

國立臺灣大學工學院機械工程研究所



碩士論文

Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Taiwan University

Master's Thesis

二相流噴嘴效率實驗與分析

Experiment and analysis on the efficiency of two-phase
flow nozzles

莊承諭

Cheng-Yu Chuang

指導教授：陳希立 博士

Advisor: Sih-Li Chen, Ph.D.

中華民國 113 年 01月

January, 2024

國立臺灣大學碩士學位論文
口試委員會審定書

MASTER'S THESIS ACCEPTANCE CERTIFICATE
NATIONAL TAIWAN UNIVERSITY

二相流噴嘴效率實驗與分析

Experiment and analysis on the efficiency of two-
phase flow nozzles

本論文係莊承諭(姓名)R09522318 (學號) 在國立臺灣大學機械工程學系機械所熱學組(系/所/學位學程)完成之碩士學位論文，於民國 113 年 01 月 12 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 / Institute of Mechanical Engineering
College of Engineering National Taiwan University Master Thesis

On 12/01/2024 have examined a Master's thesis entitled above presented by Cheng-Yu Chuang
R09522318 candidate and hereby certify that it is worthy of acceptance.

口試委員 Oral examination committee:

陳希互
(指導教授 Advisor)

林子淵 2024/12 梁俊德

江泳晉

系主任/所長 Director:

莊嘉揚

誌謝

碩士這個學位意外的花了許多時間攻讀，在這一路上要特別感謝我的家人及女友一直給予精神及經濟上的幫助，對於遲遲無法畢業心中其實多少都會升起乾脆休學去工作的念頭，感謝這期間一直勸說我繼續堅持下去的女友，而家人經濟上的幫忙讓我至少能在這物價高昂的北部生活中生存下來，不至於需要半工半讀的做研究。

特別感謝陳教授能提供一個讓我畢業的機會，感謝家鎬提供關於這個題目的細節，感謝地熱組的學長們帶領我完成這個題目，也感謝仕豪，奇隆，陪我一起度過了一段痛苦的時光，感謝政道及圻緯推薦我進入實驗室，陪我一起打球發洩壓力，感謝冠嶺一直提供我正確的建議，感謝冠綸在最後的口試一起上場分擔壓力，希望大家在未來的道路上都能過的一帆風順。

最後感謝江沅晉教授、梁俊德教授、林子淵，願意撥空出席口試，給予論文諸多改進的建議，使得本論文能更加完整。





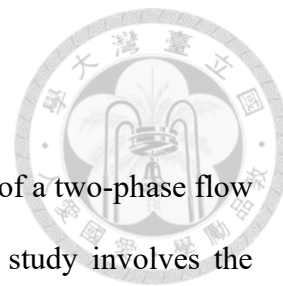
摘要

本研究為二相流噴嘴的全流式發電實驗，於研究中完成建設全流式超音速二相流噴嘴測試及發電平台，且建設鍋爐系統來模擬地熱庫之溫度及壓力，透過收集不同溫度之下的全流式發電實驗數據來分析最佳效率之噴嘴。

本研究中所使用的渦輪機為斜衝式渦輪機，其優點為不易堆積雜質對於發電平台的維護及保養有一定的幫助，而使用的二相流噴嘴為漸縮漸擴噴嘴，其優點在於能在二相流達到音速時持續將流體加速成為超音速流體，以利實驗中能獲得較大的質量流率，而在本次實驗中觀察到隨著使用較大喉部直徑之噴嘴能獲得較大的質量流率，在獲得較大質量流率的條件下能獲得較大的發電量，但對於渦輪機本身的動能轉換率卻並非是最大質量流率之噴嘴擁有最佳之動能轉換率，且在計算斜衝式渦輪機的理论發電量下也有相同的情形產生，因此推斷轉換效率可能會與噴嘴的噴射流體型態有關。

關鍵字: 地熱發電、全流式地熱發電、二相流噴嘴、斜衝式渦輪機、超音速二相流噴嘴

Abstract



This research focuses on the development and experimentation of a two-phase flow nozzle for a total flow geothermal power generation system. The study involves the construction of a test and power generation platform for a total-flow supersonic two-phase flow nozzle. Additionally, a boiler system is established to simulate the temperature and pressure conditions of a geothermal reservoir. The experimental data collected at various temperatures will be analyzed to determine the optimal efficiency of the nozzle.

The turbine used in this study is a turgo turbine, chosen for its resistance to impurity accumulation, contributing to easier maintenance and upkeep of the power generation platform. The two-phase flow nozzle employed is a converging-diverging nozzle, selected for its ability to continuously accelerate the fluid to supersonic speeds as the two-phase flow reaches sonic velocity. This facilitates obtaining a larger mass flow rate during the experiment. Observations from the experiment indicate that nozzles with larger throat diameters result in increased mass flow rates, leading to higher power generation. However, it is noted that the nozzle with the maximum mass flow rate does not necessarily possess the optimal kinetic energy conversion rate for the turbine. This observation is consistent with the theoretical power generation calculations for the inclined impeller turbine. Consequently, it is inferred that the conversion efficiency may be related to the jet fluid pattern of the nozzle.

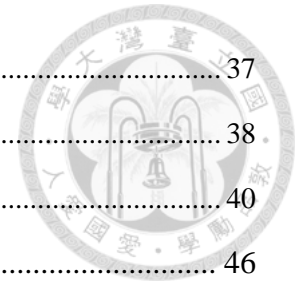
Keyword: Geothermal, Total flow geothermal power generation system, two phase flow nozzle, Turgo turbine, Supersonic two phase flow nozzle

目次



摘要	I
Abstract.....	II
圖次	V
表次	VII
符號說明	VIII
第一章 緒論	1
1.1 前言	1
1.2 文獻回顧.....	4
1.2.1 乾蒸汽系統(Dry steam).....	4
1.2.2 閃發式發電系統(Flash steam)	5
1.2.3 雙循環式發電系統(Binary cycle).....	6
1.2.4 全流式發電系統(Total flow)	7
第二章 基礎理論	12
2.1 二相流音速理論.....	12
2.2 實驗計算理論	15
2.3 斜衝擊式渦輪機.....	16
第三章 實驗介紹	19
3.1 實驗設備	19
3.1.1 鍋爐系統.....	19
3.1.2 PLC 系統.....	22
3.1.3 發電系統.....	24
3.1.4 電力負載箱(load bank)	29
3.1.6 壓力感測器及溫度感測器	32
3.2 實驗架構.....	33
3.3 實驗流程.....	35
第四章 實驗結果與討論	37

4.1 全流式發電系統二相流噴嘴噴射方式探討.....	37
4.2 推力係數.....	38
4.3 全流式發電系統效率分析.....	40
第五章 結論與建議.....	46
5.1 結論.....	46
5.2 未來建議與展望.....	47
參考文獻.....	48



圖次



圖 1-1 全球投資再生能源之金額 [2].....	2
圖 1-2 台灣地熱潛能區分布圖 [9].....	3
圖 1-3 地熱發電系統示意圖(a)乾蒸氣發電系統 (b)閃發式發電系統 (c)雙循環式發電系統 [13].....	5
圖 1-4 雙閃發式發電系統示意圖 [14].....	6
圖 1-5 全流式發電系統示意圖 [20].....	8
圖 1-6 相同條件下超越單閃發式發電效率之全流式擴張機最低所需效率 [20]..	9
圖 1-7 相同條件下超越雙閃發式發電效率之全流式擴張機最低所需效率 [20]..	9
圖 1-8 全流式系統效率 η_{tf} 對 TF-SF 系統之影響 [21].....	10
圖 1-9 各式發電系統在不同溫度下發電效能比較圖 [22].....	11
圖 2-1 音速與液體體積分率關係圖(P=1bar, T=100 °C) [26].....	14
圖 2-2 斜衝擊式渦輪速度三角示意圖[24].....	16
圖 3-1 直立電熱式蒸氣鍋爐(下)與臥式膨脹槽(上)實體圖.....	20
圖 3-2 臥式膨脹槽.....	21
圖 3-3 液位顯示器.....	21
圖 3-4 鍋爐重量顯示器.....	22
圖 3-5 PLC 系統面板.....	22
圖 3-6 PLC 系統內部.....	23
圖 3-7 PLC 系統外觀.....	23
圖 3-8 發電系統 a.永磁發電機 b.變速箱 c.二相流噴嘴 d.斜衝擊式渦輪機.....	24
圖 3-9 永磁發電機.....	25
圖 3-10 變速箱實體圖.....	26
圖 3-11 二相流噴嘴(BB64)示意.....	27



圖 3-12 二相流噴嘴實體.....	27
圖 3-13 渦輪機外部圖.....	28
圖 3-14 斜衝擊式 Turgo 葉片 CAD 圖 [24].....	28
圖 3-15 斜衝擊式 Turgo 單葉片 CAD 圖 [24].....	29
圖 3-16 斜衝擊式 Turgo 葉片實體圖 [24].....	29
圖 3-17 電力負載箱外觀.....	30
圖 3-18 電流品質分析儀.....	31
圖 3-19 壓力感測器.....	32
圖 3-20 熱電偶溫度計.....	33
圖 3-21 實驗架構圖.....	34
圖 3-22 推力實驗架構圖.....	34
圖 3-23 實驗流程圖.....	35
圖 4-1 喉部直徑 14mm 噴嘴推力圖.....	37
圖 4-2 喉部直徑 17mm 噴嘴推力圖.....	38
圖 4-3 推力係數與溫度關係圖.....	40
圖 4-4 鍋爐溫度與實際發電量.....	43
圖 4-5 溫度與動能轉換率之關係圖.....	43
圖 4-6 渦輪機理論與實驗發電量比值.....	44
圖 4-7 不完全膨脹射流示意圖[29].....	44
圖 4-8 170 度喉後進氣實驗圖.....	44
圖 4-9 170 度純液噴射實驗圖.....	45

表次



表 2-1 葉片示意圖符號表.....	17
表 3-1 直立電熱式蒸氣鍋爐規格表.....	20
表 3-2 臥式膨脹槽規格表.....	20
表 3-3 永磁發電機規格表.....	25
表 3-4 變速箱規格表.....	26
表 3-5 噴嘴規格表.....	27
表 3-6 斜衝擊式渦輪機規格表.....	29
表 3-7 電流品質分析儀規格表.....	31
表 3-8 壓力感測器規格表.....	32
表 4-1 喉部直徑 14mm 之純液噴嘴推力實驗數據.....	39
表 4-2 喉部直徑 14mm 之後段進氣噴嘴推力實驗數據.....	39
表 4-3 喉部直徑 17mm 之純液噴嘴推力實驗數據.....	39
表 4-4 喉部直徑 17mm 之喉後進氣噴嘴推力實驗數據.....	39
表 4-5 噴嘴動能與發電機組實驗數據.....	42
表 4-6 渦輪機設計角度.....	44

符號說明

字母	說明	單位
M	質量	kg
ρ	密度	kg/m ³
μ	質量比	-
δ	體積比	-
C_v	氣體定容比熱	J/(kg*K)
C_f	液體比熱	J/(kg*K)
C_p	氣體定壓比熱	J/(kg*K)
T	溫度	K
P	壓力	pa
h	焓	kJ/kg
s	熵	kJ/(kg*K)
v	比容	m ³ /kg
Γ	比熱比	-
c	音速	m/s
R	氣體常數	J/(kg*K)
C_T	推力係數	-
F	推力	N
\dot{m}	流量	Kg/s
x	乾度	-
A	面積	m ²
Q	流量	m ³ /s



下標

g

f

exp

th

in

l,out

v,out

out

說明

氣相

液相

實驗數據

理論數據

噴嘴入口

液體噴嘴出口數值

氣體噴嘴出口數值

噴嘴出口



第一章 緒論



1.1 前言

綜觀人類的發展歷史，從電力出現到活用電力的時間相當短，人類從十九世紀末開始快速發展電力，其中燈泡的使用加速了電力的普及，時至今日電力變成人類不可或缺的能源。隨著人類快速的發展，相應產生的電力需求也跟著日益升高，因此人類開始大量使用煤礦、石油等來做為生產電力的燃料，伴隨而來的是燃燒石化材料產生的大量溫室氣體。

隨著大量的溫室氣體產生，全球暖化已然變成了不可忽視的問題，為了減少溫室氣體的排放，再生能源的發展成為各國必須面對的難題，根據國際能源署 (IEA) 的統計數據圖 1-1 可看出，全球對於再生能源的資金投入已經大於化石燃料，然而再生能源多數為變動式可再生能源，變動式可再生能源的問題為容量因數太低，容量因數可視為判斷該發電系統是否為穩定發電的指標之一，大部分再生能源發電系統的容量因數平均在 26%~43% 之間 [1]，如此不穩定的再生能源系統很難發展成基載能源，而地熱發電的容量因數平均可到達 90%，如此高的容量因數代表著地熱發電具有相當大的開發潛力。

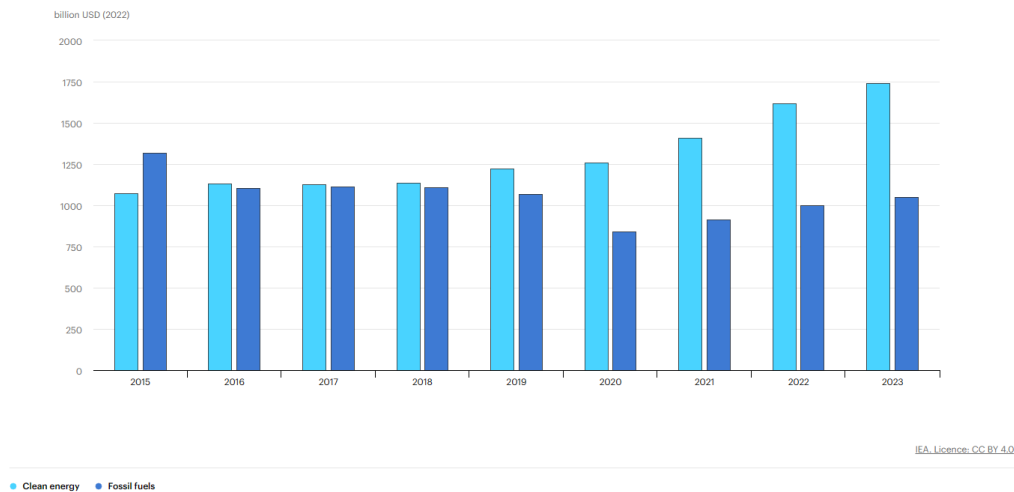
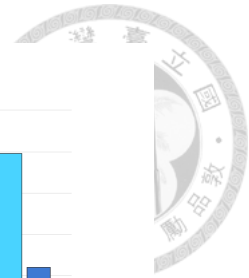


