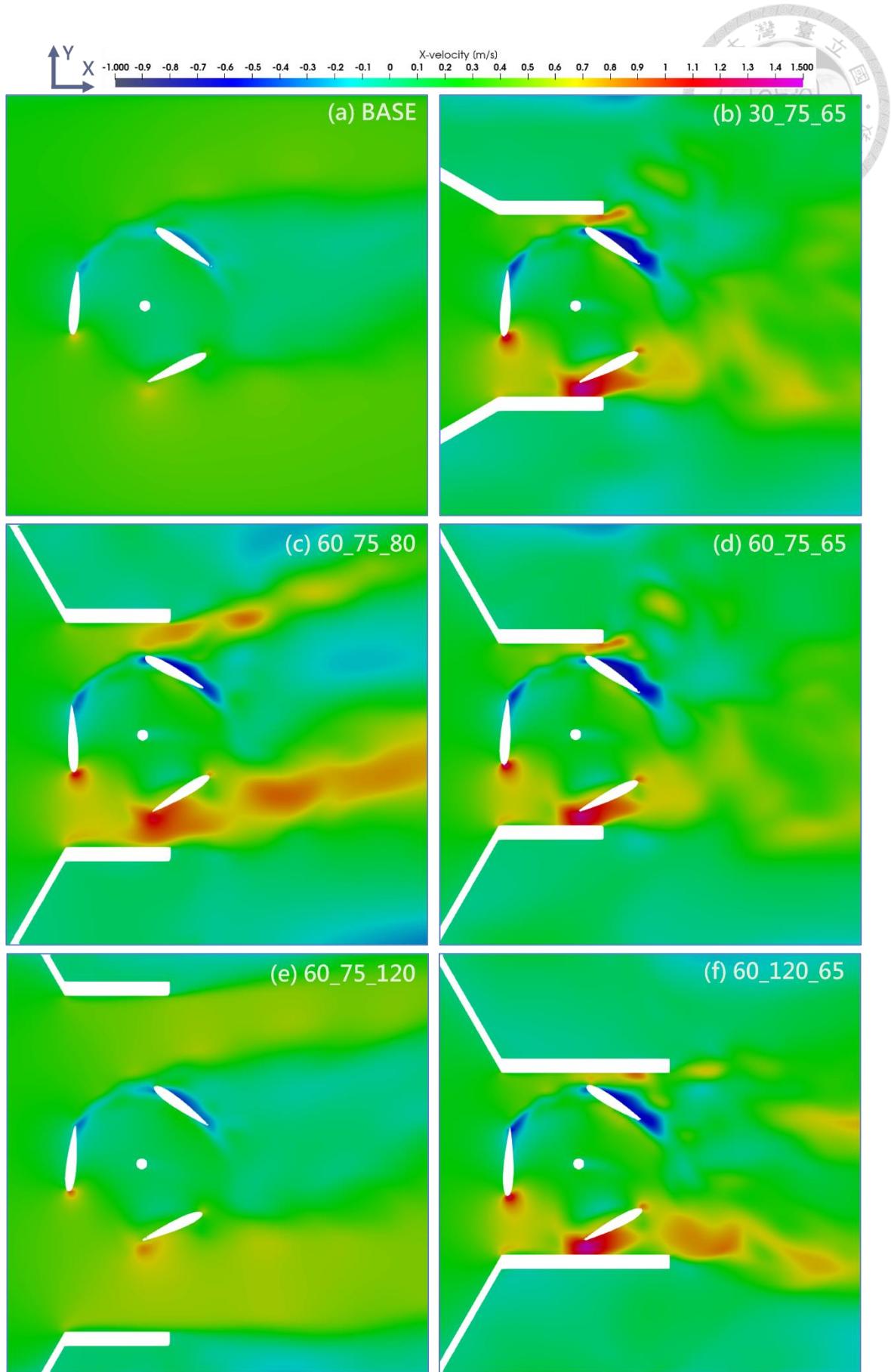


圖 35 葉片 $30^\circ/150^\circ/270^\circ$ 沿渦輪機一半高度之 XY 剖面的速度場

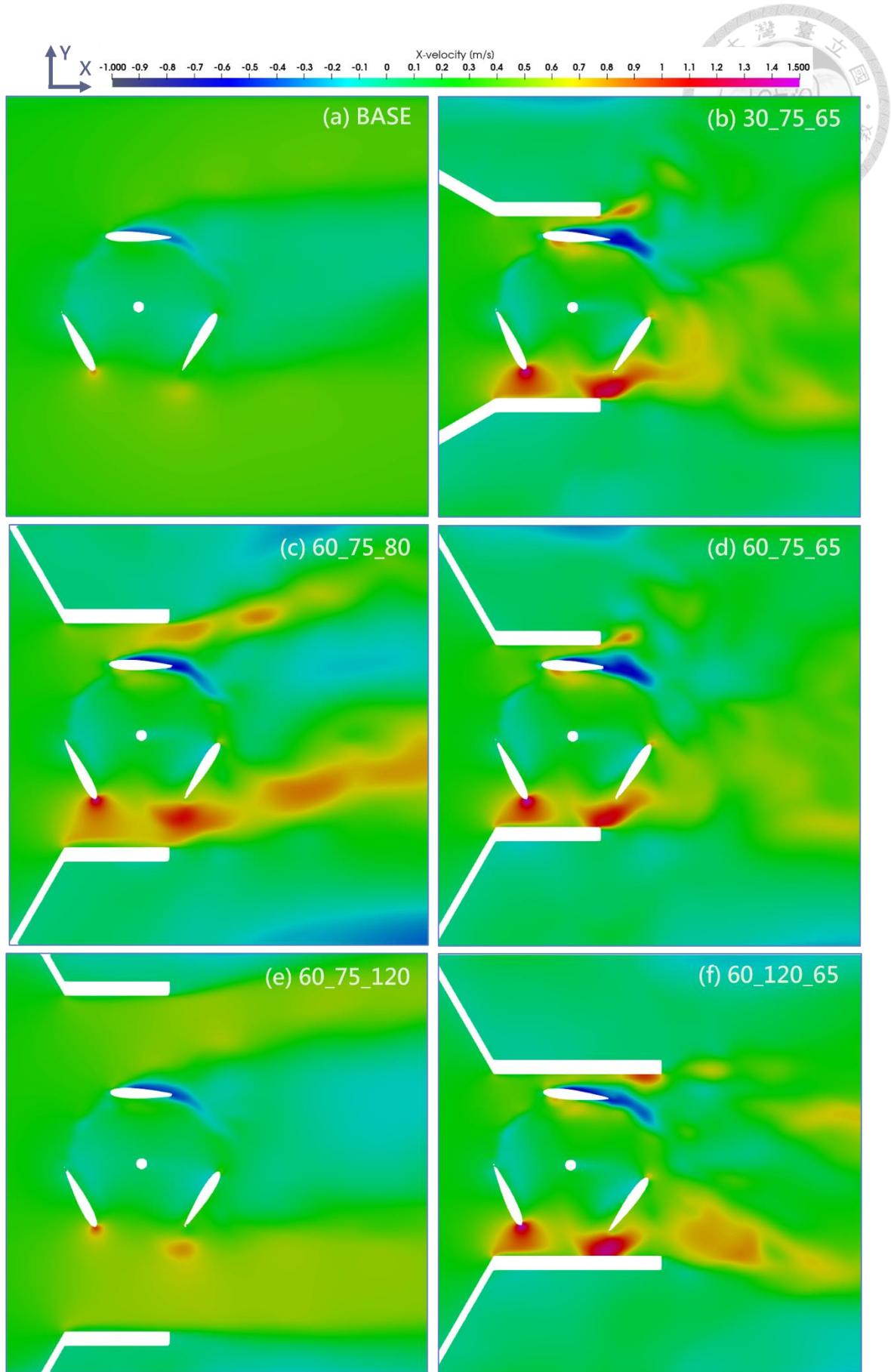


圖 36 葉片 $60^\circ/180^\circ/300^\circ$ 沿渦輪機一半高度之 XY 剖面的速度場

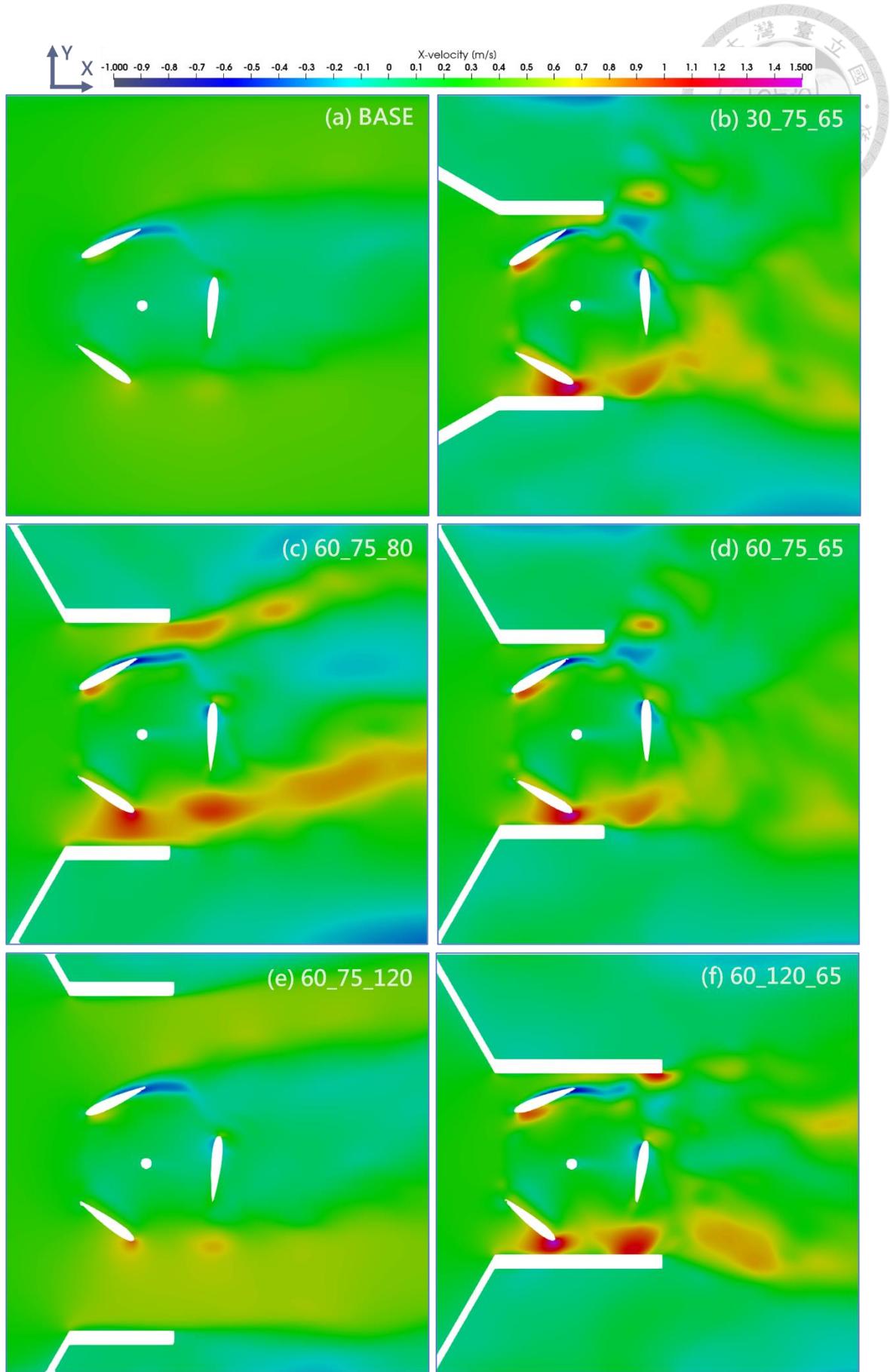


圖 37 葉片 $90^\circ/210^\circ/330^\circ$ 沿渦輪機一半高度之 XY 剖面的速度場

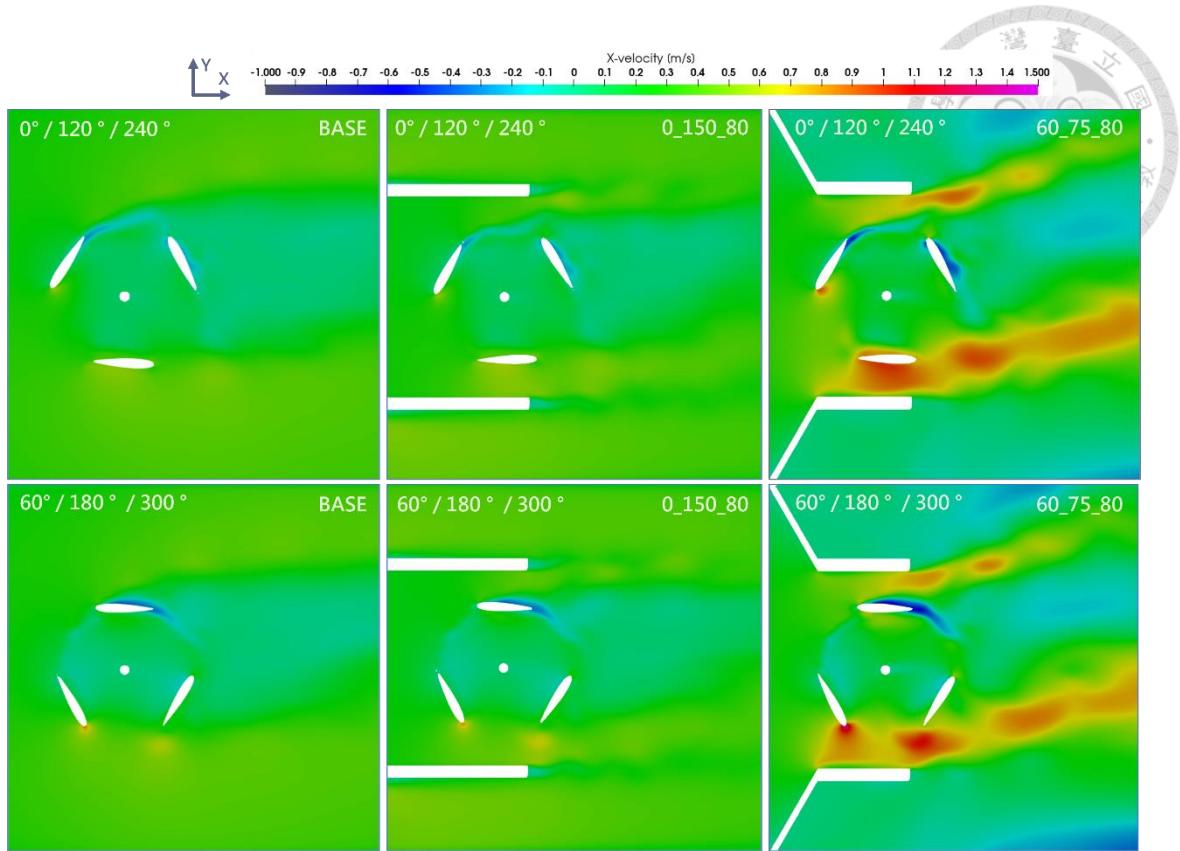


圖 38 沿渦輪機一半高度之 XY 剖面之 X 方向速度場 (平行版比較)



4.3 涡輪機效率分析與討論

前一小節已分析六種導流板配置對於流場的影響與效率變化的可能原因。本小節針對 18 組導流板方案的渦輪機功率進行分析討論，結果如圖 39 至圖 51 所示，性能結果如表 17 所示。分析內容包含渦輪機角速度、平均扭矩、功率、平均功率係數四項評估參數。為比較不同導流板設計參數對結果的影響程度，分別以全部方案和 DIST (導流板距離) 分組呈現。不同 AN、LEN、DIST 分別以虛線型式、線寬、顏色作區分。

● 角速度

圖 39 顯示所有方案的渦輪機角速度隨時間之變化曲線。時間範圍為 2.5 秒到 4.1 秒，這段時間為參考組(BASE)渦輪機穩定運轉兩圈所需的時間。所有方案的角速度都在 8 到 17 (rad/s) 之間。在圖中亦可觀察到明顯的數據分群現象。根據導流板距離(DIST)不同，可以將方案大致分為五群。DIST 最窄的組 (深藍色) 角速度最高，約為 16~17 (rad/s)。隨著 DIST 增加，角速度逐漸降低，最低組 DIST 為 120mm，角速度約 10 (rad/s)。值得注意的是，0_150_80 方案之角速度變化與參考組相似，顯示由兩個平行擋板組成的簡單設計並不能提高角速度。此外，渦輪機的角速度呈現週期性變化，原因在葉片於不同角度位置時所受到的力矩不同，如 4.2 小節所述。渦輪機整體角速度同時受到三個相差 120 度的葉片的合力作用，因此每經過三個波型，就代表渦輪機完整旋轉一圈。當渦輪機角速度越快，其波形頻率也就越高，因為渦輪機旋轉一圈所需的時間越短。而振幅則顯示角速度的變化幅度，振幅越大，意謂著渦輪機越不穩定，可能使得渦輪機在轉動過程中更易受損，因此若能減小振幅，則有助於渦輪機實際運作時的壽命。圖 40 顯示所有方案的振幅與平均角速度之關係圖，從圖中觀察出，設置導流板除了能增加角速度外，亦能降低振幅，使渦輪機更穩定，然而，不同配置所對應之平均角速度與振幅之間並無明顯關聯，意謂著提高角速度不一定會使渦輪機旋轉時更不穩定。

圖 41 顯示以導流板距離(DIST)為基準分組的渦輪機角速度隨時間變化曲線。從圖中可看出，在其他變數相同的條件下，導流板角度(AN)為 60 度的角速度會略高於 30 度的，但此差異不大，對角速度的影響不到 0.5 (rad/s)。對於 DIST 為 80mm 的方案，導流板長度(LEN)對於角速度無明顯之影響，但對於 DIST 為 65mm 的方案，LEN 較長則角速度會略低。

綜合來看，導流板設計有助於提高渦輪機角速度，提升範圍約 25% 到 110%，亦能使渦輪機轉動更穩定。其中，導流板角度(AN)和導流板長度(LEN)對角速度的影響較小，而導流板距離(DIST)之影響較大，且隨著導流板越靠近渦輪機，角速度會明顯增加。

● 平均扭矩

平均扭矩是選取不同方案的渦輪機在轉動一圈所需的時間範圍內扭矩的平均值。圖 42 顯示所有方案的渦輪機平均扭矩。所有方案的平均扭矩都在 0.003 到 0.010(N·m)之間。從圖中可看出，平均扭矩的整體分布與角速度類似，主要受導流板距離(DIST)的影響。然而，0_150_80 方案之平均扭矩低於參考組，顯示簡易檔板設計甚至對渦輪機性能產生負面影響。