圖 1-1 全球投資再生能源之金額 [2]

地熱發電是一項古老但又新興的產業，地熱發電的發展歷史可以追溯到 1904 年的義大利，從 1904 年義大利成功使用地熱發電機點亮燈炮後 [3]義大利於 1911 年建立了第一座地熱發電站，從此地熱發電正式進入人類的發電系統中，隨著歷史繼續的演進，發展出了許多的地熱發電系統，根據不同的地熱井特性會對應到不同的發電系統，耳熟能詳的發電系統有乾蒸氣式發電、閃發式發電、雙循環式發電，以及全流式發電，關於各個發電系統會在下一章介紹。

雖然地熱發電很早就出現在人類的發電系統中，但因為地熱井的探勘跟開發是一件難度大且耗費金額大的項目 [4]，相較於火力發電及核能等穩定的基載能源明顯是後者有較高的投資價值，但隨著全球暖化的日益嚴重，環保意識的抬頭，再生能源的議題被搬上了檯面，其中具有成為基載能源潛力的地熱能成為了重點發展的項目之一，且隨著科技日新月異的進步地熱井的探勘開發技術也變得相對成熟，需要的成本也跟著降低，地熱發電因此變成新興的能源開發項目，各國對於地熱發電的投入也越來越多，而台灣近年也開始重視地熱能的開發，台灣的地理位置位於環太平洋的火山帶上，擁有相當大的地熱開發潛力，依行政院核定之能源轉型白皮書 [5]揭示，目前台灣訂定於 2025 達到地熱發電 200MW 的目標，至今年實際運轉的發電裝置容量為 5.45MW [6]，分別是位於宜蘭清水和台東知

本及金崙的發電廠，距離 200MW 的目標還有許多努力的空間，根據國家能源型科技計畫第一期 [7]及第二期研究成果 [8]，我國傳統熱液型的地熱潛能達 730MW，而深度更深的深層地熱潛能可達 32GW，因此地熱的探勘及挖掘變成相當重要的課題，可從圖 1-2 看出目前仍有許多未開發的地熱地區，因此地熱發展在未來還有許多可發展的空間。



圖 1-2 台灣地熱潛能區分布圖 [9]

近年來台灣因為政策的制定與規劃，再生能源成為了國家發展的主力項目之一，多虧於近年產業界開始引進國外的地熱發電技術，地熱發電也因此再次被重視，再加上政府大力的推動，形成了政府、業界、學界三方的積極合作，相信未來會有更多的地熱能被開發出來。



1.2 文獻回顧

如果以地球深度為函數進行溫度測量，每下降 100 公尺溫度會上升約 3°C ，但在火山或板塊交接處的區域，溫度梯度會遠遠超過這些正常值。

舉例來說全世界最早開始利用地熱能發電的意大利拉德雷洛 (Larderello) 地熱區，溫度梯度比正常值高出 10 到 30 倍。這意味著在 1 公里的深度可以找到超過 300°C 的溫度 [10]，以現今的鑽探技術挖掘深度 1 公里的地熱井並非是難以達到的任務，假如在此高溫下存在著液體儲層，並且可以透過地熱井把它們帶到地表，就可以利用這些工作流體來進行發電，而不同的工作流體性質會對應到不同的發電設備，目前發電系統常見的有乾蒸氣式發電、閃發式發電、雙循環式發電，以及本研究使用到的全流式發電。

1.2.1 乾蒸汽系統(Dry steam)

乾蒸汽發電在所有發電系統中可以說是最古老也是最簡便有效的發電方式，由圖 1-3(a)可知乾蒸汽發電是直接將地熱庫中噴出的蒸汽引入汽輪機中作功發電，此種發電方式對於地熱的條件要求最高，首先要有高溫的地熱資源，通常地熱溫度需在攝氏溫度 200 度以上 [11]，且儲層的特性通常為高透水性和足夠的儲層容量。

現今使用乾蒸氣系統發電的電廠對於乾蒸汽發電系統大多是提升現有地熱井的發電效率，像是於印度尼西亞的 Kamojang 地熱發電廠提出了一個氣體去除系統 (GRS) [12]，利用多餘的蒸汽產生更多的電力。該方案提出了 5 種配置，包括單級和雙級蒸汽引導器、單級和雙級液環真空泵 (LRVP) 以及一個由引導器和 LRVP 組成的混合系統，結果顯示單級 LRVP 將淨發電輸出增加了 7.6%。

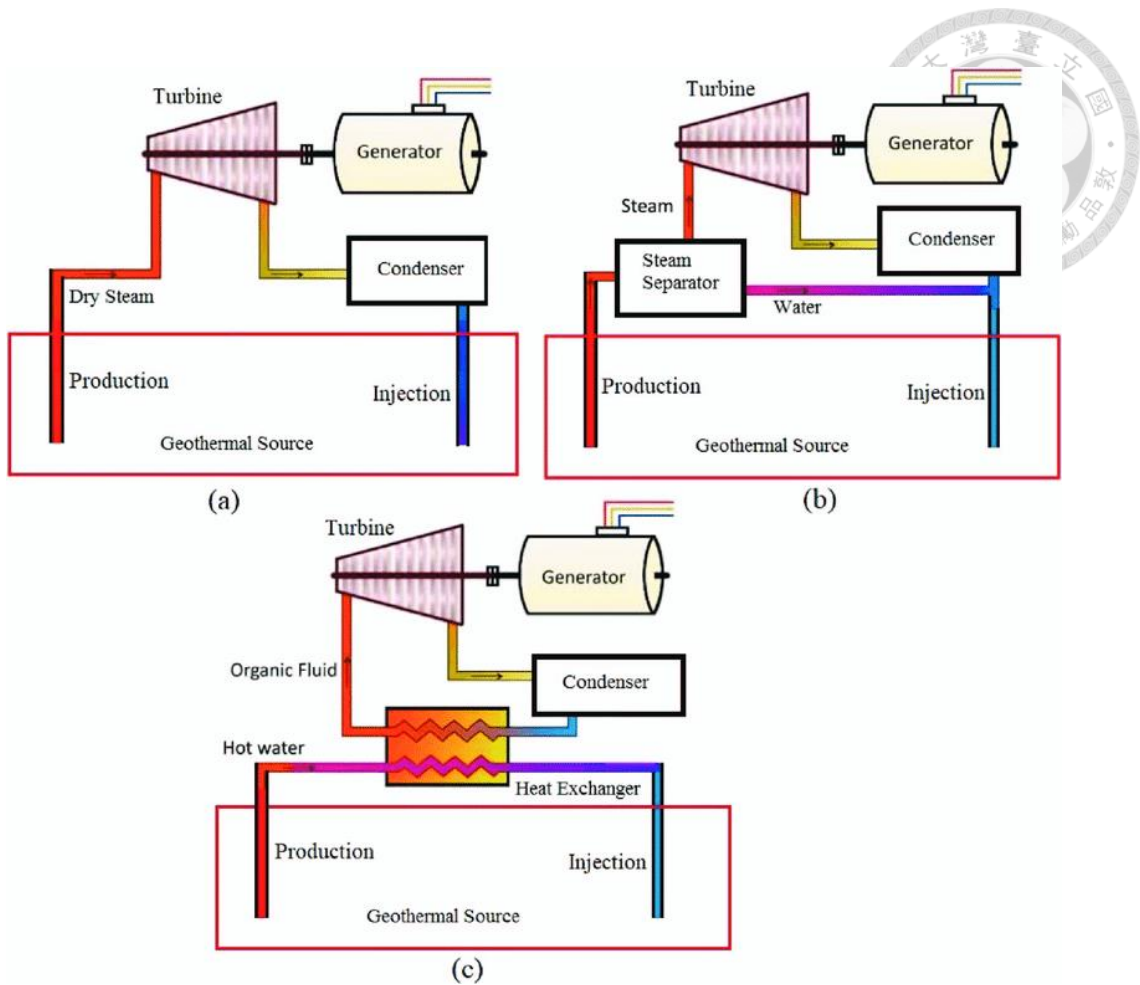


圖 1-3 地熱發電系統示意圖(a)乾蒸氣發電系統 (b)閃發式發電系統 (c)雙循環式發電系統 [13]

1.2.2 閃發式發電系統(Flash steam)

閃發式系統是目前最常見的地熱發電系統 [14]，其中閃發一詞的原理是高壓水在排放到低壓時產生的蒸汽，當這個高壓的熱水暴露在低壓時，它的焓值超過了它在低壓能夠容納的能量，這種多餘的能量用於將部分水轉化為蒸汽，而這種現象稱為閃發，其中所生成的蒸汽稱為閃蒸汽，由圖 1-3(b)可知閃發式發電是透過地熱水庫中的熱水發電，而水的溫度通常會大於攝氏 180 度。這些高溫的水受到自身壓力的驅動通過地熱井向上流，隨著水上升，壓力下降，其中一部分熱水沸騰成蒸汽。然後透過汽液分離桶將蒸汽與水分離開來，蒸汽用於驅動渦輪發電機，剩餘的水和凝結的蒸汽被注入回地熱水庫，使其成為可持續利用的資源，

而閃發式發電系統又分為單閃發式、雙閃發式及三閃發式等，圖 1-4 為雙閃發式系統示意圖，雙閃發式顧名思義就是將單閃發後的流體再次降壓使流體蒸發再次利用蒸汽進行一次發電，雖然雙閃發式系統的建置成本以及人力成本相較於單閃發式來的高，但雙閃發式的發電率比單閃發式高出了 15-25% [10, 15]。

世界上較知名的閃發式系統的發電廠有冰島的 Krafla 地熱發電廠，該電廠自 1978 年起至 1999 年一共建置了 60MW 的發電容量，而 Krafla 地熱發電廠也在積極的開發更有效率的發電方案 [16]，如在目前雙閃發式的基礎上新增三閃發式系統等。

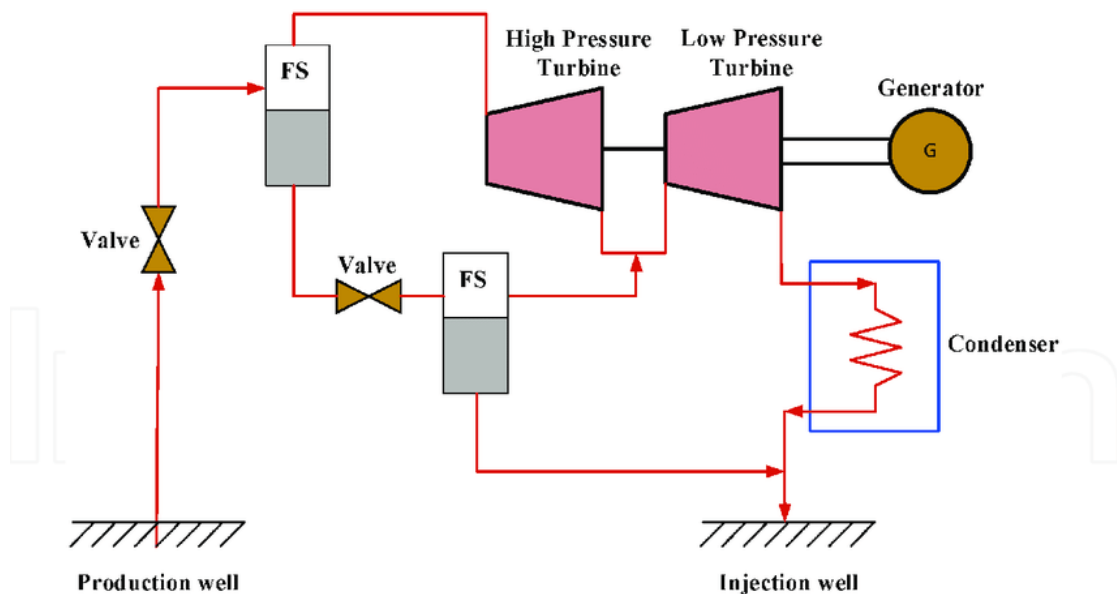


圖 1-4 雙閃發式發電系統示意圖 [14]

1.2.3 雙循環式發電系統(Binary cycle)

雙循環式發電系統是指利用兩個獨立循環的系統去進行發電，對於地熱資源而言，兩個獨立循環的系統表示地熱流體從未與主要發電元件接觸，而雙循環式地熱發電系統主要適用於低溫的地下熱源進行電力生產。

參考圖 1-3(c)，雙循環系統的地熱流體溫度通常介於攝氏 80 度至 170 度之間 [17]，將地熱流體通過地熱井運送至表面和主要用來發電的工作流體進行熱

交換，通常這個工作流體為有機物質，例如戊烷、R134a 等，其特性就是沸點相較水來的低，因此更容易汽化進行發電，而當用來發電的工作流體是有機物質時，雙循環系統又稱為有機朗肯循環(Organic Rankine Cycle, ORC)(ORC) [18]，

世界上較有名的例子是阿拉斯加有一座雙循環式發電廠建立在溫度只有攝氏 57 度的地熱源上但能生產出 400KW 的電量 [19]，ORC 的優點在於較不會破壞環境，且能延長熱源的壽命，因為地熱流體進行熱交換結束後會再次被注入地熱儲層中，也能夠解決低熱源無法用來發電的問題，但缺點就是 ORC 系統的設計和運行相對較複雜，需要高效的熱交換器、膨脹機、冷卻設施等，這可能導致系統的建置成本較高。

1.2.4 全流式發電系統(Total flow)

大部分的地熱資源都以高壓液體的形式存在，當這些高壓液體自地熱井中湧出時，通常會是水和蒸氣的兩相混合物，而前面幾個小節介紹的發電方式都是將這個湧出的二相流(two-phase flow)流體經過處理後再進行發電，像是現在世界上最常見的閃發式發電，該系統在閃發的過程中會有能量的損失以及閃發後殘存的液體也無法用來發電，就算進行多段式閃發也依然會有部分液體被浪費，而雙循環系統則是因為需要與工作流體進行熱交換因此會有熱損失，如圖 1-5 所示如果能夠將整個地熱流體直接作為工作流體用在單一膨脹機(expander)中發電，那麼在相同地熱條件下，少了閃發或熱交換所損失的能量，理論上系統的功率輸出就會增加，而將地熱流體直接應用來發電的系統就是全流式系統。

接下來在相同的條件下比較閃發式系統與雙閃發式系統和全流式發電系統的效率，可由圖 1-6 及圖 1-7 看出，在實際應用中，地熱流體的乾度通常在 5% 至 15% 的範圍內，全流式發電系統膨脹機效率只要達到約 50% 就可以產生與單閃發系統相同的功率輸出，而在雙閃發系統中為約 60% [20]。全流式發電系統除了建置方法相對簡單外，如果可以讓膨脹機具有高於圖 1-6 及圖 1-7 中的效

率，則使用全流式系統可能會變成所有地熱發電中最具有經濟效益及發電效率的系統。

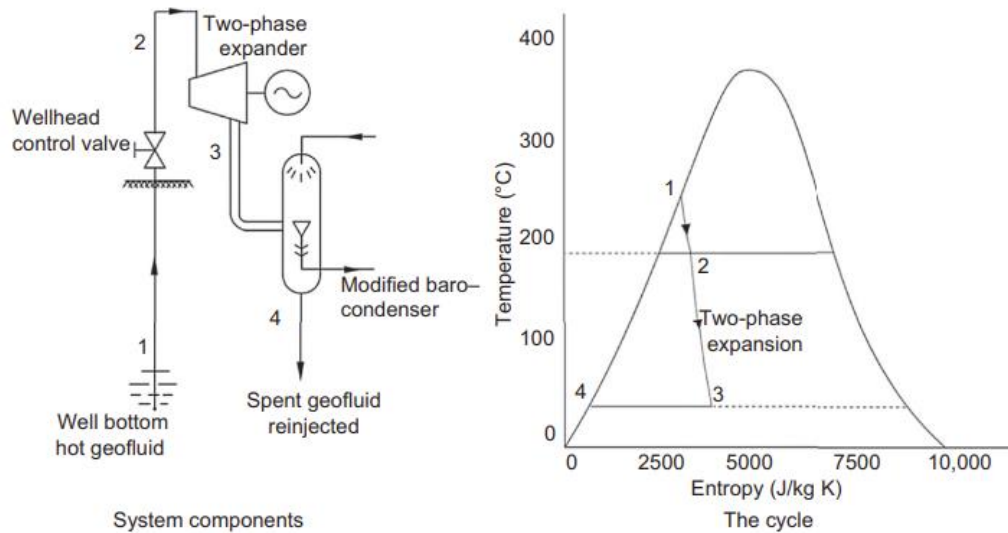


圖 1-5 全流式發電系統示意圖 [20]

在英國格拉斯哥大學 (University of Glasgow)的學者 Guopeng Yu 研究報告 [21]中提出將全流式發電系統(TF)及單閃發式發電系統(SF)結合為 TF-SF 系統能比單閃發系統獲得更佳的發電效率，除此之外，還能將渦輪機的排氣蒸汽回收，通過凝結產生淡水來解決乾旱至半乾旱地區存在的能源短缺和水資源匱乏問題，其中影響 TF-SF 系統發電效率的關鍵就是全流式發電系統的效率，如圖 1-8 在全流式系統的效率越高的情況下整體的發電效率會有明顯的提升，因此如何提升全流式發電系統的效率是一個值得研究的問題。

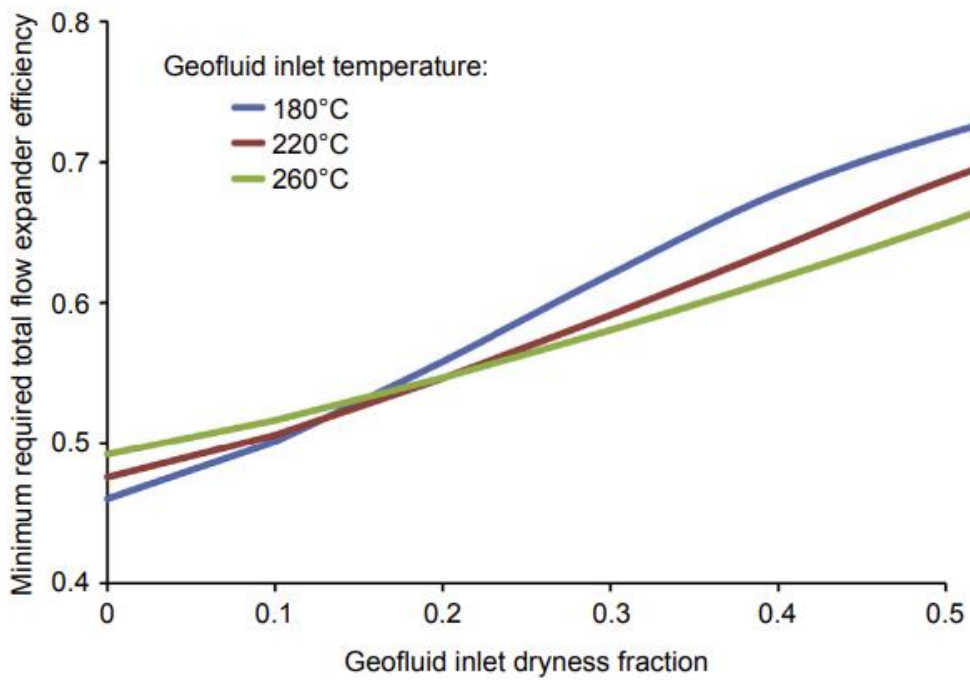


圖 1-6 相同條件下超越單閃發式發電效率之全流式擴張機最低所需效率 [20]

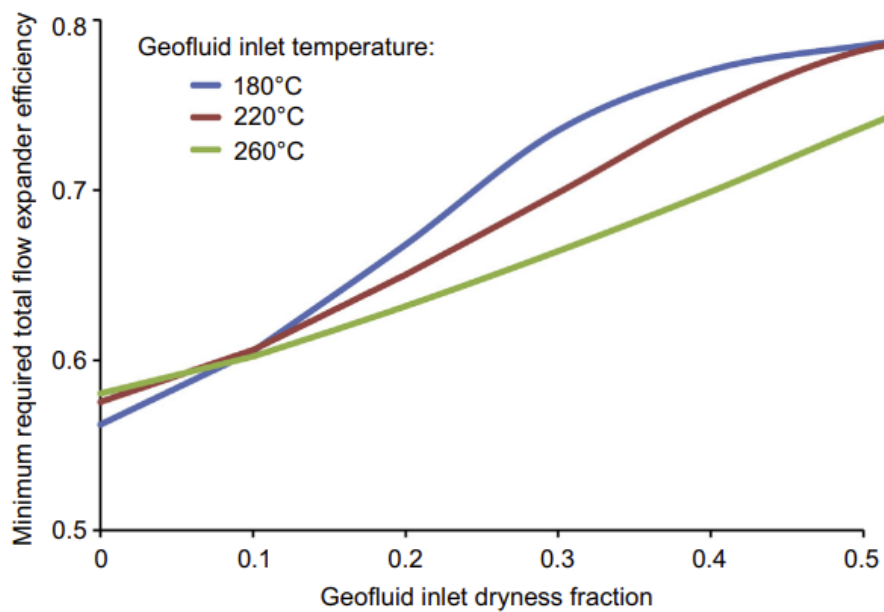


圖 1-7 相同條件下超越雙閃發式發電效率之全流式擴張機最低所需效率 [20]

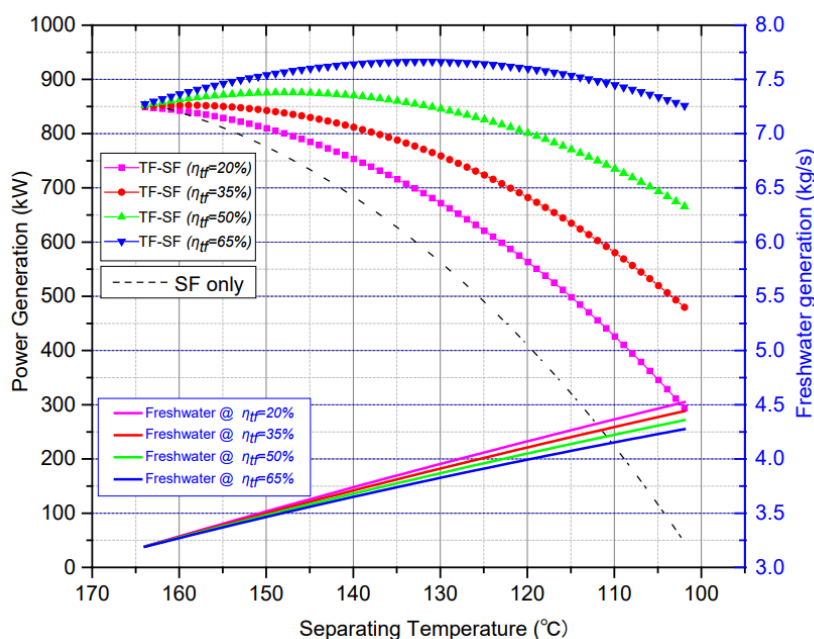


圖 1-8 全流式系統效率 η_{tf} 對 TF-SF 系統之影響 [21]

1978 年美國的勞倫斯實驗室提出了使用漸縮漸擴噴嘴的全流式發電系統 [22]，漸縮漸擴噴嘴的全流式發電系統僅透過噴嘴做能量的交換，因此理論上整體的發電效率會高於前幾小節提到的閃發式及雙循環式系統如圖 1-9，而使用漸縮漸擴噴嘴的優點在於能在噴嘴中達到超音速的效果，因為兩相流的音速較低 [23]，當上下游的壓力比足夠在喉部達到音速時則在漸擴段中就能達到超音速，在超音速的狀態下能獲得最大的質量流率 [24]。

本篇論文應用於全流式發電機之噴嘴主要是參考日本學者 Akagawa, et al. [27]等人於 1988 年進行的漸縮漸擴噴嘴實驗，該研究為測試不同條件下何種噴嘴形狀及長度能獲得較佳的效率，而最終的研究結果顯示在噴嘴漸擴端的角度為 6 度時能得到最佳的推力係數，因此本實驗參考此結果最終設計且使用噴嘴擴張角度為 6 度的噴嘴來做為全流式發電機的噴嘴。

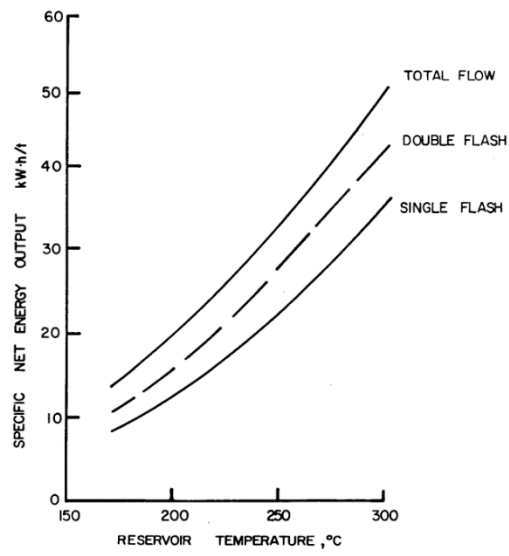


圖 1-9 各式發電系統在不同溫度下發電效能比較圖 [22]

第二章 基礎理論



2.1 二相流音速理論

在本實驗的全流式發電系統中所使用的噴嘴為漸縮漸擴噴嘴，其中設計成漸縮漸擴的原因為二相流在漸縮段加速至音速後會在漸擴段中發展成超音速流，而本章節主要就是在介紹二相流的音速計算方法。

根據均勻模型(homogeneous model)的假設，當氣液兩相均勻混合成單一混合物時混和物的密度將透過乾度來計算，其中氣相及液相的壓力與溫度都相同，且都以相同速度移動，會將兩相視為單相來進行分析，Tangren, et al. [25]透過均勻模型的假設推導出了兩相流音速及兩相流比熱比等重要參數，推導的過程如下，

單元體積當中擁有氣相及液相的流體，其中氣相質量及密度分別表示為 M_g, ρ_g ，液相質量及密度分別表示為 M_f, ρ_f ，整理後可以獲得質量比 μ 及體積比 δ

$$\mu = \frac{M_g}{M_f} \quad (2.1-1)$$

$$\delta = \mu \frac{\rho_f}{\rho_g} \quad (2.1-2)$$

因為總體積為固定值，所以氣相及液相的體積總和為定值，因此平均體積 ρ 表示為

$$\frac{M_g}{\rho_g} + \frac{M_f}{\rho_f} = \frac{(M_g + M_f)}{\rho} \quad (2.1-3)$$

整理式(2.1-1)~式(2.1-3)可得

$$\frac{\rho}{\rho_f} = \frac{(1 + \mu)}{(1 + \delta)} \quad (2.1-4)$$

$$\frac{1}{\rho_g} = \frac{1}{\mu} \left[\frac{1 + \mu}{\rho} - \frac{1}{\rho_f} \right] \quad (2.1-5)$$

根據能量守恆定律，假設氣相及液相的溫度相同，系統為絕熱狀態，且氣體符合理想氣體方程式，可得下式，其中 C_v, C_f 分別為氣相及液相之比熱



$$dQ = \left(\frac{\mu C_v + C_f}{1 + \mu} \right) dT + dW \quad (2.1-6)$$

其中 $dW = pd\left(\frac{1}{\rho}\right) = -\frac{p}{\rho^2} d\rho$ 且假設系統為絕熱故 $dQ = 0$ ，式(2.1-6)可改寫為

$$\frac{p}{\rho^2} d\rho = \left(\frac{\mu C_v + C_f}{1 + \mu} \right) dT \quad (2.1-7)$$

再將理想氣體方程式及式(2.1-5)帶入式(2.1-7)可得下式，其中 $C_p = C_v + R$

$$\frac{dp}{p} = \left(\frac{\mu C_p + C_f}{\mu C_v + C_f} \right) \times \left[\frac{d\rho}{\rho \left(1 - \frac{\rho}{(1 + \mu)\rho_f} \right)} \right] \quad (2.1-8)$$

接下來將式(2.1-8)做積分可得

$$p \left[\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_f(1 + \mu)} \right]^{\left(\frac{\mu C_p + C_f}{\mu C_v + C_f} \right)} = constant \quad (2.1-9)$$