綜合來看，經過設計的方案也有助於提高渦輪機平均扭矩，提升範圍約 14% 到 185%，其中，仍以導流板距離(DIST)之影響較大，隨著導流板越靠近渦輪機，平均扭矩明顯增加。然而導流板角度(AN)和導流板長度(LEN)對平均扭矩的影響較小，且尚無明確規律。

● 功率

渦輪機功率是角速度和扭矩的乘積。圖 44 顯示所有方案的渦輪機功率，範圍從 0.02 到 0.16 (W)。由圖中觀察出，由於平均扭矩的影響，整體分群現象更加明

顯。對於導流板距離(DIST)較高的群，其功率差異擴大不少，而 DIST 較低的群則反而更加接近。

圖 45 和圖 46 分別顯示全部方案和以 DIST 進行分組的渦輪機在運轉一圈內功率隨角度之變化曲線。從圖中可以看出，功率隨角度之變化明顯呈現三葉瓣形狀，且隨導流板越靠近渦輪 (DIST 越小)，其功率峰值逐漸從 $60^\circ/180^\circ/300^\circ$ 轉移到 $90^\circ/210^\circ/330^\circ$ 左右。此現象表明，導流板設置不僅能提高速度差，增加渦輪機功率，亦會改變流場分布，導致最佳葉片角度位置組合發生變化。

● 功率係數

功率係數的計算方法可參考式 3，其中渦輪機功率採用運轉一圈內的平均功率，而流速則採用上游邊界 $0.408(m/s)$ 。圖 47 顯示所有方案之渦輪機平均功率係數，表 17 則列出不同性能參數平均化的結果。由結果可知，無導流板之渦輪機原始功率係數約為 0.06，而簡易擋板設計的功率係數反而降低為至 0.05。加裝導流板後，隨著導流板距離(DIST)的減小，功率係數從 0.1 提高到 0.335 左右，提升幅度約為 66% 到 450%，其中功率係數最高為 30_120_65 方案之 0.335。在所有分群中，若導流板長度(LEN)為 $65mm$ ，則功率係數會隨著導流板角度(AN)增大而提升，但當導流板長度為 $120mm$ 時，情況則相反。然而兩者對效率的提升遠不如導流板距離(DIST)的影響顯著。

圖 48 為渦輪機角速度變化頻率與功率係數之關係圖，由圖中可知，功率係數與變化頻率呈線性正相關，隨著導流板距離(DIST)減少，變化頻率逐漸提高，意謂著角速度增加，因此功率係數隨之上升。圖 49 則為渦輪機角速度變化振幅與功率係數之關係圖，觀察圖中發現，設置導流板不僅能增加功率係數，亦能減少渦輪機轉動的振盪，使運作更穩定，然而較穩定之渦輪機，其功率係數並不一定較高，顯示除了穩定程度外，渦輪機亦有可能受到如湍流等其他因素影響，使得效率減少。



此外，渦輪機的性能亦受到葉尖速比之影響，計算參考式 4，其中流速採用上游邊界 $0.408(m/s)$ 。圖 50 為不同渦輪機類型，在開放環境下（無導流或束縮裝置下的明渠流）的葉尖速比和功率係數關係圖(Behrouzi et al., 2016)。由圖中可知，所有渦輪機類型皆遵守貝茲極限，而本研究使用之升力式垂直軸水動力渦輪機(Darrieus)，其功率係數在葉尖速比到達 4 以前，呈現指數函數，當葉尖速比為 4 左右時，功率係數峰值約為 0.4，而後開始隨著葉尖速比增加而下降。圖 51 為本研究之葉尖速比-功率係數圖。由圖中可知，隨著導流板距離(DIST)減少，葉尖速比逐漸由 1.2 增加到 2.5，而功率係數亦隨之呈現指數成長，其趨勢與圖 50 相符，然而，因導流裝置使得渦輪機之功率係數增加，使得整體性能曲線向左平移，在葉尖速比為 2.5 時，功率係數由 0.06 增加到 0.33，提升約五倍，再次表明導流板對於渦輪機性能之提升。

另一方面，目前對於導流板之研究集中於 Savonius 型渦輪機，如 Golecha et al. (2011)針對導流板擺放位置進行研究，結果顯示最佳放置點能增加 50% 功率係數；Mosbahi et al. (2019)針對導流板之角度、長度進行最佳化設計；而 Salleh et al. (2020)使用非對稱式設計，探討不同導流板角度位置與高度對於渦輪機性能的影響，其中最佳設計可提升 100% 功率係數。然而，目前針對 Darrieus 型效率提高配置的研究，大多集中在風力發電上，而 Darrieus 水動力渦輪機導流板配置之研究非常稀少，因此本研究亦彌補了此研究缺口。