定義新參數 Γ ， Γ 為兩相的比熱比

$$\Gamma = \left(\frac{\mu C_p + C_f}{\mu C_v + C_f} \right) \quad (2.1-10)$$

$$\text{當} \begin{cases} \mu \rightarrow 0, & \Gamma = 1 \\ \mu \rightarrow \infty, & \Gamma = \frac{C_p}{C_v} = \gamma \end{cases} \quad (2.1-11)$$

由式(2.1-11)可知當單位體積內為純液體時比熱比為 1，而純氣體時為氣體比熱比，而音速在等熵絕熱的條件下可表式為

$$c = \sqrt{\left(\frac{dp}{d\rho} \right)_s} \quad (2.1-12)$$

將式(2.1-8)帶入式(2.1-12)可得兩相流之音速

$$c = \sqrt{\Gamma R T \frac{\mu}{1 + \mu} \left(1 + \frac{1}{\delta} \right)^2} \quad (2.1-13)$$

$$\text{當} \begin{cases} \mu \rightarrow 0, & C \rightarrow \infty \\ \mu \rightarrow \infty, & C = \sqrt{\Gamma R T} \end{cases} \quad (2.1-14)$$

假設環境條件為一大氣壓，溫度為攝氏 100 度，將此條件代入式(2.1-13)，可得到圖 2-1 [26]的音速 c 與液體體積分率 ε_l 之關係圖，可以看到當液體體積分率介於

0~1 之間時兩相流的音速會遠低於純液體或純氣體之音速，因此可在相對低的流速下就達到超音速的條件，而達到超音速能提供較大的質量流率。

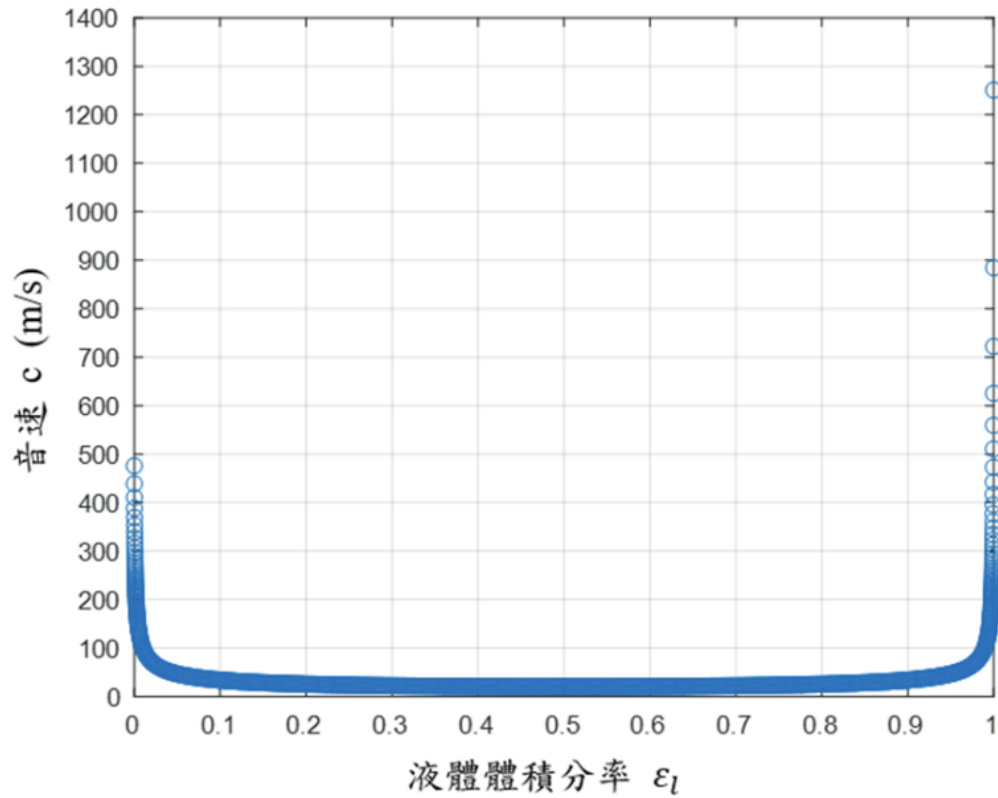


圖 2-1 音速與液體體積分率關係圖(P=1bar, T=100°C) [26]



2.2 實驗計算理論

推力係數(Thrust coefficient)由日本學者 Akagawa, et al. [27]提出，是用來評估噴嘴效能之參數，推力係數 C_T 其定義為實驗量測之推力與假設等熵過程推出之推力的比值，其定義式(2.2-1)為

$$C_T = \frac{F_{exp}}{F_{th}} \quad (2.2-1)$$

其中 C_T 為推力係數 F_{exp} 為實驗噴嘴推力 F_{th} 為理論推出

實驗噴嘴射速是透過噴嘴推力實驗來推算，透過動量方程式可知噴嘴推力為流量乘上噴嘴射速的值，因此有推力及流量的條件下即可獲得噴嘴射速。

由動量方程式可知

$$F_{exp} = \dot{m}V_{ex} \quad (2.2-2)$$

其中 F_{exp} 為實驗推力 \dot{m} 為流量 V_{ex} 為實驗噴嘴射速

理論推力部分是由 Isentropic Homogeneous Equilibrium model(I.H.E model)兩相流模型來推算，該模型的假設為：

1. 膨脹為等熵過程
2. 系統處於熱平衡(thermal equilibrium)
3. 氣相及液相的速度相等

因實驗過程流速快可忽略熱傳量因此假設為絕熱系統，且實驗過程壓力呈連續變化，因此假設膨脹過程為等熵過程，故可將出口乾度表示為式(2.2-3)

$$x_{out} = \frac{S_{in} - S_{l,out}}{S_{v,out} - S_{l,out}} \quad (2.2-3)$$

忽略入口速度，能量守恆方程式為

$$h_{in} = x_{out}h_{v,out} + (1 - x_{out})h_{l,out} + \frac{1}{2}V_{out}^2 \quad (2.2-4)$$

整理(4.2-4)式後可得理論噴嘴射速為

$$V_{out} = \sqrt{2(h_{in} - h_{out})} \quad (2.2-5)$$

$$h_{out} = x_{out}h_{v,out} + (1 - x_{out})h_{l,out} \quad (2.2-6)$$

出口密度為



$$\rho_{out} = \frac{1}{x_{out} * v_{v,out} + (1 - x_{out}) * v_{l,out}} \quad (2.2-7)$$

最後結合式(2.2-3)~(2.2-6)以及出口面積可得理論推力

$$F_{th} = \rho_{out} * V_{out}^2 * A_{out} \quad (2.2-8)$$

將式(2.2-2)及式(2.2-8)代回式(2.2-1)即可獲得推力係數。

2.3 斜衝擊式渦輪機

在全流式發電系統中渦輪機對於整體的發電效率影響甚大，而本實驗採用的是國內學者林子淵 [24]所設計的斜衝擊式渦輪，其中設計渦輪葉片需考慮射流的擊中點，和擊中點的角度，除了入射的擊中點要考慮外還有葉片的排水角度需考慮，而排水角度分為偏入射端排水角度和偏出水端排水角度，排水角度會影響射流離開的流速，因此會連帶影響到射流進出的速度差，這會是主要影響動量的傳遞量的因素，其中射流擊中點及排水角度可參考圖 2-2 及表 2-1。

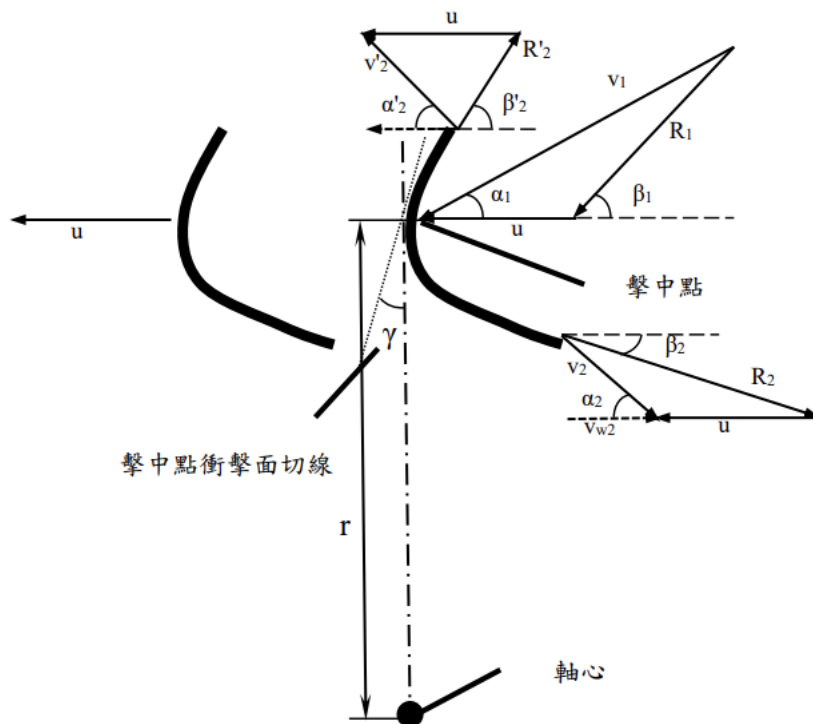


圖 2-2 斜衝擊式渦輪速度三角示意圖[24]

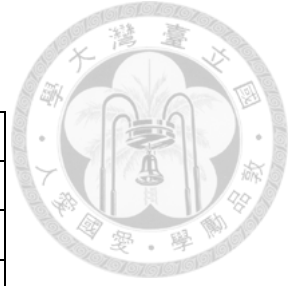


表 2-1 葉片示意圖符號表

符號	說明
α_1	射流絕對速度角
α_2	偏排出端排水絕對速度角
α'_2	偏入射端排水絕對速度角
γ	衝擊點切線與垂直面夾角
β_1	入射相對速度角
β_2	偏排出端排水相對速度角
β'_2	偏入射端排水相對速度角
u	渦輪葉片擊中點切線速度
v_1	射流絕對速度
v_2	偏排出端排水絕對速度
v'_2	偏入射端排水絕對速度
R_1	射流和渦輪相對速度
R_2	偏排出端排水相對速度
R'_2	偏入射端排水相對速度
r	軸心到擊中點距離

在獲得噴嘴出口乾度及質量流率的條件下，噴嘴出口的體積流率 Q 可表示為式(2.2-1)其中 v_f 及 v_g 分別為液比容及氣比容

$$Q = \dot{m}[(1-x)v_f + xv_g] \quad (2.2-1)$$

入射渦輪機的噴嘴射速 v_1 可由推力及質量流率得出

$$v_1 = \frac{F}{\dot{m}} \quad (2.2-2)$$

噴嘴射速以及渦輪機的相對速度 R_1 可由餘弦定理求得

$$R_1 = \sqrt{v_1^2 + u^2 - 2v_1u\cos(\alpha_1)} \quad (2.2-3)$$

入射相對速度角 β_1 為

$$\beta_1 = \cos^{-1}\left(\frac{v_1\cos(\alpha_1) - u}{R}\right) \quad (2.2-4)$$

根據動量守恆，噴嘴入射的動量會等於渦輪機兩端排出流體的動量

$$\vec{Q}R_1\rho \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_1 - \gamma\right) + \vec{Q}_1R_2\rho + \vec{Q}_2R'_2\rho = 0 \quad (2.2-5)$$



其中 $Q = Q_1 + Q_2$ ， Q_1, Q_2 分別為偏排出端體積流率及偏入射端體積流率，將式(2.2-5)移項整理後可得：

$$Q = \frac{Q_1 - Q_2}{\cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_1 - \gamma\right)} \quad (2.2-6)$$

整理上式後可得

$$Q_1 = \frac{Q[1 + \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_1 - \gamma\right)]}{2} \quad (2.2-7)$$

$$Q_2 = \frac{Q[1 - \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_1 - \gamma\right)]}{2} \quad (2.2-8)$$

偏排出端速度變化量 ΔV_{w1} 為

$$\Delta V_{w1} = (v_1 \cos \alpha_1) - u + \left(\frac{v_1 \sin \alpha_1 \cos \beta_2}{\sin \beta_1}\right) \quad (2.2-9)$$

偏入射端速度變化量 ΔV_{w2} 為

$$\Delta V_{w2} = (v_1 \cos \alpha_1) - u + \left(\frac{v_1 \sin \alpha_1 \cos \beta_2'}{\sin \beta_1}\right) \quad (2.2-10)$$

最後渦輪扭力 T 及軸功率 AP 可表示為

$$T = \rho(Q_1 \Delta V_{w1} + Q_2 \Delta V_{w2})r \quad (2.2-11)$$

$$AP = \rho(Q_1 \Delta V_{w1} + Q_2 \Delta V_{w2})r\omega \quad (2.2-12)$$

獲得軸功率後乘上渦輪機之機械效率後即可獲得理論輸出電功率。

第三章 實驗介紹



本章節將介紹實驗中使用的設備、儀器的用途和相關規格，並展示整個系統的結構以及整體實驗流程。

3.1 實驗設備

3.1.1 鍋爐系統

圖 3-1 為本實驗為模擬地熱井的熱水來源建立了一個擁有 1.06 立方公尺容積的直立電熱式蒸氣鍋爐，詳細規格可見表 3.1-1 在直立式鍋爐的底部使用法蘭洩水口，實驗出水口則使用法蘭側邊出水口，鍋爐的加熱使用電子式加熱器，其中電熱計的規格為 120KW 380V，包含了控制面板，壓力計和溫度計。

直立式鍋爐上方安裝了一個擁有 1.23 立方公尺的臥式膨脹槽，詳細規格即實體圖可見表 3-1 及圖 3-2，此膨脹槽與直立式鍋爐做連接來收集加熱後產生的蒸汽，在膨脹槽側邊設有膨脹槽的液位顯示器可見圖 3-3

本次實驗的溫度範圍控制在攝氏 160 度至 200，整個加熱鍋爐的系統建置在地磅上方，以方便量取整個系統的用水量來計算流量大小，其中測得的重量顯示在圖 3-4 的鍋爐重量顯示器上，且實驗時能同步輸出當下重量的訊息至電腦中進行紀錄。