表 17 導流板模擬方案渦輪機性能結果總覽表

方案	平均角速度	平均扭矩	平均功率係數	平均葉尖速比
	(rad/s)	(N·m)	(-)	(-)
BASE	8.05	0.0035	0.057	1.18
0_150_80	8.16	0.0027	0.045	1.20
30_75_65	16.82	0.0092	0.317	2.47
30_75_75	15.10	0.0076	0.235	2.22
30_75_80	14.48	0.0071	0.211	2.13
30_75_100	12.00	0.0055	0.135	1.77
30_75_120	10.01	0.0040	0.081	1.47
30_120_65	16.14	0.0101	0.335	2.37
30_120_80	14.49	0.0081	0.240	2.13
45_75_65	16.96	0.0093	0.324	2.49
45_75_80	14.58	0.0072	0.216	2.14
60_75_65	17.11	0.0095	0.334	2.52
60_75_75	15.32	0.0074	0.233	2.25
60_75_80	14.82	0.0076	0.232	2.18
60_75_100	12.13	0.0059	0.147	1.78
60_75_120	10.07	0.0046	0.095	1.48
60_120_65	16.46	0.0097	0.328	2.42
60_120_80	14.76	0.0071	0.216	2.17

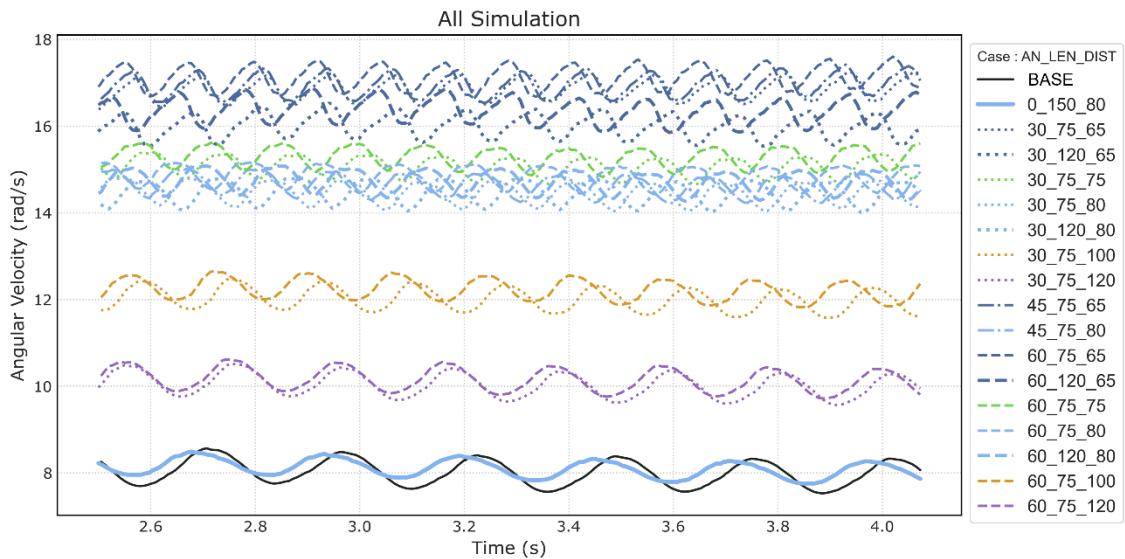


圖 39 涡輪機角速度隨時間變化圖（所有方案）

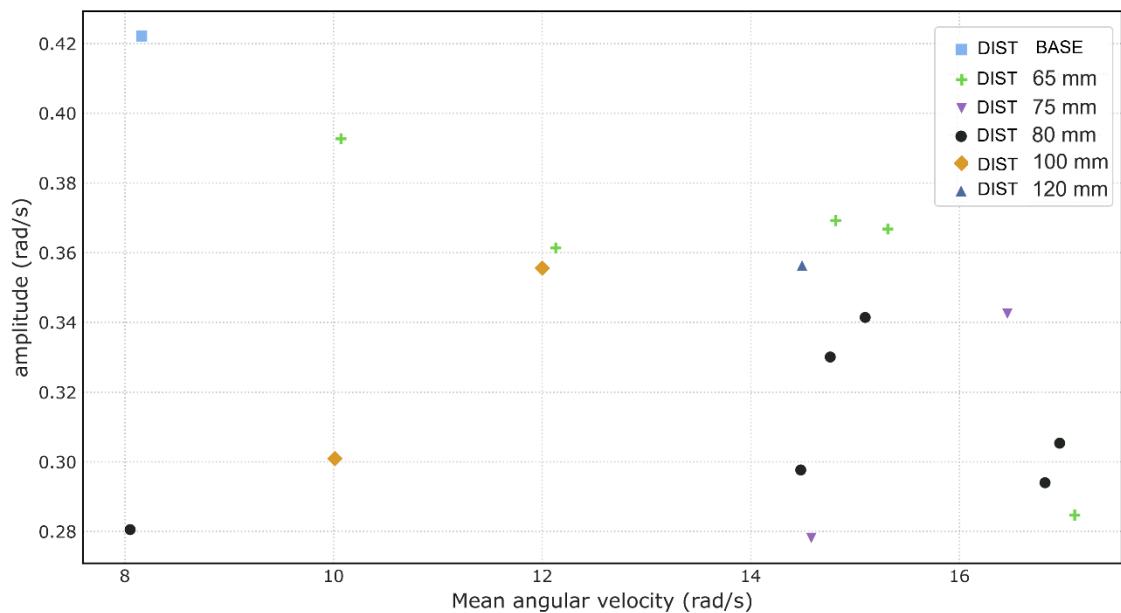


圖 40 涡輪機平均角速度與波形振幅關係圖（所有方案）

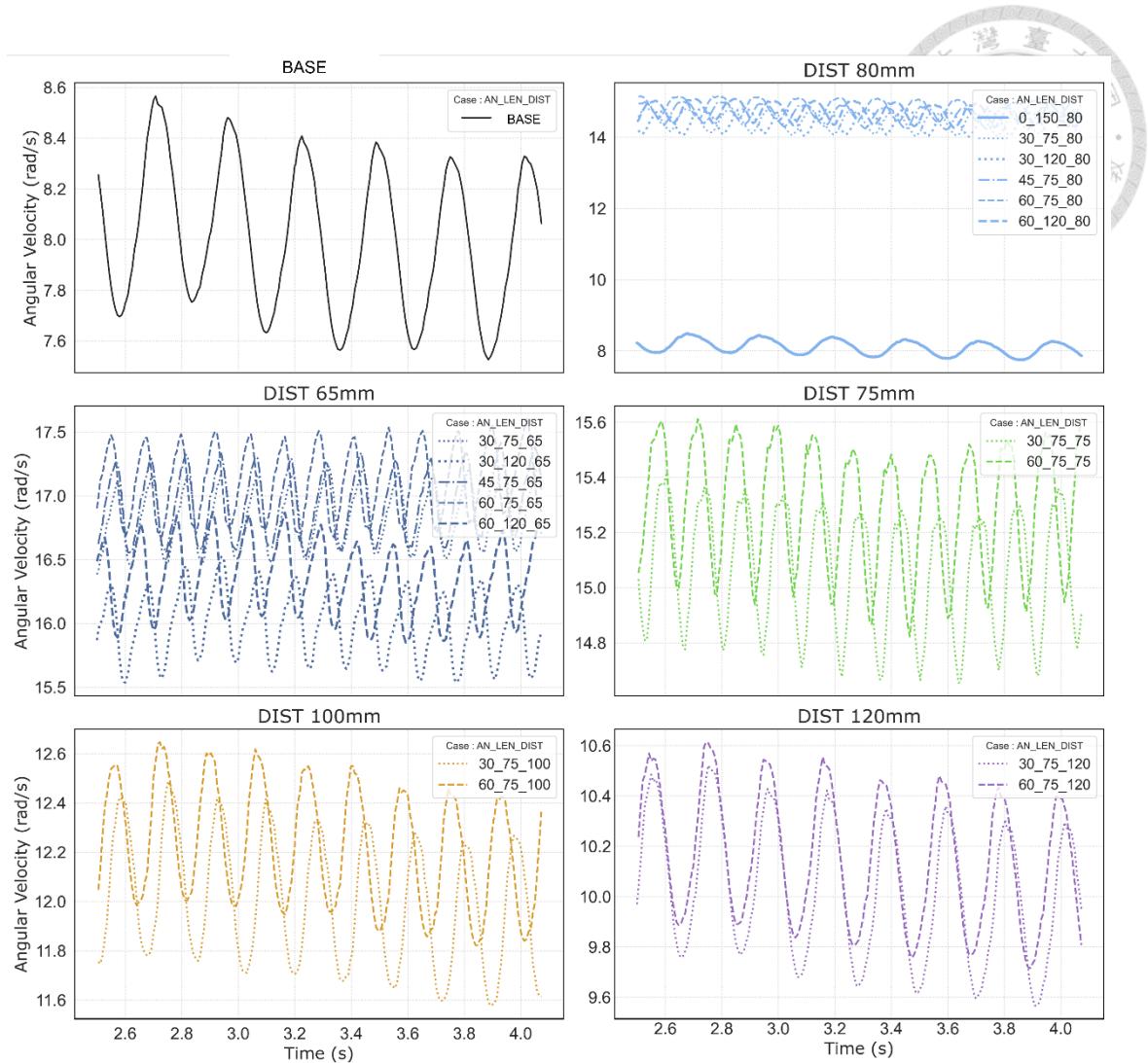


圖 41 涡輪機角速度隨時間變化圖（以 DIST 分組）

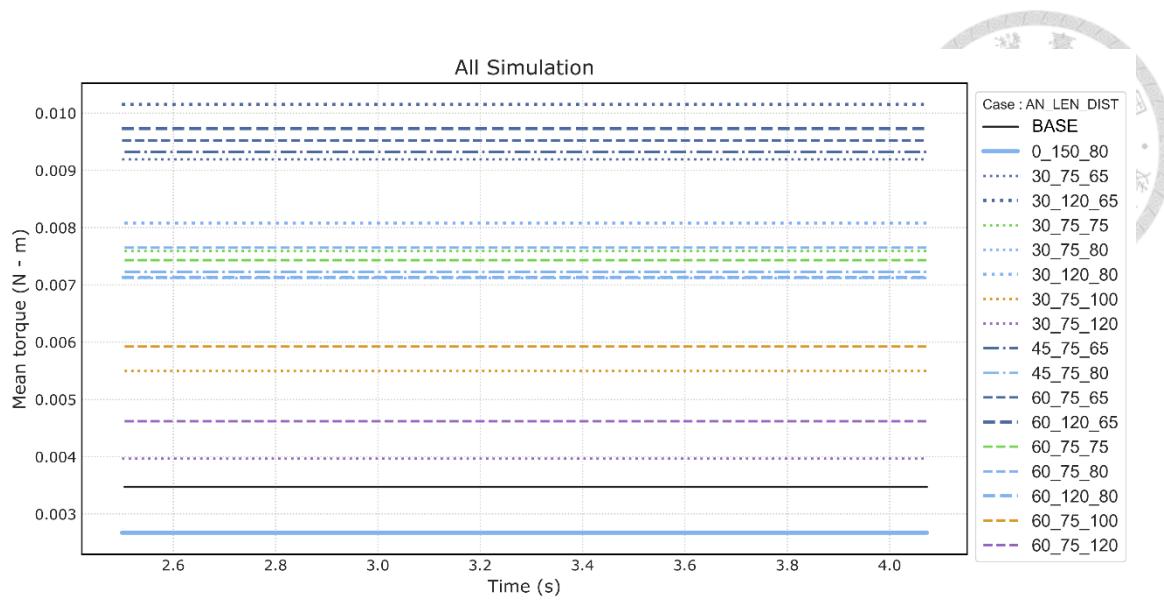


圖 42 涡輪機平均扭矩圖（所有方案）

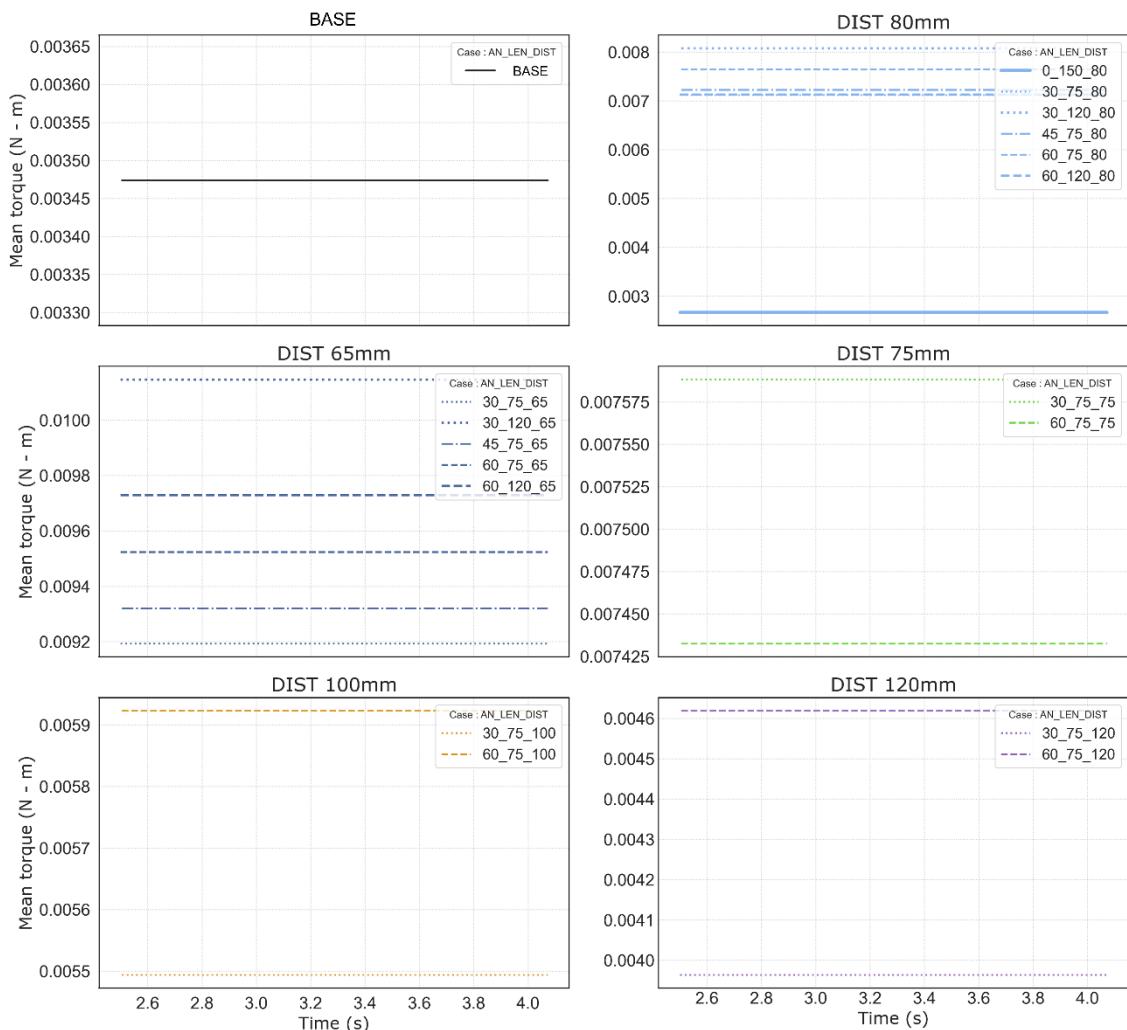


圖 43 涡輪機平均扭矩圖（以 DIST 分組）

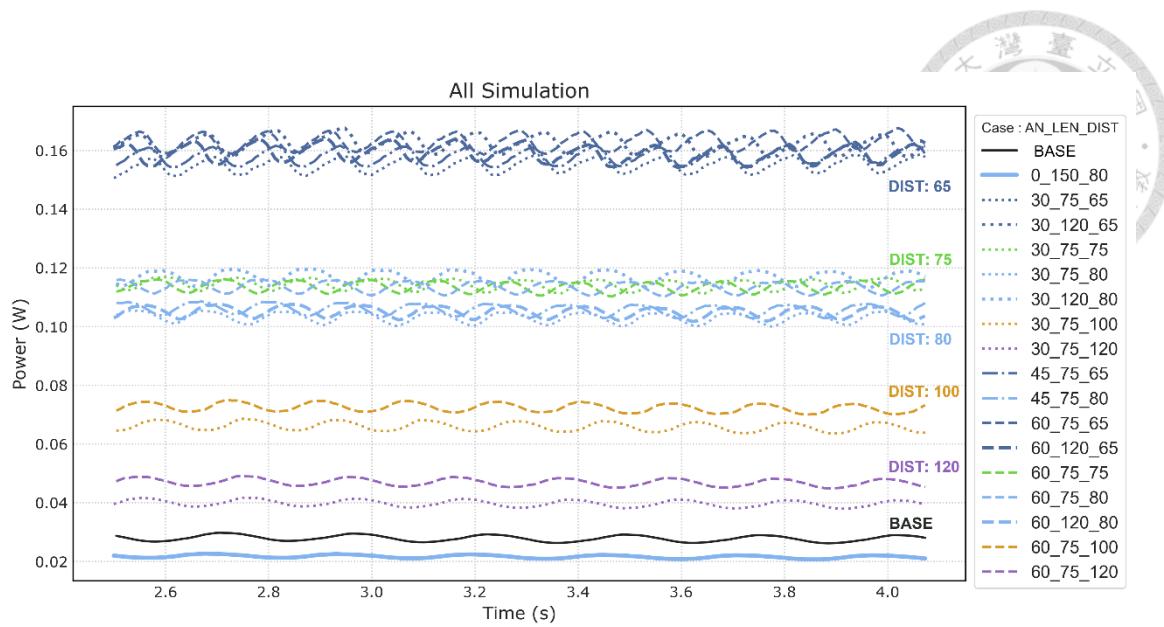