表 3-1 直立電熱式蒸氣鍋爐規格表

容量	1.06m ³
設計壓力	25Mpa
設計溫度	224°C
材質	SB450
出水口口徑	6 吋
洩水口口徑	1.25 吋



圖 3-1 直立電熱式蒸氣鍋爐(下)與臥式膨脹槽(上)實體圖

表 3-2 臥式膨脹槽規格表

容量	1.23m ³
設計壓力	25Mpa
設計溫度	224°C
材質	SB450



圖 3-2 臥式膨脹槽



圖 3-3 液位顯示器



圖 3-4 鍋爐重量顯示器

3.1.2 PLC 系統

PLC 系統為可程式化邏輯控制器，其用途為接收實驗時各感測器回傳之溫度，壓力，轉速及鍋爐重量等資訊，並可以自動記錄及儲存數據。PLC 系統的功用不僅僅是讀取數值，更重要的是能即時監測數據在數據有異常或是實驗產生不可控因素時能直接透過 PLC 系統來停止實驗以防產生危險。

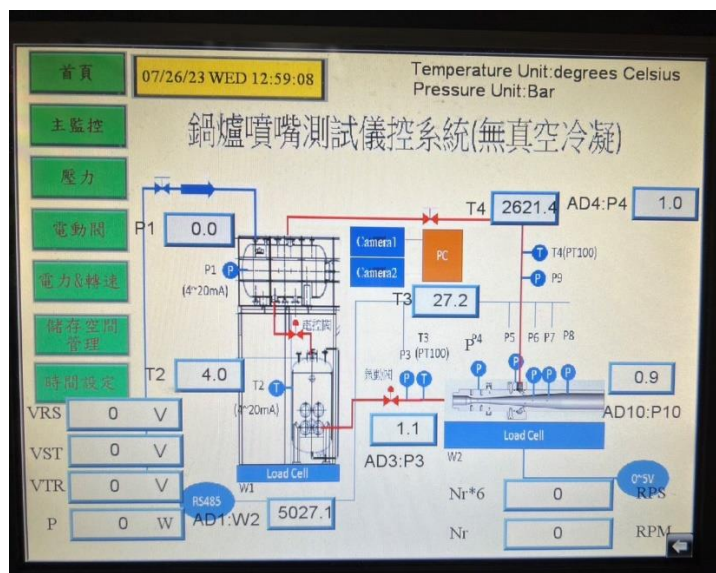


圖 3-5 PLC 系統面板



圖 3-6 PLC 系統內部



圖 3-7 PLC 系統外觀



3.1.3 發電系統

圖 3.1-7 為本實驗發電系統架構圖，發電系統主要由四個部件組成，分別是永磁發電機、變速箱、二相流噴嘴以及斜衝擊式渦輪機。



圖 3-8 發電系統 a.永磁發電機 b.變速箱 c.二相流噴嘴 d.斜衝擊式渦輪機

a. 永磁發電機

發電機為將渦輪之旋轉動能轉化為電能之設備，本次實驗位防止渦輪轉速過快超出發電機的負荷，因此額外在發電機與渦輪之間加裝變速箱來防止意外，而本實驗使用之發電機為永磁發電機，其具有體積小、損耗低、效率高等優點，關於發電機的詳細規格可參考表 3-3。



圖 3-9 永磁發電機

表 3-3 永磁發電機規格表

型號	YGDLF-500
額定功率	500kw
額定轉速	1800rpm
額定電壓	400V
額定電流	722A
額定頻率	60HZ
額定扭矩	2792Nm
重量	1440kg
相數	三相
絕緣等級	H
防護等級	IP54



b. 變速箱

變速箱是為了防止渦輪轉速過快造成發電機損毀而安裝的設備，製造商為安捷機械有限公司，詳細規格可參考表 3-4。



圖 3-10 變速箱實體圖

表 3-4 變速箱規格表

型號	HS-32
主動輪轉速(n_1)	7090rpm
副動輪轉速(n_2)	1800rpm
額定功率	1500kw
傳動比	3.9

c. 二相流噴嘴

二相流噴嘴為能量轉換裝置，將鍋爐中流體的熱焓轉換為動能，因轉換過程中流體會變為二相流，根據流體力學的設計，當流體為超音速時漸擴管會讓超音速流體加速，因此設計出一漸縮(diverging)漸擴(converging)管讓流體在喉部能到達音速，且持續在漸擴管中加速成超音速。



本實驗使用之噴嘴為喉部尺寸分別為 14mm 與 17mm 的漸縮漸擴管，詳細規格與圖片可參考圖 3-11、圖 3-12 和表 3-5。

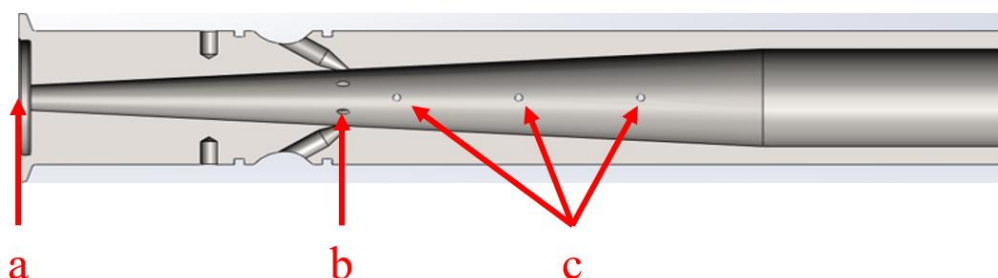


圖 3-11 二相流噴嘴(BB64)示意 a.喉部 b.喉後進氣點 c.數據量測點

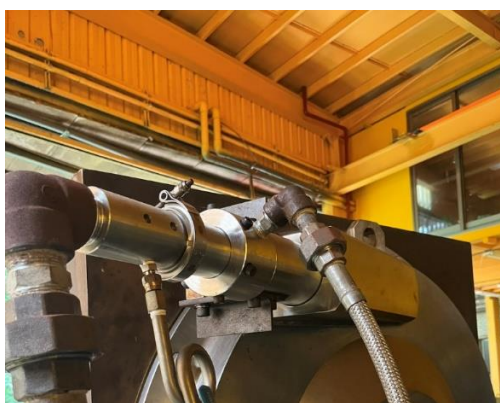


圖 3-12 二相流噴嘴實體

表 3-5 噴嘴規格表

14mm(BB64)		17mm(CB64)	
喉部尺寸	14mm	喉部尺寸	17mm
擴散角度	6°	擴散角度	6°
噴嘴長度	400mm	噴嘴長度	400mm

d. 斜衝擊式渦輪

本實驗採用之渦輪機為林子淵學者提出的斜衝擊式渦輪機 [24]，其特性為不易殘留沉積物在葉片上，因此能長時間維持渦輪機的效率，不會因為產生沉積

物而造成發電效率下降的情形，詳細規格與圖片可參考圖 3-13、圖 3-14 與表 3-6。



圖 3-13 渦輪機外部圖

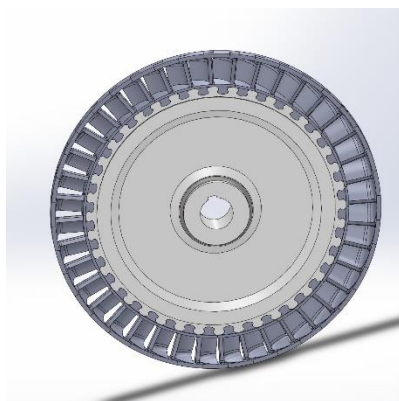


圖 3-14 斜衝擊式 Turgo 葉片 CAD 圖 [24]

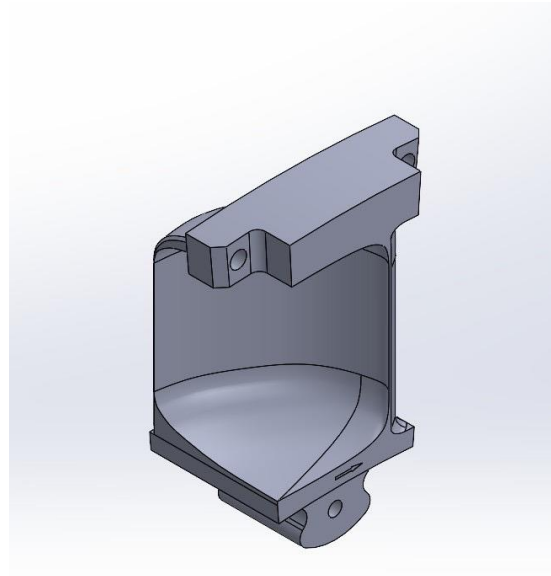


圖 3-15 斜衝擊式 Turgo 單葉片 CAD 圖 [24]



圖 3-16 斜衝擊式 Turgo 葉片實體圖 [24]

表 3-6 斜衝擊式渦輪機規格表

渦輪機葉片數目	40
渦輪機直徑	0.75m
噴流入射角	15

3.1.4 電力負載箱(load bank)

本實驗並未將流體產生之電能併入電網，因此需要透過電力負載箱來消耗電力，此電力負載箱可透過按鈕來調整負載來達到實驗所需消耗的功率。



圖 3-17 電力負載箱外觀



3.1.5 電力品質分析儀

本實驗透過電力品質分析儀來監測以及紀錄實驗當下發電機產生的電壓電流及功率，利用發電機將電力傳送到負載箱時監測電線傳輸電流的品質來獲得實驗當下的各種數據，詳細圖片及規格可參考圖 3-18。



圖 3-18 電流品質分析儀

表 3-7 電流品質分析儀規格表

型號	PQ3100
電壓量呈	電壓測量 1000Vrms or DC 瞬態測量 2.200kvpeak
電流量呈	AC/DC 50.000 mA~5.0000 kA
功率量呈	50W~6MW
精度	電壓：標稱電壓的 $\pm 0.2\%$ 電流： $\pm 0.1\%$ rdg. $\pm 0.1\%$ f.s. + 電流感測器精度， 有功功率：DC $\pm 0.5\%$ rdg. $\pm 0.5\%$ f.s. + 電流感測器精度
體積和重量	300W × 211H × 68D mm, 2.5 kg



3.1.6 壓力感測器及溫度感測器

本實驗壓力感測器使用 RS-485 來記錄鍋爐壓力並將測得之壓力回傳至 PLC 中做數據監控，詳細圖及規格可參考圖 3-19 及表 3-8



圖 3-19 壓力感測器

表 3-8 壓力感測器規格表

型號	RS-485
精度	$\pm 1.0\%$ f.s.
顯示時間週期	0.1~9.9s
輸出反應速度	$< 50\text{ms}(0\sim 90\%)$
熱零點溫度飄移	$\pm 0.05\%$ f.s./ 10°C
環境溫度	$-10^{\circ}\text{C}\sim 60^{\circ}\text{C}$
零點長期穩定度	$\pm 1.0\%$ f.s./year($< 60\text{Bar}$) $\pm 0.15\%$ f.s./year($> 60\text{Bar}$)

本實驗溫度測器使用 K type 熱電偶溫度計型號為 PT100，主要特點是測量精度高，效能穩定，材質為鎳鉻、鎳鋁合金，最高可觀測至 1200°C，主要裝設於鍋爐和膨脹槽進行量測，詳細圖可參考圖 3-20。

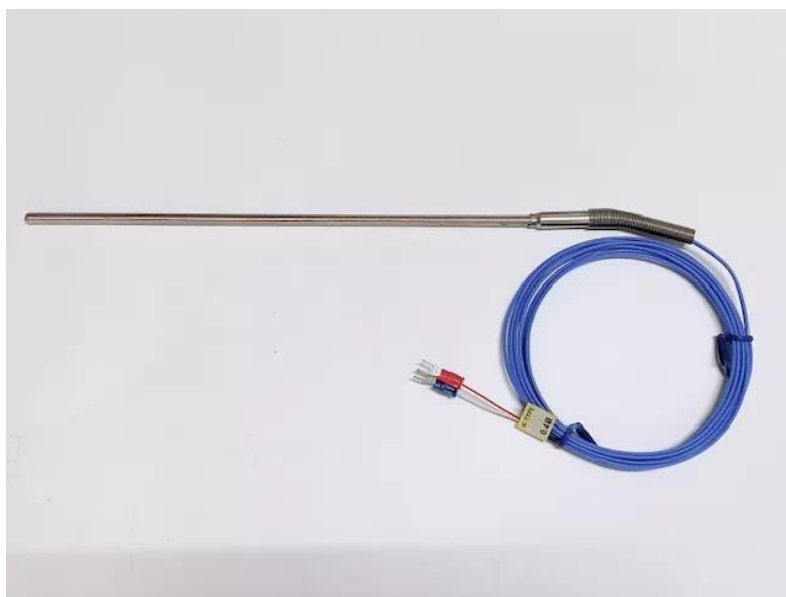


圖 3-20 熱電偶溫度計

3.2 實驗架構

圖 3-21 及圖 3-22 為本次實驗之架構圖，實驗第一步透過幫浦將水抽入鍋爐中加熱，加熱到達測試溫度時關閉加熱器，加熱過程中產生的蒸汽由管路輸送至上方膨脹槽內形成高壓氣體，藉由分離汽液來達成控制純液發電或是汽液混和發電，而在鍋爐及膨脹槽後都接有管路來輸送流體，本次實驗主要為噴嘴喉後進汽，所以用到的閥門為控制蒸氣進入噴嘴入汽環的球閥以及控制水進入噴嘴入口的閘閥，在推力實驗中會在噴嘴出口及入口分別設置溫度壓力感測器來量測數據，之後通過漸縮漸擴噴嘴將流體噴入斜衝式渦輪中，其中為了實驗的安全性特別在發電機及渦輪中間加入了變速箱來預防渦輪轉速過快超過發電機負載而損壞發電機，最後透過流體產生的電能會輸送到 load bank 中，我們再讀取輸送過程的電壓及發電功率等數據來完成實驗。

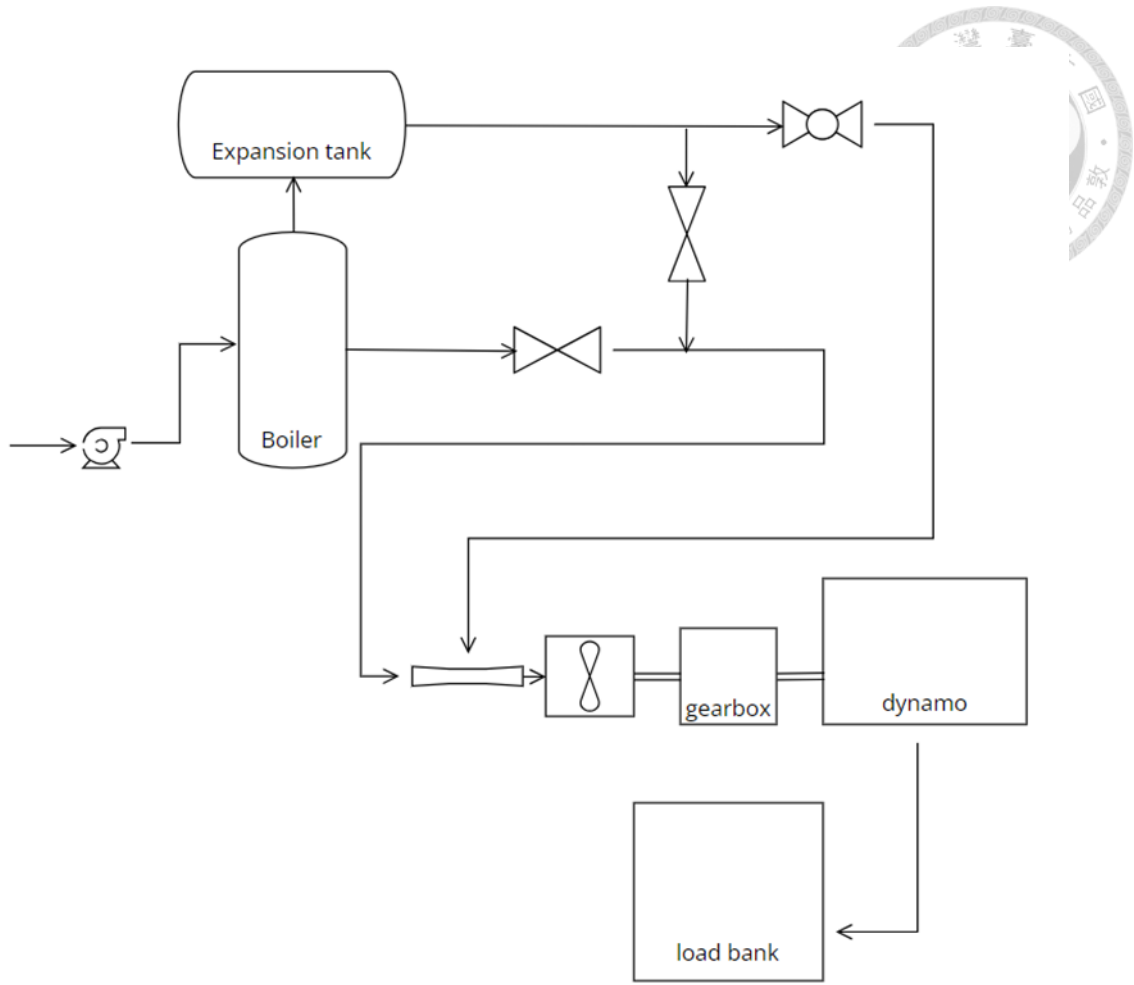


圖 3-21 實驗架構圖

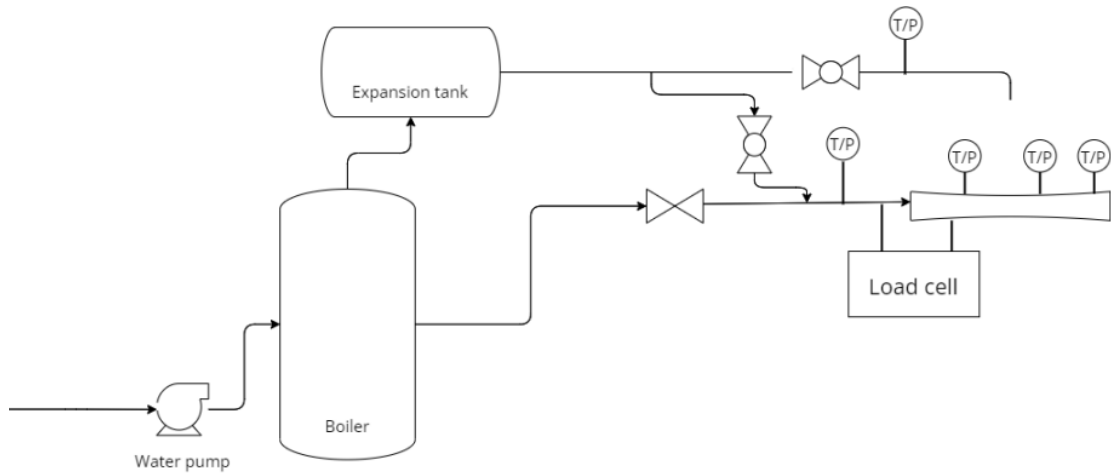


圖 3-22 推力實驗架構圖[28]



3.3 實驗流程

本實驗利用鍋爐來模擬天然的地熱條件，根據不同的流體溫度、壓力、以及不同的噴嘴來測試單相及二相流的發電效率，實驗溫度從 160°C 開始每隔 10°C 做一組測試，一直到 200°C 為止，詳細實驗流程如下。

1. 透過幫浦將水抽至鍋爐內，並等待加熱至實驗溫度。
2. 兩槽體內流體都穩定後開始實驗，單相流實驗先半開水閥，二相流實驗先將汽閥全開後半開啟水閥。
3. 水閥半開啟後使用鐵棍撬動渦輪的轉軸讓渦輪有個初始動能後讓流體開始推動渦輪。
4. 使用手機錄下電力品質分析儀之數據。
5. 渦輪開始轉動後將水閥全開，等渦輪轉速到達最大值時將電力負載箱按鈕全開，同時記錄水閥全開後的地磅重量及渦輪轉速。
6. 關閉水閥，同時記錄地磅重量及水閥全開後總出水時間，完成單次實驗。

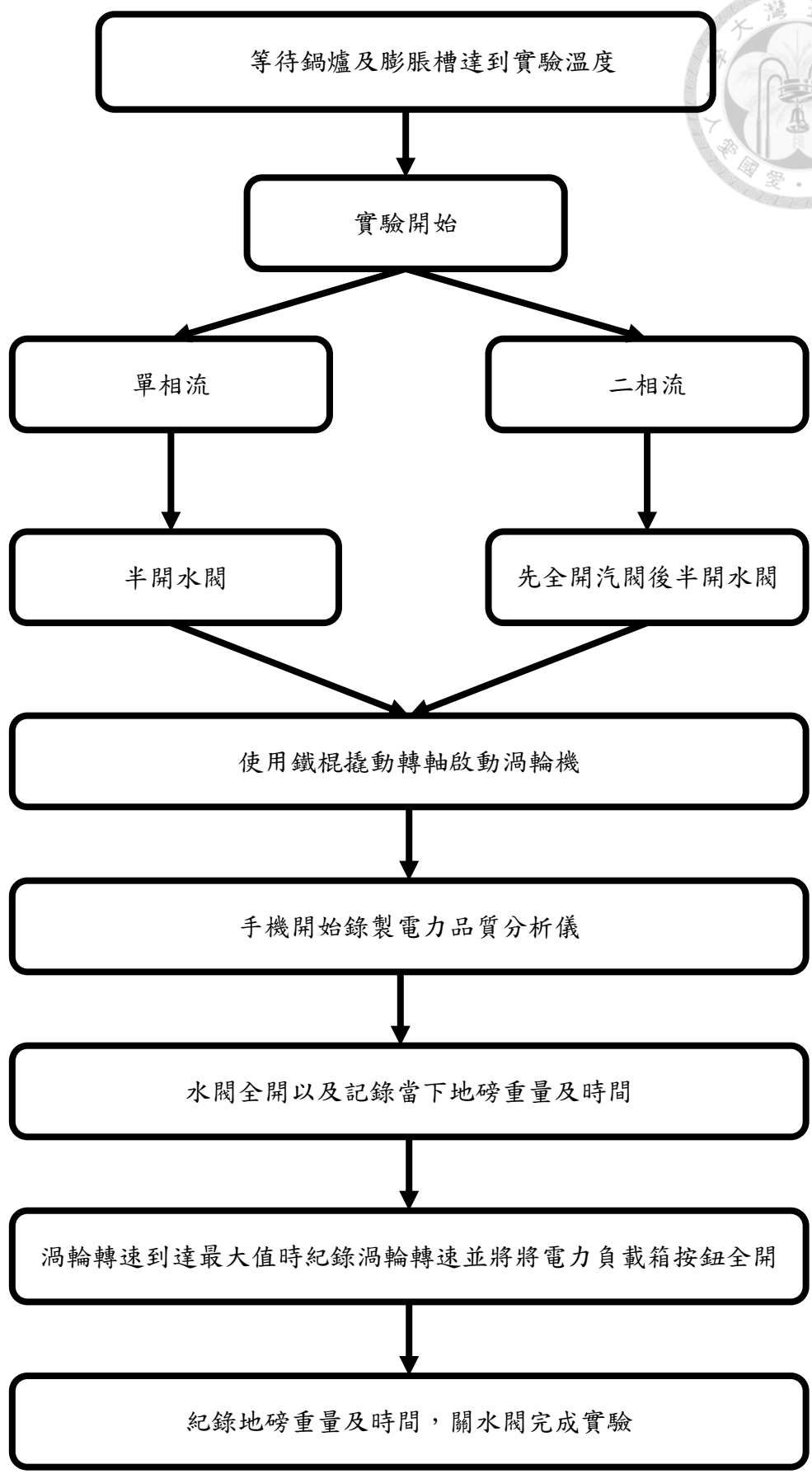


圖 3-23 實驗流程圖

第四章 實驗結果與討論



4.1 全流式發電系統二相流噴嘴噴射方式探討

在本次實驗中二相流噴射的選擇都是以喉後進氣的方式進行，也就是將蒸氣經由喉部下游 6 道環狀等角距射流管分別注入噴嘴，會如此選擇是因為噴嘴喉後進氣不管是喉部直徑 14mm 或是 17mm 的噴嘴都能獲最大推力，可由圖 4-1 及圖 4-2 噴嘴推力實驗得知，而最大推力能獲得較佳的發電量，且後續的實驗數據能直接從噴嘴射速來計算該溫度下噴嘴出口的乾度，從而得到噴嘴出口處的氣液混和率。

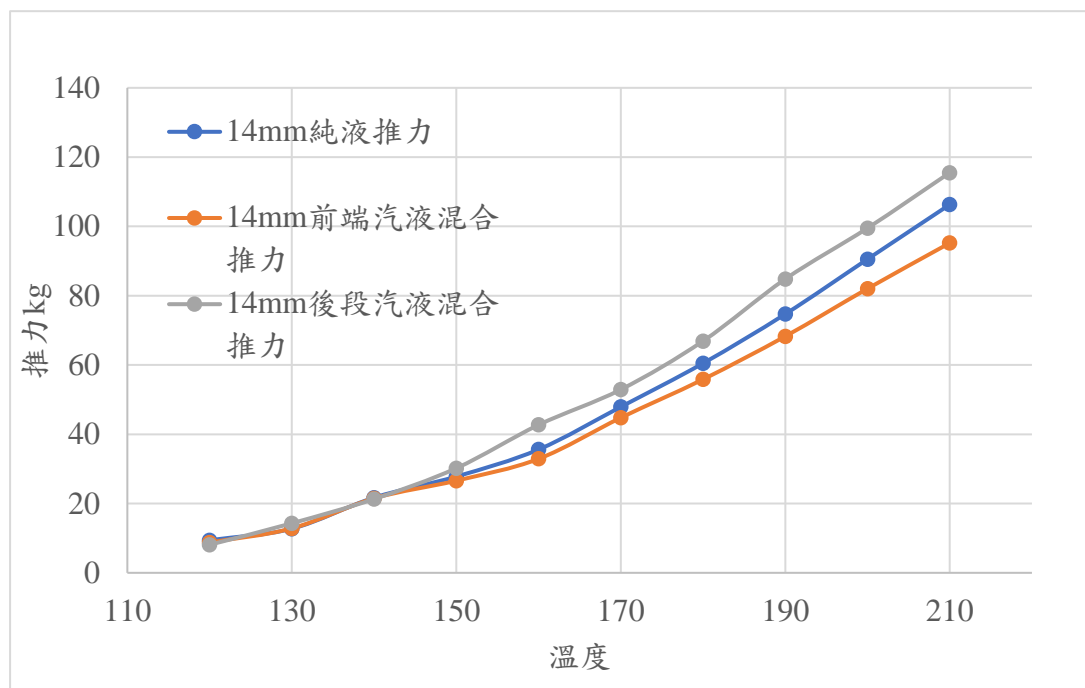


圖 4-1 喉部直徑 14mm 噴嘴推力圖

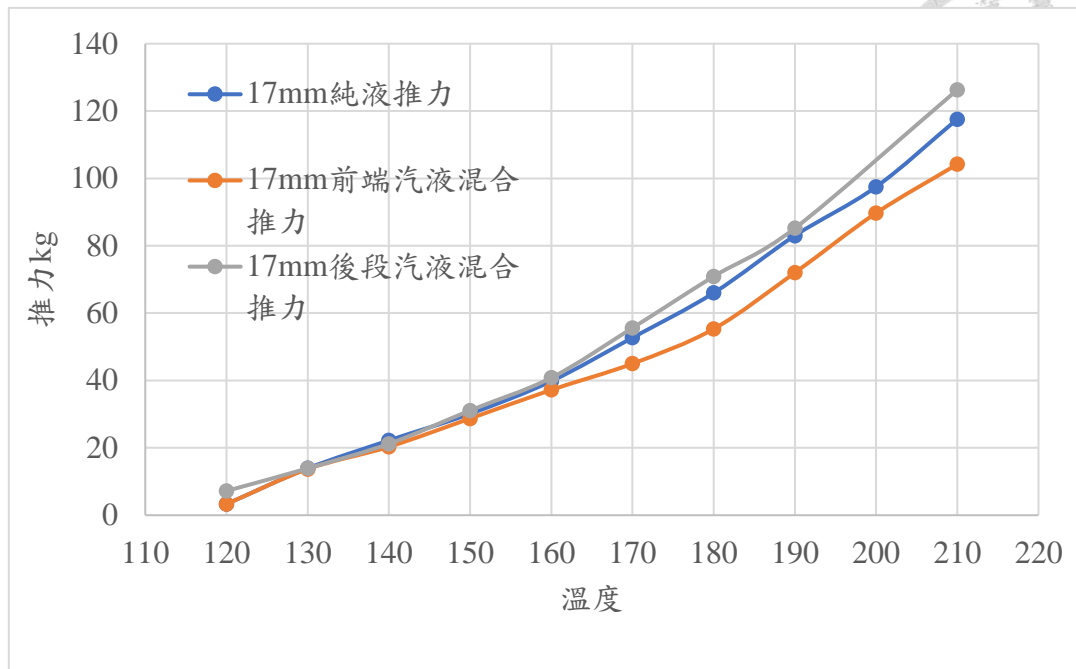


圖 4-2 喉部直徑 17mm 噴嘴推力圖

4.2 推力係數

將實驗數據帶入第二章所推導的推力係數方程式中可獲得圖 4-3 及表 4-1~表 4-4 不同噴嘴之推力係數與溫度關係，其中鍋爐壓力皆為飽和壓力，可從圖中看出當工作溫度越高時此系統的推力值會越接近理論推力值，且不管是何種噴嘴及何種噴射方式都會得到這樣的結論，表示單從噴嘴來看的話工作溫度越高越佳，能夠發揮較佳的推力，從而獲得較佳的發電量。