圖 44 涡輪機功率隨時間變化圖（所有方案）

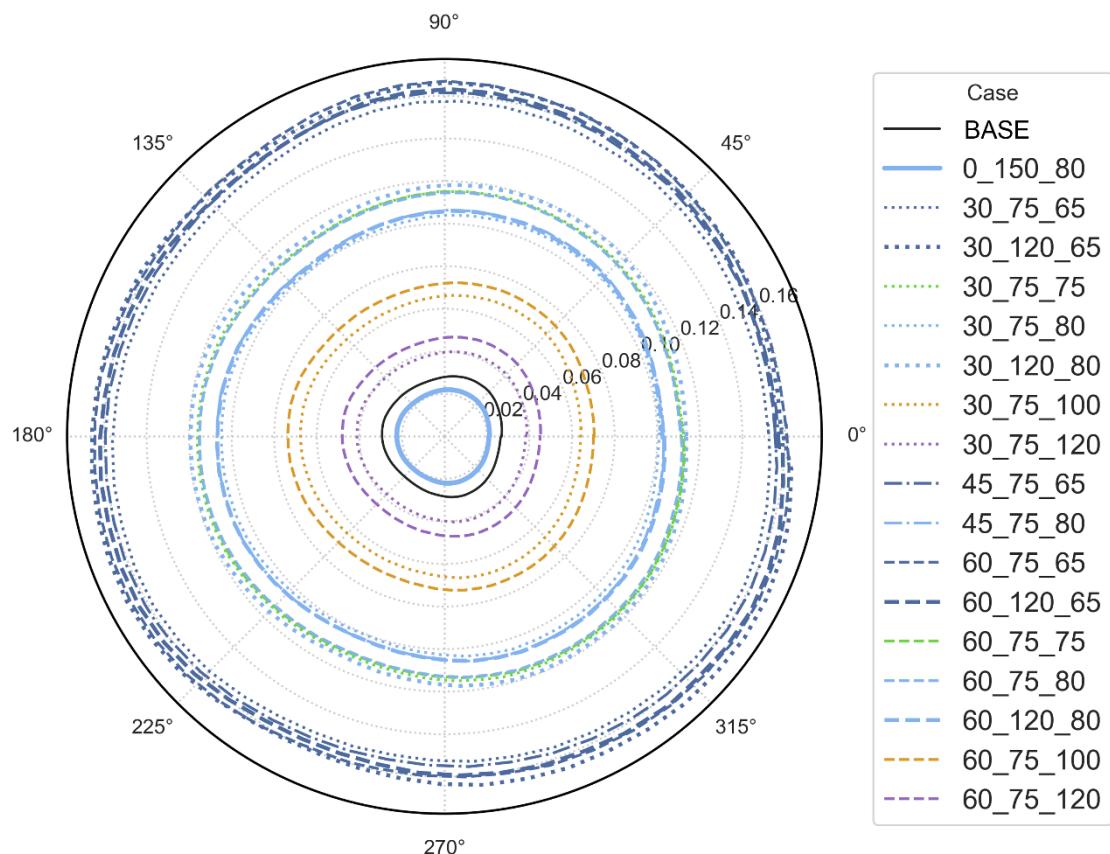


圖 45 涡輪機功率隨轉動角度變化圖（所有方案）

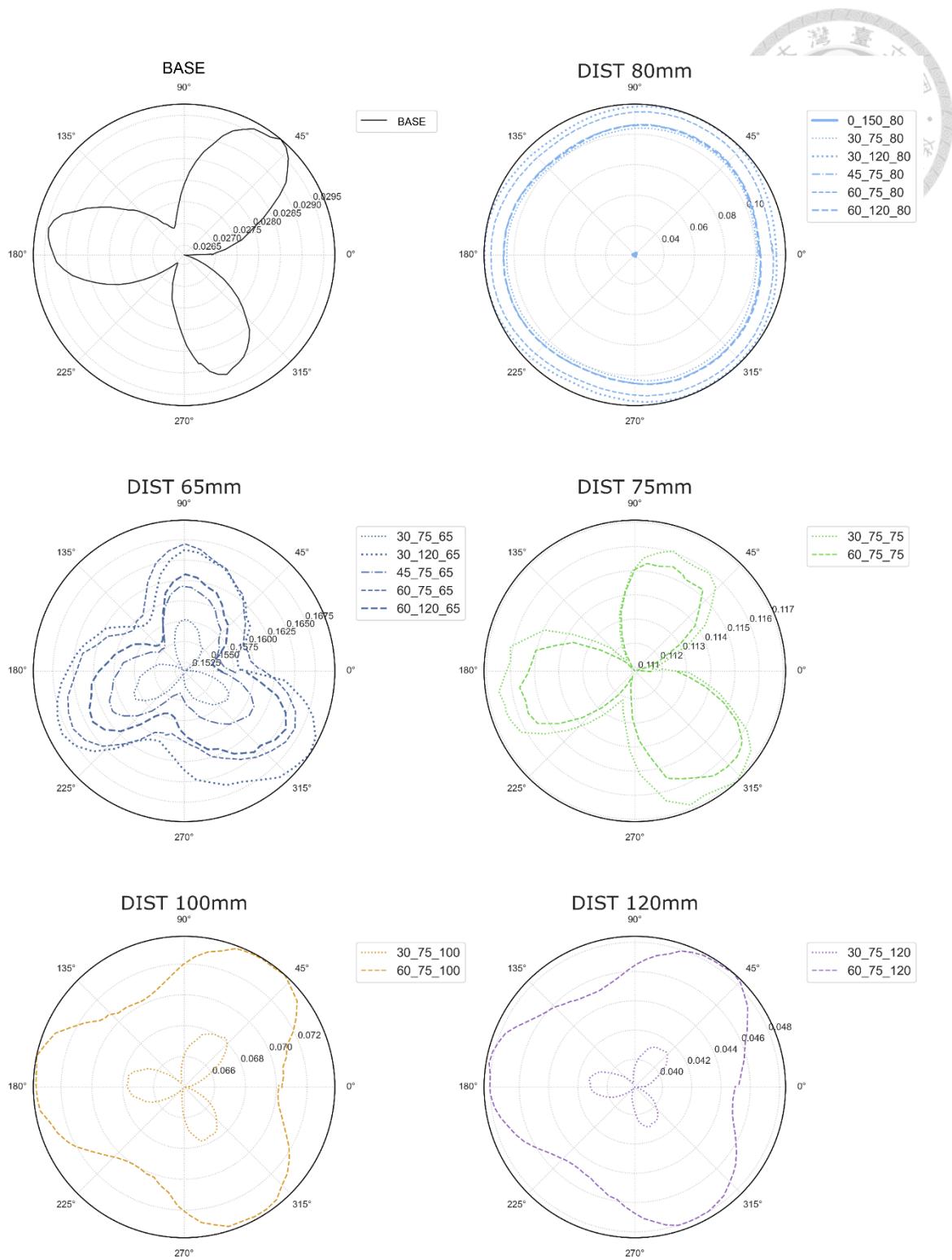


圖 46 涡輪機功率隨轉動角度變化圖（以 DIST 分組）

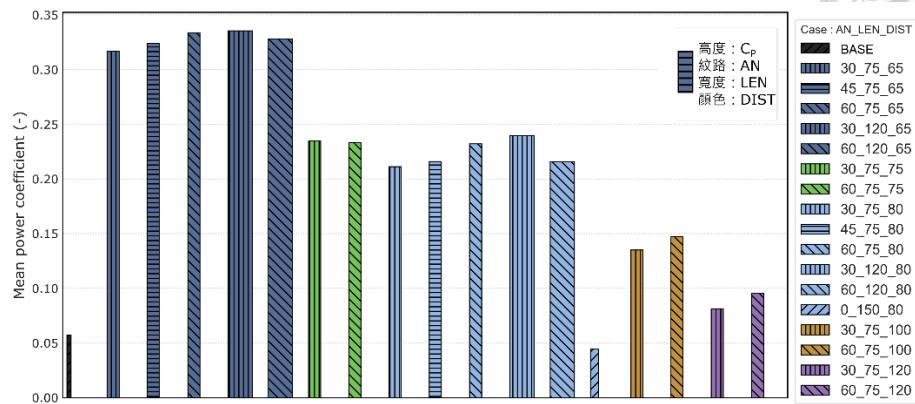


圖 47 涡輪機平均功率係數圖 (所有方案)

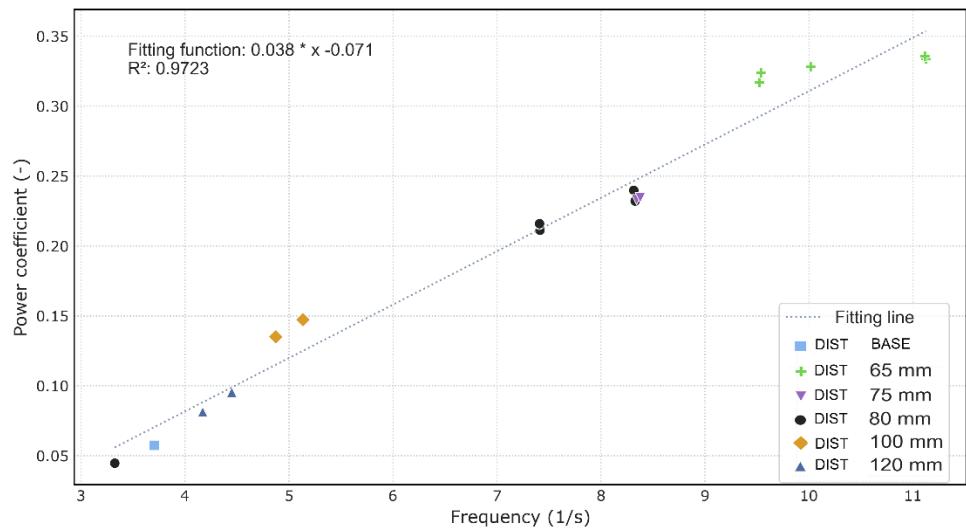


圖 48 涡輪機角速度變化頻率與功率係數關係圖 (所有方案)

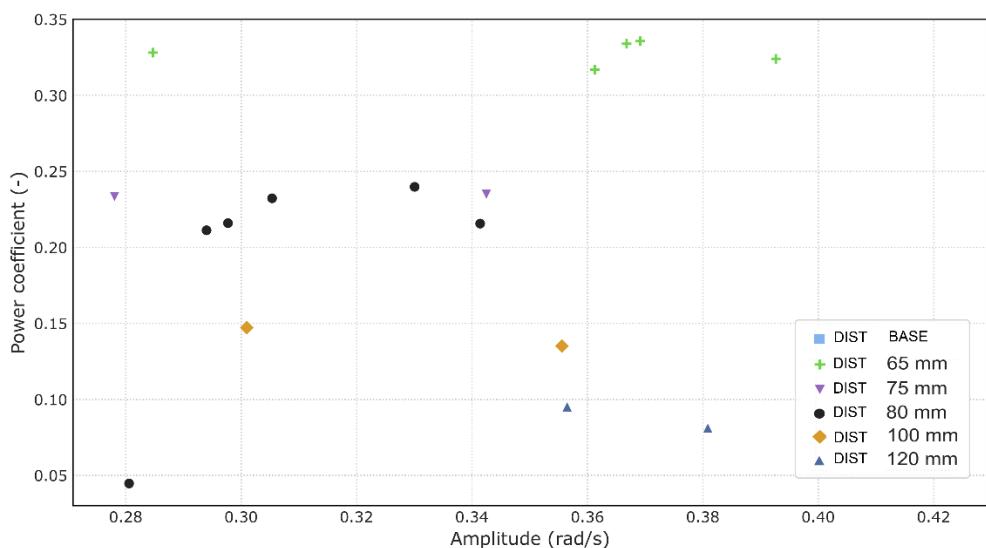


圖 49 涡輪機角速度變化振幅與功率係數關係圖 (所有方案)

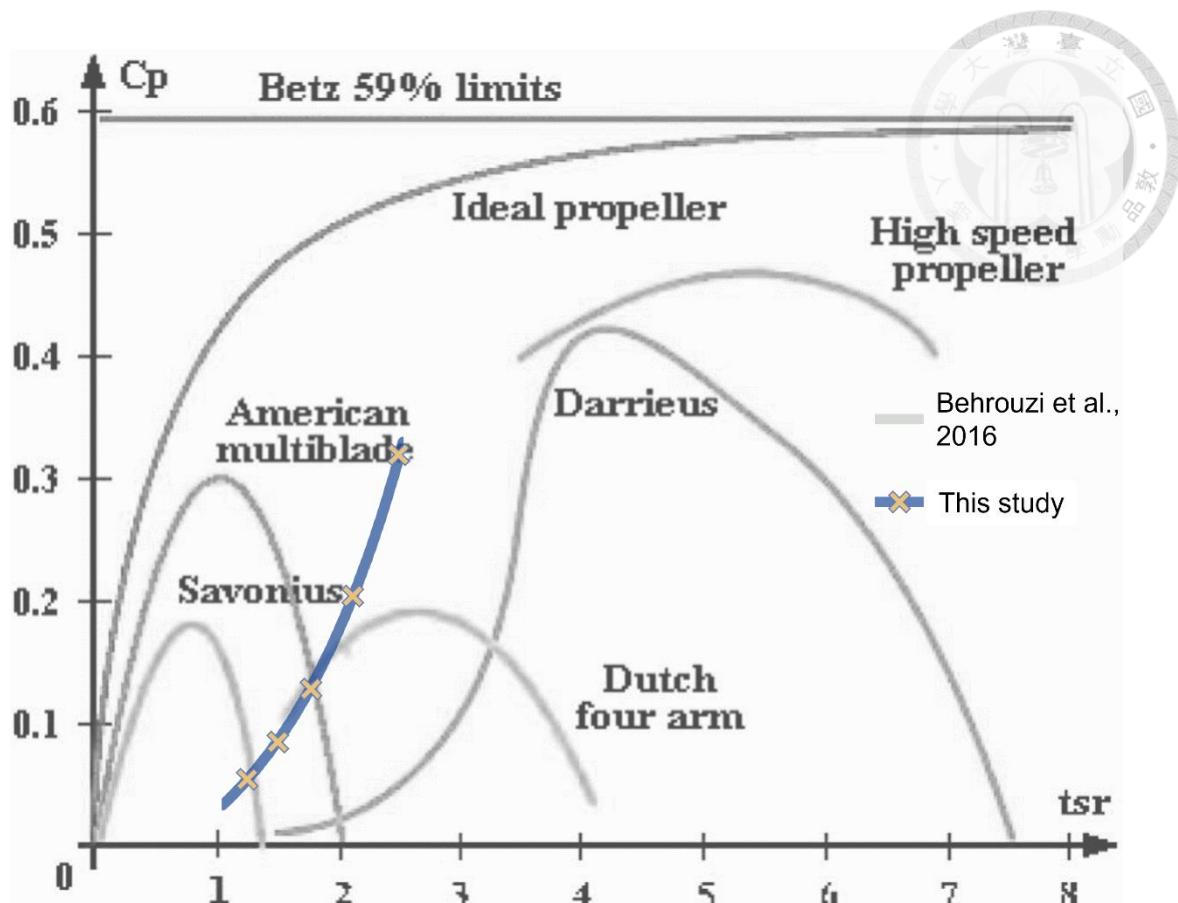


圖 50 本研究與典型性能曲線(Behrouzi et al., 2016)比較圖

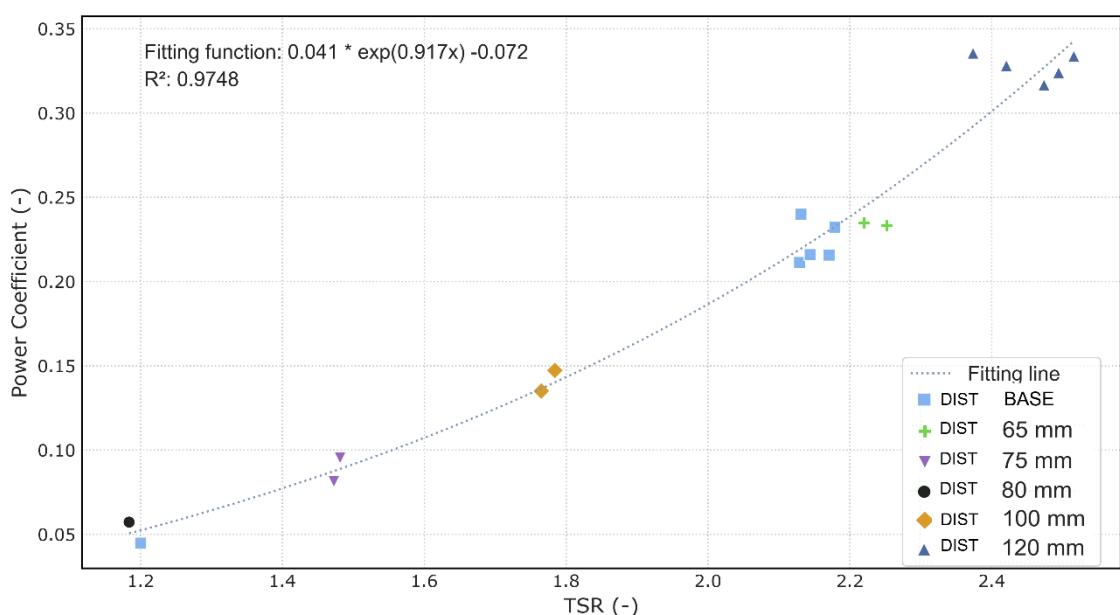


圖 51 涡輪機葉尖速比-功率係數關係圖 (所有方案)

第五章結論與建議



5.1 結論

1. 本研究成功結合水槽試驗與數值模式，探討不同導流板角度(AN)、長度(LEN)與距離(DIST)對於流場變化與功率係數之影響，證明導流版的配置能顯著提升渦輪機發電效率，彌補過往對於升力式垂直軸水動力渦輪機(Darrieus)相關研究之不足，此外亦為臺灣小水力發電發展提供一些貢獻。
2. 水槽試驗與數值模式結果顯示，由於受到渦輪機的阻塞作用，上游水位提高而下游水位迅速降低，而渦輪機周遭的流速變化也較劇烈，此現象驗證渦輪機對流場的顯著影響。
3. 對比水槽試驗結果與兩種不同網格解析度之數值模擬方案，其水位與流速結果之百分誤差在大部分區域內分別控制在 1% 與 2% 之間，在渦輪機附近誤差較大，但仍在 2.5% 與 5% 以內，驗證數值模式的可靠度。兩種不同網格解析度的模擬方案中，細網格方案在結果準確度上略優於粗網格方案，其整體誤差約比粗網格方案小不到 1%，但其運算時間明顯更長，約為粗網格的 6.49 倍。因此，綜合考慮對結果的精度影響和運算時間成本，選擇粗網格方案作為導流板配置方案之網格架構。
4. 流場分析結果表明，除了渦輪機本身的阻塞作用，導流板的束縮亦會增加水位差異，從而產生更大的上下游壓力差。而較大之壓力差有助於增加升力。此外，導流板能引導接近板面的水流流向，並提升其流速，從而使渦輪機葉片內外側產生流速差異。且隨著導流板距離(DIST)縮小，流速差異會逐漸擴大，進而提高渦輪機效率。而導流板長度(LEN)和導流板角度(AN)對渦輪機周遭流場的影響相較於導流板距離(DIST)而言甚微。
5. 渦輪機效率分析結果顯示，由兩個平行擋板組成的簡單設計無法顯著提高角速度，並且會導致扭矩降低，進而使渦輪機功率係數從 0.06 降至 0.05。



6. 無導流板配置之渦輪機，其角速度約為 8 (rad/s)，當導流板距離(DIST)從 120 (mm)減少到 65 時，角速度從 10 增加到 17，提升範圍約 25% 到 110%。而導流板角度(AN)和導流板長度(LEN)對於角速度的影響不到 0.5 (rad/s)。此外，渦輪機的角速度受到三個相差 120° 的葉片的合力作用，而葉片在不同角度位置時所受到的力矩不同，因而角速度呈現週期性變化。導流板對於扭矩之提升範圍約 14% 到 185%，並以導流板距離(DIST)之影響最大。
7. 渦輪機原始功率係數為 0.057，加裝導流板後，隨著導流板距離(DIST)的減小，功率係數從 0.1 提高到 0.335 左右，提升幅度約為 66% 到 450%。其中，30_120_65 方案的功率係數最高，達到 0.335，證明導流板可以大幅提升渦輪機的效率。此外，渦輪機功率會隨角度之變化呈現明顯的三葉瓣狀，且隨導流板越靠近渦輪 (DIST 越小)，其功率峰值逐漸從 60°/180°/300° 轉移到 90°/210°/330° 左右。表明導流板設置不僅能提高速度差，增加渦輪機功率係數，亦會改變流場分布，導致最佳葉片角度位置組合發生變化。
8. 渦輪機功率係數與角速度變化頻率呈線性正相關，隨著導流板距離(DIST)減少，變化頻率逐漸提高。另一方面，設置導流板不僅能增加功率係數，亦能減少渦輪機轉動的振盪，使運作更穩定，然而較穩定之渦輪機，其功率係數並不一定較高。
9. 無導流裝置之渦輪機的性能受葉尖速比影響，呈現類似鐘型之曲線，功率係數在葉尖速比到達 4 以前為指數成長，而後隨葉尖速比增加而下降。而導流裝置提高渦輪機之功率係數，使得整體性能曲線向上平移，在葉尖速比為 2.5 時，功率係數由 0.06 增加到 0.33，提升約五倍，表明導流板對於渦輪機性能之顯著提升。



5.2 研究限制與未來建議

1. 本研究聚焦於探討導流板配置對渦輪機效率的影響。因此研究結果可能不適用於其他設計。建議未來研究能夠針對更多參數(如葉片翼型、縱橫比和固性等)進行模擬分析，累積足夠數量的數據建置資料庫，而後結合 AI 演算技術，尋找在不同導流板配置下的最佳渦輪機設計。
2. 為了驗證數值模式的精確性，並減少模擬變因，本研究採用與水槽試驗相同的渠道環境和水理條件，因此無法分析不同流場條件對效率變化的影響。未來研究可分析更多流場條件與渠道環境，例如非定量流速、不同的斷面變化，以及考慮泥砂或魚群等，使其能吻合於真實流場，且有助於理解導流板如何與不同流動狀態相互作用以影響渦輪機效率。抑能透過福祿數及雷諾數相似律，設置現地尺寸之縮比模型，並調整渦輪機尺寸，使其結果能夠運用於現地。
3. 本研究之導流板配置僅針對導流板角度(AN)、長度(LEN)與導流板距離(DIST)三個參數進行變更與分析討論。其中長度僅考慮兩種變化，角度僅考慮三種變化，缺乏其他參數之考量。未來研究可選擇更多導流板配置參數，例如導流板厚度、位置等設計，以更全面評估導流板引起的效率變化。
4. 本研究流場分析重點放在速度場和壓力場。然而其他流場因素，例如湍流強度和穴蝕，也可能對整體渦輪機效率產生影響，甚至損壞渦輪機。因此未來研究可進一步分析這些額外的流動現象，並評估它們對渦輪機性能的影響。
5. 本研究探討了導流板配置對渦輪機角速度及扭矩的影響，但僅限於整體渦輪機層面，並未針對單一葉片深入分析，因此未來研究可進一步分析水流對單一葉片造成之升力和阻力，如何對渦輪機產生不同力矩作用。
6. 本研究之葉尖速比與功率係數關係圖（性能曲線）與過往文獻發現相同趨勢，然而受限於數據不足，葉尖速比僅侷限於 1.18 到 2.52，因此無法觀察到其曲線的峰值和下降段。建議未來研究能夠改變流場條件，提升渦輪機葉尖速比，以



完善性能曲線，並驗證整體趨勢和典型曲線是否一致。

7. 過往實務上估計水力發電潛力大多僅考慮水頭差與流量($P = \rho g Q \Delta H$)，未針對實際流況評估，而本研究證實，在相同流量下，不同流速對於渦輪機功率係數之影響非常劇烈，因此，對於水動力式渦輪機而言，其發電潛力評估建議應使用 $P = \frac{1}{2} \rho A V^3$ 而非傳統的公式。
8. 本研究發現渦輪機葉片於不同角度受力各異，在部分區域可能產生負扭矩，除了降低渦輪機轉動效率，亦可能使渦輪機轉動不穩定，更容易損壞。因此建議未來研究能夠嘗試非對稱翼型、非對稱導流板位置及形狀、甚至是前擋板等設計，擴大正扭矩區域與減少負扭矩區域，進一步改善渦輪機轉動效率與穩定度。

參考文獻



Ansar, A., Flyvbjerg, B., Budzier, A., & Lunn, D. (2014). Should we build more large dams? The actual costs of hydropower megaproject development. *Energy Policy*, 69, 43-56.
<https://doi.org/10.1016/j.enpol.2013.10.069>

Bachant, P., & Wosnik, M. (2015). Performance measurements of cylindrical- and spherical-helical cross-flow marine hydrokinetic turbines, with estimates of exergy efficiency. *Renewable Energy*, 74, 318-325. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.07.049>

Behrouzi, F., Nakisa, M., Maimun, A., & Ahmed, Y. M. (2016). Global renewable energy and its potential in Malaysia: A review of Hydrokinetic turbine technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 62, 1270-1281. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.05.020>

Benchikh Le Hocine, A. E., Jay Lacey, R. W., & Poncet, S. (2019). Multiphase modeling of the free surface flow through a Darrieus horizontal axis shallow-water turbine. *Renewable Energy*, 143, 1890-1901. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.06.010>

Berga, L. (2016). The Role of Hydropower in Climate Change Mitigation and Adaptation: A Review. *Engineering*, 2(3), 313-318. <https://doi.org/10.1016/j.eng.2016.03.004>

Consul, C. A., Willden, R. H., & McIntosh, S. C. (2013). Blockage effects on the hydrodynamic performance of a marine cross-flow turbine. *Philos Trans A Math Phys Eng Sci*, 371(1985), 20120299. <https://doi.org/10.1098/rsta.2012.0299>

Fraenkel, P. L. (2007). Marine current turbines: Pioneering the development of marine kinetic energy converters. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 221(2), 159-169. <https://doi.org/10.1243/09576509jpe307>

Golecha, K., Eldho, T. I., & Prabhu, S. V. (2011). Influence of the deflector plate on the performance of modified Savonius water turbine. *Applied Energy*, 88(9), 3207-3217.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.03.025>

Grodzicki, T., & Jankiewicz, M. (2022). The impact of renewable energy and urbanization on CO2 emissions in Europe – Spatio-temporal approach. *Environmental Development*, 44. <https://doi.org/10.1016/j.envdev.2022.100755>

Güney, M. S., & Kaygusuz, K. (2010). Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(9), 2996-3004.
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.06.016>

Gyamfi, B. A., Bein, M. A., & Bekun, F. V. (2020). Investigating the nexus between hydroelectricity energy, renewable energy, nonrenewable energy consumption on output: evidence from E7 countries. *Environmental Science and Pollution Research* 27(20), 25327-25339.
<https://doi.org/10.1007/s11356-020-08909-8>

Harlow, F. H., & Nakayama, P. I. (1967). Turbulence Transport Equations. *The Physics of Fluids*, 10(11),

2323-2332. <https://doi.org/10.1063/1.1762039>

Hirt, C. W., & Nichols, B. D. (1981). Volume of Fluid (Vof) Method for the Dynamics of Free Boundaries. *Journal of Computational Physics*, 39(1), 201-225. [https://doi.org/10.1016/0021-9991\(81\)90145-5](https://doi.org/10.1016/0021-9991(81)90145-5)

Ibrahim, W. I., Mohamed, M. R., Ismail, R. M. T. R., Leung, P. K., Xing, W. W., & Shah, A. A. (2021). Hydrokinetic energy harnessing technologies: A review. *Energy Reports*, 7, 2021-2042. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2021.04.003>