表 4-1 喉部直徑 14mm 之純液噴嘴推力實驗數據

溫度°C	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210
實驗推力 kg	9.42	12.74	21.7	27.8	35.6	47.90	60.47	74.7	90.5	106.3
理論推力 kg	80.89	86.62	91.85	97.63	102.1	107.3	112.4	117.5	122.6	128.2
推力係數	0.12	0.15	0.24	0.28	0.35	0.45	0.54	0.64	0.74	0.83

表 4-2 喉部直徑 14mm 之後段進氣噴嘴推力實驗數據

溫度°C	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210
實驗推力 kg	8.1	14.3	21.3	30.2	42.7	52.9	66.9	84.8	99.5	115.5
理論推力 kg	80.89	86.62	91.85	97.63	102.1	107.3	112.4	117.5	122.6	128.2
推力係數	0.10	0.17	0.23	0.31	0.42	0.49	0.59	0.72	0.81	0.90

表 4-3 喉部直徑 17mm 之純液噴嘴推力實驗數據

溫度°C	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210
實驗推力 kg	3.3	13.9	22.2	30.1	39.8	52.7	66	83	97.5	117.6
理論推力 kg	80.89	86.62	91.85	97.63	102.1	107.3	112.4	117.5	122.6	128.2
推力係數	0.04	0.16	0.24	0.31	0.39	0.49	0.59	0.71	0.79	0.92

表 4-4 喉部直徑 17mm 之喉後進氣噴嘴推力實驗數據

溫度°C	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210
實驗推力 kg	7.2	13.9	21.2	31.1	40.8	55.6	70.9	85.2	x	126.3
理論推力 kg	80.89	86.62	91.85	97.63	102.1	107.3	112.4	117.5	122.6	128.2
推力係數	0.09	0.16	0.23	0.32	0.40	0.52	0.63	0.72	0.00	0.98

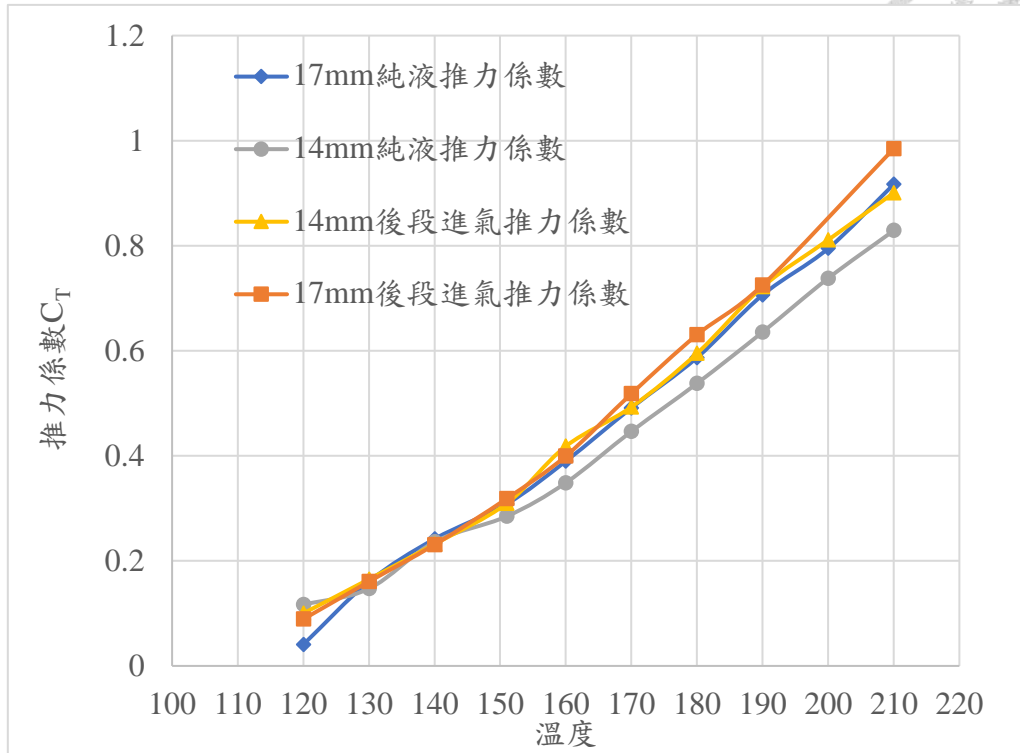


圖 4-3 推力係數與溫度關係圖


4.3 全流式發電系統效率分析

本次實驗主要分為純水發電以及二相流發電，其中實驗溫度從攝氏 160 度至 200 度，每 10 度做一次實驗，透過推力實驗所獲得的數據計算噴嘴流體的動能與本次實驗實際所測得的發電數據配合可計算出噴嘴動能與實際發電量的轉換率，其中噴嘴流體動能 E_{th} 計算方式如下

$$E_{th} = \frac{1}{2} \dot{m} V_{out}^2 \quad (4.3-1)$$

流體速度 V_{out} 為式(4.2-2)推力實驗中所獲得的噴嘴射速， \dot{m} 為推力實驗中所測得的流量。

根據上一節的推力係數及推力實驗來看，喉後進氣的噴嘴都擁有最佳的推力，因此本小節主要分析噴嘴與渦輪機的動能轉換率及發電機在不同溫度下的理論值與實驗值差別，表 4-1 為噴嘴的動能與發電機的發電量數據，由圖 4-4 可知從 160 度至 180 度 17mm 喉後進氣之噴嘴發電量皆為四組實驗值中發電量最高之噴



嘴，此結果與推力實驗相同，在圖 4-2 推力實驗中 17mm 喉後進氣之噴嘴擁有最高的噴嘴推力，因此獲得較高的發電量是可預期的，而在 190 度與 200 度無法獲得最佳的發電量其原因推測與噴嘴動能的轉換率有關，圖 4-5 為各溫度下的動能轉換效率，可由圖中看出在 190 度以及 200 度時最高的動能轉換效率為 14mm 之純水噴嘴，雖然在 200 度時 17mm 喉後進氣之噴嘴因為缺失了推力實驗的數據因此無法獲得動能值，但可從 17mm 純水噴嘴的趨勢看出在 200 度時動能轉換效率依然無法超過 14mm 的純水噴嘴，綜合推力及噴嘴動能轉換率後 17mm 純水噴嘴在 200 度時才成為了發電量最高之噴嘴，而在 190 度時可從圖 4-5 看出最佳的動能轉換率依序為 14mm 純水噴嘴、14mm 喉後進氣噴嘴、17mm 喉後進氣噴嘴、最後是 17mm 純水噴嘴，且 14mm 純水噴嘴之效率遠高於其他三個噴嘴，才造成 14mm 純水噴嘴之推力雖然小於其他三個噴嘴但發電量卻能跟三支噴嘴相同的結果，在溫度為 180 度時也能看到相似的結果。

接下來比較渦輪機的理论發電量與實驗獲得的真實發電量，在第二章節中討論過理論渦輪機的計算過程，其中本次實驗之渦輪機之設計，表 4-2 為式(2-2.3)~式(2-2.12)中會使用到的各種角度，將角度帶入計算後即可得到理論渦輪機的發電量，圖 4-6 為計算過後之渦輪機發電理論值與實驗值比值，此比值為實驗發電量除上理論發電量所得，可以看到在 160 度至 200 度的之間數據值的分布都與動能轉換效率相同，藉由圖 4-6 可得知日後若是需要使用此渦輪機發電系統即可以當下之地熱條件來選擇效率最佳之噴嘴與噴射型態，其中會造成不同溫度條件下會有不同的最佳噴嘴的原因可能與噴嘴出口的射流型態有關，在超音速流的理論中當上下游壓力差相當大時射流會形成一擴張扇形圖 4-7，此時的噴嘴射流型態會先漸擴再漸縮，而此現象稱為不完全膨脹，而在推力實驗中也有觀測到此現象，觀測到的射流符合不完全膨脹的射流特徵，而其中扇形的擴散角度可能就是影響效率的原因之一，在圖 4-8 及圖 4-9 中可看到在溫度都為 170 度的條件下純液噴射相較喉後進氣的條件會獲得一較大的擴張扇形射流，而從實驗結果來看

170 度純液能獲得較佳的發電效率，因此可推斷可能存在一擴散角度是能夠配合此渦輪扇葉形狀來達到最佳的發電效率，因此才會產生不同溫度會有不同最佳發電效率的噴嘴，未來可以嘗試找出控制扇形擴散角度的方法來製造出最佳效率的噴嘴以及發電系統。

表 4-5 噴嘴動能與發電機組實驗數據

溫度°C		160	170	180	190	200
14mm 純水噴嘴	噴嘴射速 m/s	115.1	139.4	153.7	166.3	177.4
	噴嘴動能 kw	20.1	32.7	45.5	60.9	78.7
	實際發電功率 kw	x	18	32.4	54	68.4
	動能轉換率	x	55%	71%	89%	87%
14mm 喉後進氣噴嘴	噴嘴射速	139.6	160.4	174.1	193.8	227.4
	噴嘴動能 kw	29.2	41.6	57.1	80.5	110.8
	實際發電功率 kw	x	21.6	32.4	54	72
	動能轉換率	x	52%	57%	67%	65%
17mm 純水噴嘴	噴嘴射速	113.7	148.8	179.7	224.4	245.0
	噴嘴動能 kw	22.2	38.4	58.1	91.3	117.0
	實際發電功率 kw	14.4	28.8	36	50.4	82.8
	動能轉換率	65%	75%	62%	55%	71%
17mm 喉後進氣噴嘴	噴嘴射速	135.1	179.8	188.8	214.1	x
	噴嘴動能 kw	27.0	49.0	65.6	89.4	0.0
	實際發電功率 kw	18	32.4	39.6	54	79.2
	動能轉換率	67%	66%	60%	60%	x