IEA. (2023a). *Energy Statistics Data Browser*. <https://www.iea.org/data-and-statistics/data-tools/energy-statistics-data-browser>

(2023b). *World Energy Outlook 2023*. <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2023>

Jacobs, E. N., Ward, K. E., & Pinkerton, R. M. (1933). *The characteristics of 78 related airfoil sections from tests in the variable-density wind tunne*. <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/19930091108/downloads/19930091108.pdf>

Khan, M. J., Bhuyan, G., Iqbal, M. T., & Quaicoe, J. E. (2009). Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review. *Applied Energy*, 86(10), 1823-1835. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.02.017>

Khan, M. J., Iqbal, M. T., & Quaicoe, J. E. (2008). River current energy conversion systems: Progress, prospects and challenges. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(8), 2177-2193. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2007.04.016>

Kirke, B. K., & Lazauskas, L. (2011). Limitations of fixed pitch Darrieus hydrokinetic turbines and the challenge of variable pitch. *Renewable Energy*, 36(3), 893-897. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.08.027>

Koko, S. P., Kusakana, K., & Vermaak, H. J. (2015). Micro-hydrokinetic river system modelling and analysis as compared to wind system for remote rural electrification. *Electric Power Systems Research*, 126, 38-44. <https://doi.org/10.1016/j.epsr.2015.04.018>

Kumar, D., & Sarkar, S. (2016). A review on the technology, performance, design optimization, reliability, techno-economics and environmental impacts of hydrokinetic energy conversion systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 58, 796-813. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.247>

Kusakana, K., & Vermaak, H. J. (2013). Hydrokinetic power generation for rural electricity supply: Case of South Africa. *Renewable Energy*, 55, 467-473. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.12.051>

Lago, L. I., Ponta, F. L., & Chen, L. (2010). Advances and trends in hydrokinetic turbine systems. *Energy for Sustainable Development*, 14(4), 287-296. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2010.09.004>

Lehner, B., Liermann, C. R., Revenga, C., Vörösmarty, C., Fekete, B., Crouzet, P., Döll, P., Endejan, M., Frenken, K., Magome, J., Nilsson, C., Robertson, J. C., Rödel, R., Sindorf, N., & Wisser, D.

(2011). High-resolution mapping of the world's reservoirs and dams for sustainable river-flow management. *Frontiers in Ecology and the Environment*, 9(9), 494-502.
<https://doi.org/10.1890/100125>

Li, Q. a., Maeda, T., Kamada, Y., Shimizu, K., Ogasawara, T., Nakai, A., & Kasuya, T. (2017). Effect of rotor aspect ratio and solidity on a straight-bladed vertical axis wind turbine in three-dimensional analysis by the panel method. *Energy*, 121, 1-9. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.12.112>

Lima, M. A., Mendes, L. F. R., Mothé, G. A., Linhares, F. G., de Castro, M. P. P., da Silva, M. G., & Sthel, M. S. (2020). Renewable energy in reducing greenhouse gas emissions: Reaching the goals of the Paris agreement in Brazil. *Environmental Development*, 33.
<https://doi.org/10.1016/j.envdev.2020.100504>

Mayeda, A. M., & Boyd, A. D. (2020). Factors influencing public perceptions of hydropower projects: A systematic literature review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 121.
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.109713>

Moran, E. F., Lopez, M. C., Moore, N., Muller, N., & Hyndman, D. W. (2018). Sustainable hydropower in the 21st century. *Proceedings of the National Academy of Sciences*, 115(47), 11891-11898.
<https://doi.org/10.1073/pnas.1809426115>

Mosbahi, M., Ayadi, A., Chouaibi, Y., Driss, Z., & Tucciarelli, T. (2019). Performance study of a Helical Savonius hydrokinetic turbine with a new deflector system design. *Energy Conversion and Management*, 194, 55-74. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.04.080>

Niebuhr, C. M., van Dijk, M., Neary, V. S., & Bhagwan, J. N. (2019). A review of hydrokinetic turbines and enhancement techniques for canal installations: Technology, applicability and potential. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 113. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.06.047>

Nilsson, C., Reidy, C. A., Dynesius, M., & Revenga, C. (2005). Fragmentation and Flow Regulation of the World's Large River Systems. *Science*, 308(5720), 405-408.
<https://doi.org/doi:10.1126/science.1107887>

O'Connor, J. E., Duda, J. J., & Grant, G. E. (2015). 1000 dams down and counting. *Science*, 348(6234), 496-497. <https://doi.org/doi:10.1126/science.aaa9204>

Patel, V., Eldho, T. I., & Prabhu, S. V. (2019). Performance enhancement of a Darrieus hydrokinetic turbine with the blocking of a specific flow region for optimum use of hydropower. *Renewable Energy*, 135, 1144-1156. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.12.074>

Reddy, K. B., Bhosale, A. C., & Saini, R. P. (2022). Performance parameters of lift-based vertical axis hydrokinetic turbines - A review. *Ocean Engineering*, 266, 113089.
<https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2022.113089>

Rezaeih, A., Montazeri, H., & Blocken, B. (2019). On the accuracy of turbulence models for CFD simulations of vertical axis wind turbines. *Energy*, 180, 838-857.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.05.053>

Saini, G., & Saini, R. P. (2019). A review on technology, configurations, and performance of cross-flow hydrokinetic turbines. *International Journal of Energy Research*, 43(2019), 6639-6679.
<https://doi.org/10.1002/er.4625>

Salleh, M. B., Kamaruddin, N. M., & Mohamed-Kassim, Z. (2020). The effects of deflector longitudinal position and height on the power performance of a conventional Savonius turbine. *Energy Conversion and Management*, 226, 113584.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113584>

Santa Fe, N. (2022). *FLOW-3D® Version 2022R2 Users Manual*. *FLOW-3D* [Computer software]. In Flow Science, Inc. <https://www.flow3d.com>

Sengupta, A. R., Biswas, A., & Gupta, R. (2016). Studies of some high solidity symmetrical and unsymmetrical blade H-Darrieus rotors with respect to starting characteristics, dynamic performances and flow physics in low wind streams. *Renewable Energy*, 93, 536-547.
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.03.029>

Singh, M. A., Biswas, A., & Misra, R. D. (2015). Investigation of self-starting and high rotor solidity on the performance of a three S1210 blade H-type Darrieus rotor. *Renewable Energy*, 76, 381-387.
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.11.027>

Smagorinsky, J. (1963). General Circulation Experiments with the Primitive Equations. *Monthly Weather Review*, 91(3), 99-164. [https://doi.org/10.1175/1520-0493\(1963\)091<0099:Gcewtp>2.3.Co;2](https://doi.org/10.1175/1520-0493(1963)091<0099:Gcewtp>2.3.Co;2)

UNEP. (2019). *Emissions Gap Report 2019*. <https://wedocs.unep.org/20.500.11822/30797>.

UNFCCC. (2020). *Annual Report 2020*. <https://unfccc.int/about-us/annual-report/annual-report-2020>

WEC. (2004). *COMPARISON OF ENERGY SYSTEMS USING LIFE CYCLE ASSESSMENT*.

<https://www.worldenergy.org/publications/entry/comparison-of-energy-systems-using-life-cycle-assessment>

Wilcox, D. C. (2008). Formulation of the k-w Turbulence Model Revisited. *AIAA Journal*, 46(11), 2823-2838. <https://doi.org/10.2514/1.36541>

Yadav, P. K., Kumar, A., & Jaiswal, S. (2023). A critical review of technologies for harnessing the power from flowing water using a hydrokinetic turbine to fulfill the energy need. *Energy Reports*, 9, 2102-2117. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2023.01.033>

Yakhot, V., & Orszag, S. A. (1986). Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory. *Journal of Scientific Computing*, 1(1), 3-51. <https://doi.org/10.1007/BF01061452>

Yosry, A. G., Álvarez, E. Á., Valdés, R. E., Pandal, A., & Marigorta, E. B. (2023). Experimental and multiphase modeling of small vertical-axis hydrokinetic turbine with free-surface variations. *Renewable Energy*, 203, 788-801. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.12.114>

Yuce, M. I., & Muratoglu, A. (2015). Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 43, 72-82.
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.10.037>

Zarfl, C., Lumsdon, A. E., Berlekamp, J., Tydecks, L., & Tockner, K. (2014). A global boom in hydropower dam construction. *Aquatic Sciences*, 77(1), 161-170.

<https://doi.org/10.1007/s00027-014-0377-0>



附錄

■ 流速儀說明書



Features

Backlight
Weight : 235g
Size : Ø65 x 155mm
Aluminium bottom plate for tripod attachment
2 AA batteries

Waterproof - floating

Operating temperature : from -20°C to 70°C
Accuracy according to Swiss standards

Fields of applications

Measure rivers flows
Ocean flows
Sewage flows
Hydrological studies
Chimney flues
Irrigation canals
Air conditioning conduits
Ventilation shafts
Aerological studies
Etc...

Technical specifications

Flow speed measurement

Units	knots, mph, km/h, m/s, fps and cm/s
Speed resolution	0.1 for all units (except in cm/s: 3cm/s)
Maximum speed	150km/h (except in cm/s : 999cm/s)

	Regular size wind speed impeller	Small size wind speed impeller	Water impeller
Diameter	Ø 20m	Ø 12m	Ø 60m
Clearance hole	Ø 33m	Ø 18m	
Measuring range	1 m/s – 30 m/s	1 m/s – 30 m/s	0.1 m/s – 10 m/s
Minimum sensitivity	< 3km/h - < 1m/s	< 3km/h - < 1m/s	<0.3km/h - <0.1m/s
Accuracy	± 2% FS	± 2% FS	± 2% FS
"off-axis" error	± 30° / ± 3% FS	± 10° / ± 3% FS	± 20° / ± 3% FS
Operating temperature	-50°C to +100°C	-50°C to +100°C	

Temperature

Units	°C, °F, °C felt et °F felt
Accuracy	± 0.2°C
Resolution	± 0.1°C
Functions	ambient temperature measurement, felt, minimum, average and maximum

Display

Temperature
Instant speed
Average (3s - 24h), minimum and maximum speed



Air & Water Impeller

Air impeller Ø 12mm	Air impeller Ø 20mm	Water impeller Ø 60mm

Aluminium telescopic rod

Aluminium telescopic rod 1.2m
(with 2m cable)