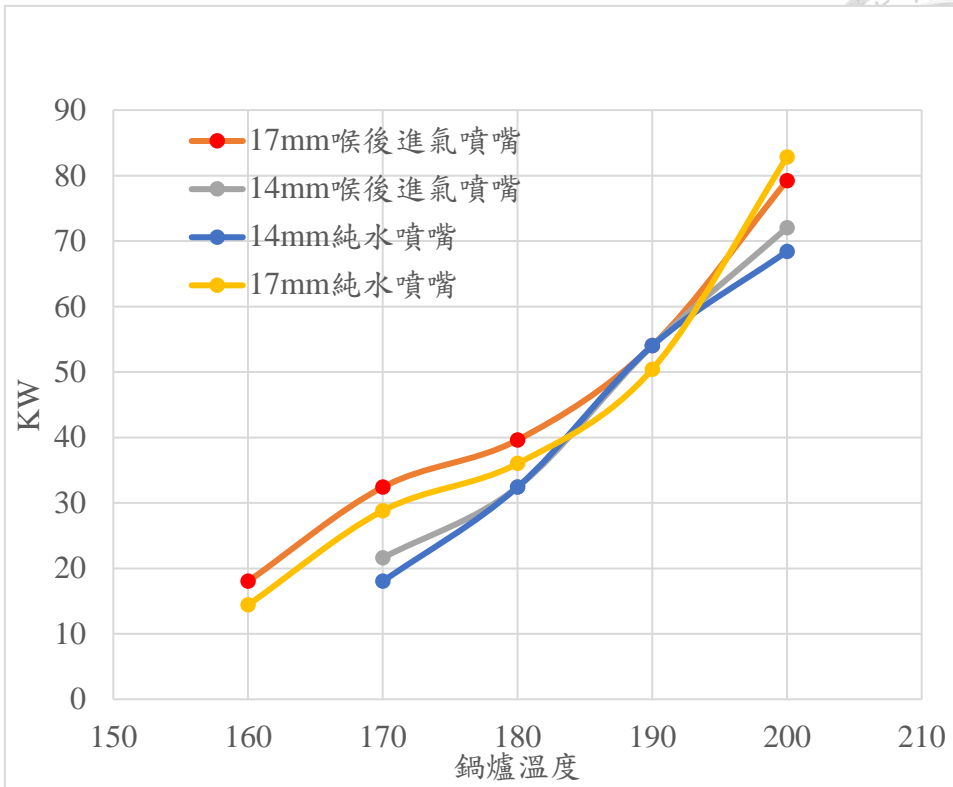


圖 4-4 鍋爐溫度與實際發電量

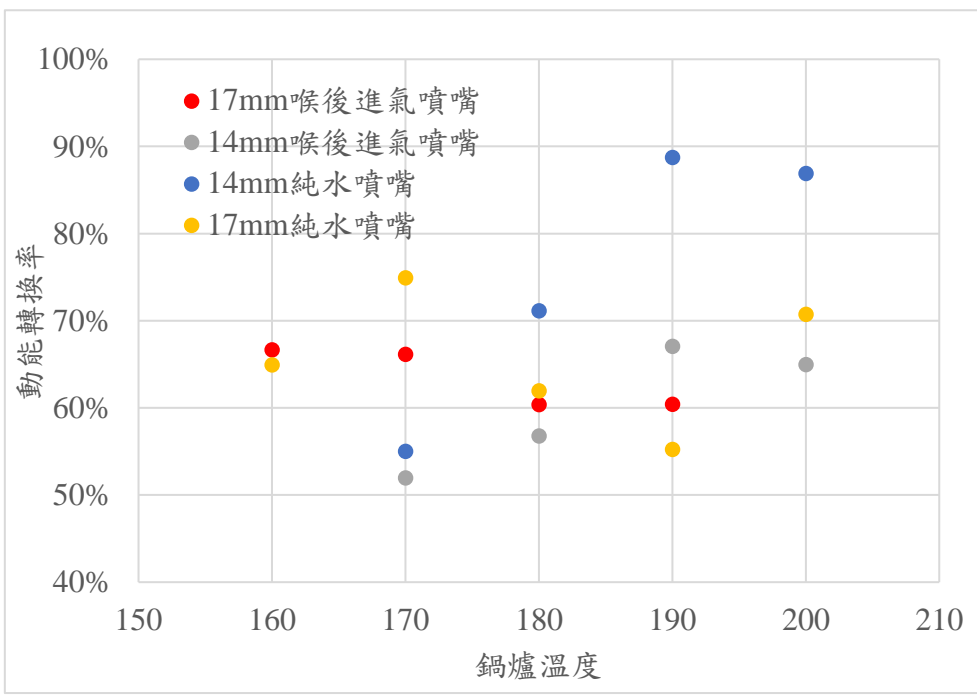


圖 4-5 溫度與動能轉換率之關係圖

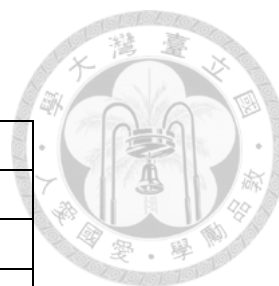


表 4-6 渦輪機設計角度

射流絕對速度角 α_1	15°
偏排出端排水相對速度角 β_2	10°
偏入射端排水相對速度角 β_2'	45°
衝擊點切線與垂直面夾角 γ	5°

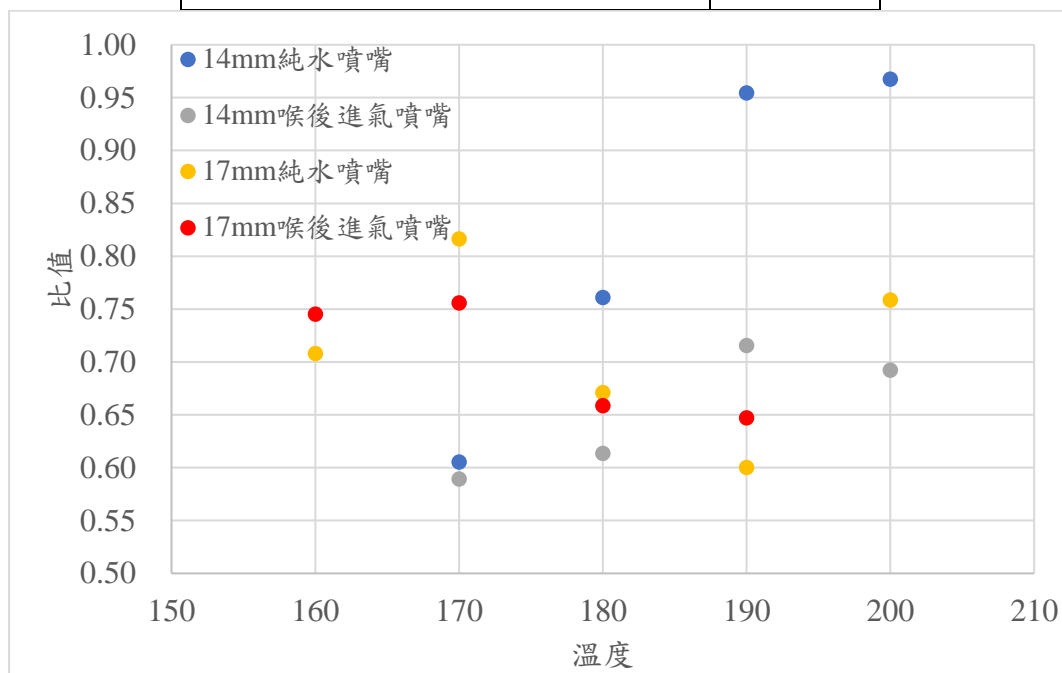


圖 4-6 渦輪機理論與實驗發電量比值

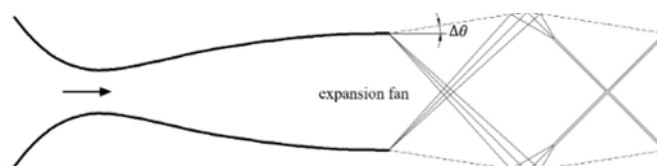


圖 4-7 不完全膨脹射流示意圖[29]



圖 4-8 170 度喉後進氣實驗圖



圖 4-9 170 度純液噴射實驗圖

第五章 結論與建議



5.1 結論

本論文透過鍋爐來模擬天然的地熱條件，且應用二相流噴嘴來進行發電實驗，而全流式發電與其他發電系統不同之處在於全流式發電是將地熱流體直接用來進行發電，而此發電方法在理論上同溫度能夠獲得比單閃發式及雙閃發式的發電方法還要更佳的發電量，本論文透過調整鍋爐溫度來測試出不同溫度的地熱條件下所能獲得的發電量，其中經由量測噴射時間內的鍋爐重量差可獲得噴嘴流量，再加上推力實驗所測得的推力即可計算噴嘴射速，能夠計算渦輪機之理論發電量與動能轉換率，計算後即可獲得不同噴嘴在不同溫度下之表現，而在推力實驗中所獲得的實驗推力與理論推力所計算出的推力係數在工作溫度越高時會越接近理論值，在本次實驗中所使用的是喉部直徑分別為 14mm 與 17mm 之噴嘴，在純液噴射與喉後進氣噴射的條件下兩支噴嘴都會隨著溫度及壓力的升高提升噴嘴的推力進而提升整體的發電量，而喉後進氣的條件在 14mm 及 17mm 的噴嘴上相較純液的噴射條件下能夠獲得較大的推力，因此都能獲得較佳的發電量，得到各溫度下不同噴嘴的發電量後進行了理論的分析，在分析渦輪機之理論值與實驗值之比值和動能轉換率時發現在不同溫度下會有不同的最佳轉換率出現，推測其原因可能與超音速流所形成的流體形狀有關，在一大氣壓的飽和水條件下二相流的音速會介於 25m/s 至 50m/s 之間，而在本次的實驗中溫度在 160 度以上的噴嘴射速皆高於這個區間，因此已進入超音速流的範圍，且在推力實驗中有觀察到屬於超音速流的流體形狀特徵，因此推測渦輪機對於不同的噴嘴及噴射條件可能存在著一較佳的噴射流體形狀能夠配合渦輪機達到最佳的動能轉換率。

本次實驗所獲得的發電量數據圖表可以做為未來要設置地熱發電站時的參考圖表，根據當下所探勘到的地熱條件來選擇要使用哪支噴嘴以及何種噴射方式

來達到最佳的發電效率，而本次實驗所使用的工作溫度皆為台灣常見的地熱條件，期望未來有機會設置全流式發電機的地熱電廠時此研究能提供一些數據做為建設電廠的參考。



5.2 未來建議與展望

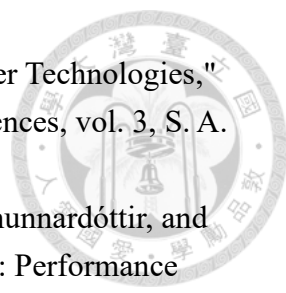
在本次實驗中因鍋爐的容積有限所以在做實驗時無法對同個溫度進行長時間的測驗，因為實驗時間過長的話會導致鍋爐裡的溫度及狀態變成一不穩定的狀態，所以未來有機會再做更大型的實驗時可將鍋爐容積設計的更大以利於實驗數值的穩定性，而在本次實驗中有觀測到不同溫度時會有不同的動能轉換率而其中的原因可能與噴嘴的噴射型態有關，可設計一實驗來找出是否為此原因，若有相關可找出最佳的流體形狀與控制流體形狀的方法，對於發電系統整體效率會有相當大的幫助。

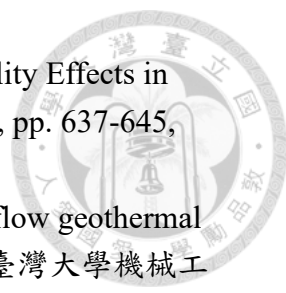
在本次的實驗中只使用了一支噴嘴來進行發電實驗，未來有機會的話可以加裝多支噴嘴來進行實驗，且可測量多支噴嘴在同時噴射時所需要的地熱條件如何能讓多支噴嘴都達到最佳的噴射效率，以利未來架設發電站時能當作參考數據。

參考文獻



- [1] (2022). Levelized Costs of New Generation Resources in the Annual Energy Outlook 2022.
- [2] Global energy investment in clean energy and in fossil fuels [Online] Available: <https://www.iea.org/reports/world-energy-investment-2023/overview-and-key-findings#abstract>
- [3] G. N. Tiwari and M. K. Ghosal, "Renewable energy resources: basic principles and applications," 2005.
- [4] D. Bhatnagar et al., "Nontechnical Barriers to Geothermal Development," United States, 2022-07-01 2022. [Online]. Available: <https://www.osti.gov/biblio/1879758>
- [5] (2020). 能源轉型白皮書.
- [6] 地熱單一服務窗口 [Online] Available: <https://rb.gy/6a86d1>
- [7] 能源國家型科技計畫第一期程之研究進展. [Online] Available: <https://rb.gy/9511c1>
- [8] 能源國家型科技計畫第二期程之研究進展. [Online] Available: <https://cutt.ly/PwPAaB8o>
- [9] (2020). 前瞻基礎建設計畫－綠能建設.
- [10] R. DiPippo, "Geothermal power plants principles, applications, case studies and environmental impact," Geothermal power plants, 2012.
- [11] A. Anderson and B. Rezaie, "Geothermal technology: Trends and potential role in a sustainable future," Applied Energy, vol. 248, pp. 18-34, 2019/08/15/ 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.04.102>.
- [12] L. A. Prananto, F. B. Juangsa, R. M. Iqbal, M. Aziz, and T. A. F. Soelaiman, "Dry steam cycle application for excess steam utilization: Kamojang geothermal power plant case study," Renewable Energy, vol. 117, pp. 157-165, 2018/03/01/ 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.10.029>.
- [13] B. A. A. Yousef, A. A. Hachicha, I. Rodriguez, M. A. Abdelkareem, and A. Inyaat, "Perspective on integration of concentrated solar power plants," International Journal of Low-Carbon Technologies, vol. 16, no. 3, pp. 1098-1125, 2021, doi: [10.1093/ijlct/ctab034](https://doi.org/10.1093/ijlct/ctab034).
- [14] Z. Yusupov and M. Almaktar, "Geothermal Power Generation," 2021, pp. 1-20.

- 
- [15] M. E. M. Montagud and C. R. Chamorro, "Geothermal Power Technologies," Reference Module in Earth Systems and Environmental Sciences, vol. 3, S. A. Elias Ed.: Elsevier, 2017, pp. 51-61.
- [16] G. Langella, V. Paoletti, R. DiPippo, A. Amoresano, K. Steinunnardóttir, and M. Milano, "Krafla geothermal system, northeastern Iceland: Performance assessment of alternative plant configurations," *Geothermics*, vol. 69, pp. 74-92, 2017/09/01/ 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2017.04.001>.
- [17] M. H. Dickson and M. Fanelli, "Geothermal energy: utilization and technology," 2013.
- [18] Y. Zhao and J. Wang, "Exergoeconomic analysis and optimization of a flash-binary geothermal power system," *Applied energy*, vol. 179, pp. 159-170, 2016.
- [19] K. Erkan, G. Holdmann, W. Benoit, and D. Blackwell, "Understanding the Chena Hot Springs, Alaska, geothermal system using temperature and pressure data from exploration boreholes," *Geothermics*, vol. 37, no. 6, pp. 565-585, 2008.
- [20] I. K. Smith, R. DiPippo, "12 - Total flow and other systems involving two-phase expansion," *Geothermal Power Generation*, 2016, pp. 321-351.
- [21] G. Yu and Z. Yu, "Research on a Coupled Total-Flow and Single-Flash (TF-SF) System for Power and Freshwater Generation from Geothermal Source," *Applied Sciences*, vol. 10, no. 8, p. 2689, 2020. [Online]. Available: <https://www.mdpi.com/2076-3417/10/8/2689>.
- [22] A. L. Austin and A. W. Lundberg, "Lawrence Livermore Laboratory geothermal energy program. A status report on the development of the Total-Flow concept," United States, 1978-10-02 1978. [Online]. Available: <https://www.osti.gov/biblio/6020273>
- [23] S. Venkateswaran, J. W. Lindau, R. F. Kunz, and C. L. Merkle, "Computation of multiphase mixture flows with compressibility effects," *Journal of Computational Physics*, vol. 180, no. 1, pp. 54-77, 2002.
- [24] Tzu-Yuan Lin, "Novel design of total-flow geothermal power plant using turgo turbines and co-axial closed-loop heat extraction system, 國立臺灣大學機械工程學研究所, 2020.

- 
- [25] R. F. Tangren, C. H. Dodge, and H. S. Seifert, "Compressibility Effects in Two-Phase Flow," *Journal of Applied Physics*, vol. 20, no. 7, pp. 637-645, 2004, doi: 10.1063/1.1698449.
- [26] Kun-Yi Cai," Experimental and theoretical analysis of total flow geothermal power generation system and two-phase flow nozzle, 國立臺灣大學機械工程學研究所, 2021.
- [27] K. Akagawa, T. Fujii, J. Ohta, K. Inoue, and K. Taniguchi, "Performance Characteristics of Divergent-Convergent Nozzles for Subcooled Hot Water," *JSME international journal. Ser. 2, Fluids engineering, heat transfer, power, combustion, thermophysical properties*, vol. 31, 11/15 1988, doi: 10.1299/jsmeb1988.31.4_718.
- [28] Chia-Hao Wang ,Experimental investigation of two-phase nozzles applying to total-flow geothermal power generation systems 國立臺灣大學機械工程學系, 2023.
- [29] Chia-Yu Ko.Numerical investigation on the supersonic two-phase flows in a convergent-divergent nozzle using the Lagrangian finite volume method 國立臺灣大學機械工程學研究所, 2019. Print