Probe

10 cm



Water Speed Impeller

Water speed impeller with
15 meter sounding cable,



Carrying case

Carrying case for all
accessories

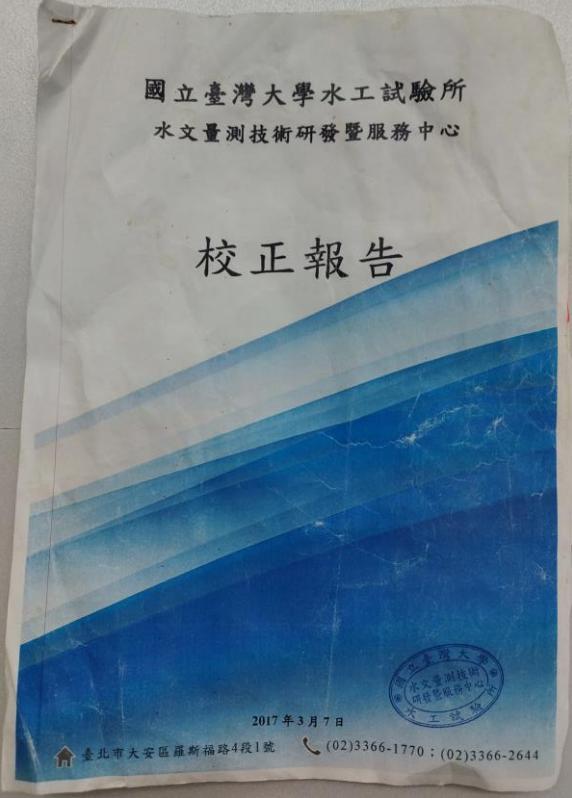


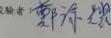
Carrying bag

Carrying bag for the
accessories except
the sounding cable



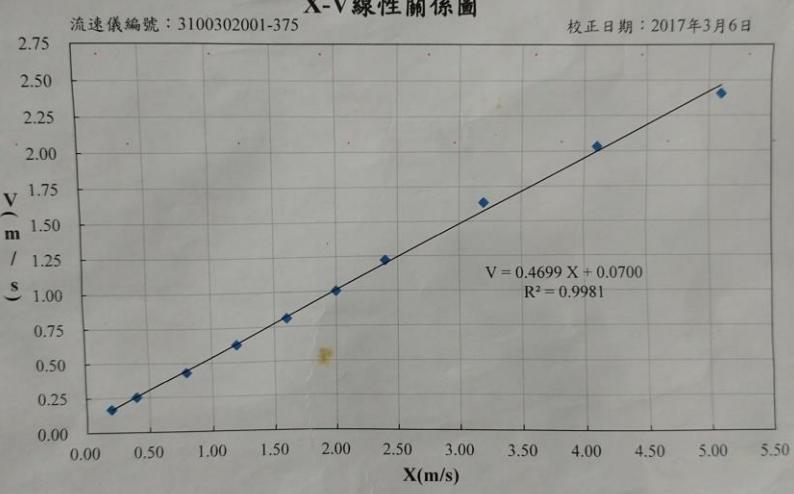
■ 流速儀校正報告



流速儀校正報告	
送檢單位：國立台灣大學	試驗編號：10603061
流速儀種類：旋轉式	流速儀廠牌：Flowwatch
流速儀型號/序號：JDC/3100302001-375	流速儀編號：3100302001-375
校正日期：2017年3月6日	製表日期：2017年3月7日
試驗時間：60秒 試驗半徑 r ：2.39m 試驗距離 S ：150.168m 迴歸式 $V = a \times X + b$ 迴歸係數 $a = 0.4699$ 迴歸係數 $b = 0.0700$ 相關係數 $R = 0.9990$ 標準偏差 = 0.8577 m/s	
校驗者：  審核：  審核人： 	
水文觀測儀器校正實驗室	

X-V線性關係圖

流速儀編號：3100302001-375 校正日期：2017年3月6日



$V = 0.4699 X + 0.0700$
 $R^2 = 0.9981$

水文觀測儀器校正實驗室
2/2

■ 转速计说明書



智能型数字转速表使用说明书

一. 特性

1. 外观设计美观大方, 使用方便。舒适。
2. 测量范围广, 分辨率高。
3. 采用单片机技术, 光电技术, 抗干扰技术, 能准确地测量出转速值。
4. 超大屏幕液晶显示, 读数清晰。
5. 自动记忆测量的最大值, 最小值及最后一个显示值。
6. 当电池电压低于规定值时, 有低电符号指示。
7. 自动关机。在不操作任何按键的情况下, 大约 15 分钟左右自动关机。

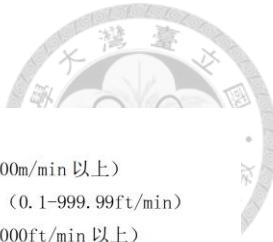
二. 规格

功能	VC6234P	VC6235P	VC6236P
光电式	△		△
接触式		△	△
接触线速(公制)		△	△
接触线速(英制)		△	

注: 各机型按表内功能采用以下技术指标和操作方法。

显示器:	5 位 16mm 液晶显示器
准确度:	± (0.5%+5)
量程选择:	自动量程
有效距离:	50mm~500mm
尺寸:	157mmX64mmX31mm
供电:	4X1.5V 7 号电池
电源消耗:	小于 40mA
重量:	约 200g(含电池)
测量范围:	10~99999 rpm(转/分) 光电转速方式
	1. 0~19999 rpm(转/分) 接触转速方式
	1. 00~1999.9 m/min(米/分) 接触线速方式
	3~6560 ft/min(英寸/分) 接触线速方式
分辨率:	
光电转速方式:	0.1rpm(转/分) (2.5~999.99rpm)
	1rpm(转/分) (1000rpm 以上)
接触转速方式:	0.1rpm(转/分) (0.5~999.99rpm)
	1rpm(转/分) (1000rpm 以上)
接触线速方式:	0.01m/min(米/分) (0.05~99.999m/min)

0.1m/min(米/分) (100m/min 以上)
0.1ft/min(英寸/分) (0.1~999.99ft/min)
1ft/min(英寸/分) (1000ft/min 以上)



三. 操作说明

1. 开机

装上 4 节 1.5V AAA 电池(正负极性方向按电池槽里的标识), 长按 ON/OFF 键可开机或关机。短按此键可功能选择 (VC6234P 无功能选择)

2. 光电转速方式: (VC6234P 和 VC6236P 有此功能)

A: 向待测物体上贴一个反射标记。
B: 长按 ON/OFF 开机, 短按 ON/OFF 选择测量模式 photo RPM, 如果已安装了接触配件的请取下。
(注: 两用型转速表) 备注 VC6234P 没有功能选择功能开机后显示 photo RPM 测量模式。
C: 按下测试键 TEST 键, 使可见光束与被测目标成一条直线。待显示值稳定后, 释放测试键 TEST, 但测量的最大值, 最小值和最后一个显示值均自动存储在仪表中。
D: 按下 MEM 记忆键, 即可显示出最大值, 最小值及最后测量值。

3. 接触转速方式

A: 短按 ON/OFF 选择测量模式 contact RPM, 安装好接触配件。
B: 将接触橡胶头与被测物靠紧并与被测物同步转动。
C: 按下测试键 TEST 键开始测量, 待显示值稳定后, 释放测试键 TEST, 测量值自动存储。
D: 按下 MEM 记忆键, 即可显示出最大值, 最小值及最后测量值。

4. 接触线速方式

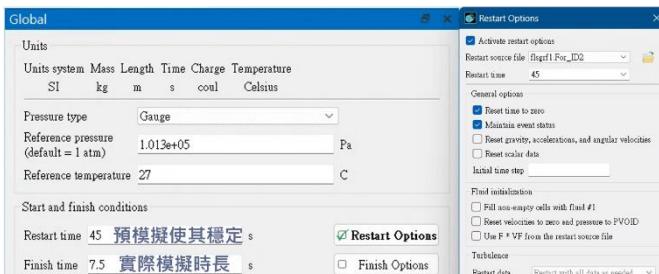
A: 短按 ON/OFF 选择测量模式 m/min(公制) 或 ft/min(英制), 安装好接触配件。
B: 将接触配件与被测物靠紧并与被测物同步转动。
C: 按下测试键 TEST 键开始测量, 待显示值稳定后, 释放测试键 TEST, 测量值自动存储。
D: 按下 MEM 记忆键, 即可显示出最大值, 最小值及最后测量值。

5. 测量注意事项

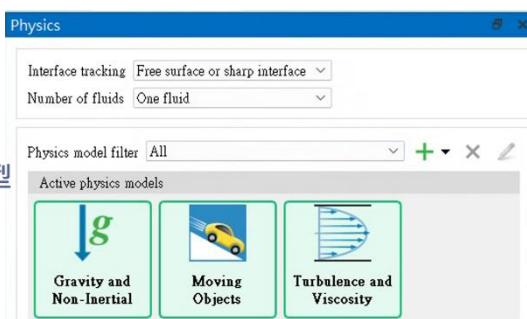
A: 反射标记: 剪下 12mm 方形的黏带, 并在每个旋转轴上贴一块。应注意非反射面积必须比反射面积要大; 如果转轴明显发光, 则必须先擦上黑漆或黑胶布, 再在上面贴上反光标记; 在贴上反光标记之前, 转轴表面必须干净与平滑。
B: 低转速测量, 为了提高测量精度, 在测量很低的转速时, 建议用户在被测物体上均匀地多贴上几块反射标记, 此时显

■ FLOW-3D 設定細節

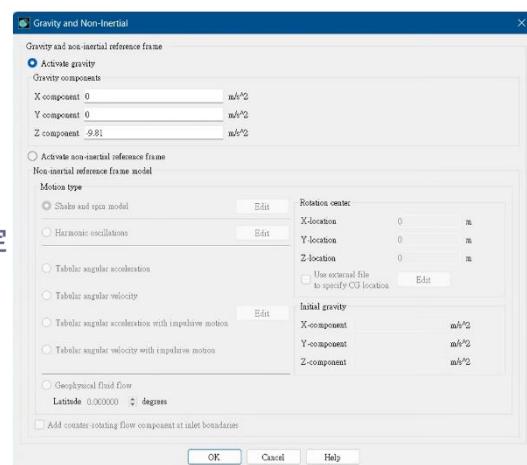
● 全域模擬參數



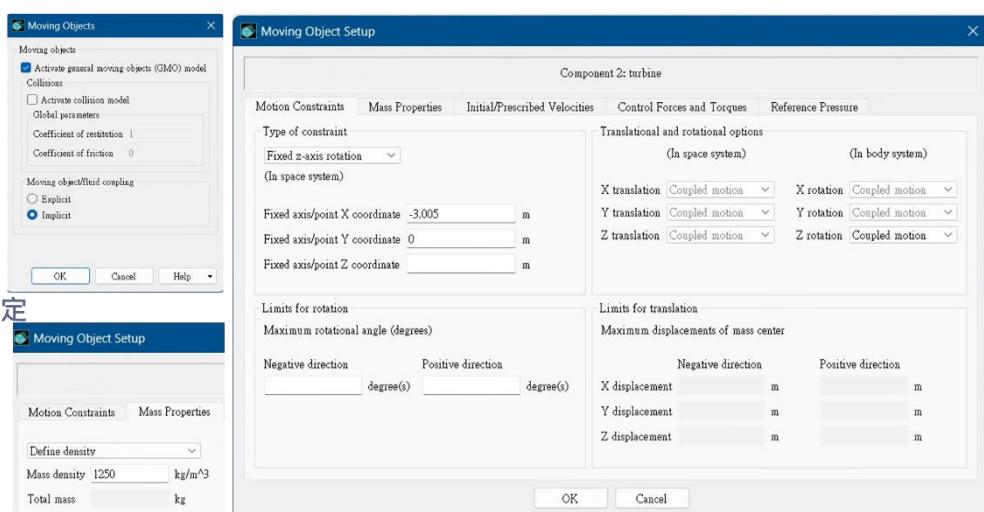
● 物理模型



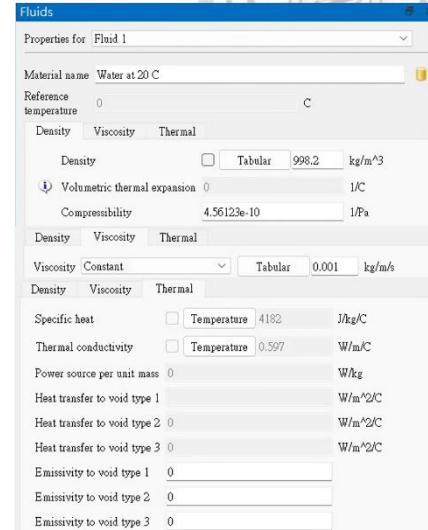
● 重力設定



● GMO 設定



● 流體參數



● 紊流模型

