

國立臺灣大學工學院機械工程學研究所
碩士論文



Department of Mechanical Engineering
College of Engineering
National Taiwan University
Master Thesis

多U型地埋管熱交換器應用於地源熱泵系統之分析
Analysis of Multi-U type Borehole Heat Exchangers
for Ground Source Heat Pump System

黎錦鵬
Kam-Pang Lai

指導教授：陳希立 博士
Advisor: Sih-Li Chen, Ph.D.

中華民國 108 年 7 月
July, 2019

國立臺灣大學碩士學位論文
口試委員會審定書

多 U 型地埋管熱交換器應用於地源熱泵系統之分析
Analysis of Multi-U type Borehole Heat Exchangers
for Ground Source Heat Pump System

本論文係黎錦鵬君 (R06522321) 在國立臺灣大學機械工程學系完成之碩或士學位論文，於民國 108 年 7 月 19 日承下列考試委員審查通過及口試及格，特此證明

口試委員：

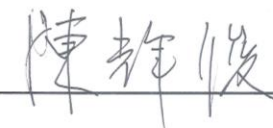


(簽名)

(指導教授)









系主任



(簽名)

誌謝

首先感謝陳希立老師對我的指導，在大學時已聽聞陳希立老師在冷凍空調的領域擁有非常豐富的經驗，在報考研究所時便想進入本實驗室，所以非常高興能夠成為陳希立老師的研究生，在碩士班的兩年間，老師在論文的方向上給了我們很大的自由度，讓我們能夠充分發揮自己的想法，而當我們偶上困難時也能給予非常有用的想法與建議，並提出研究上的問題，而研究期間進行的報告和討論所帶來的經驗，亦能為張來工作上做好相當的準備，在此對老師最高的敬意和謝意。另外承蒙口試委員江沅晉老師、李文興老師、蔡協澄老師和陳輝俊理事長提出許多寶貴的意見，使本篇論文的內容更加完整。

而在學期間，非常感謝博士班的學長們：千擘、禮豪、俊德、璟沂、柏皓。感謝你們這段時間的指導，其中特別感謝俊德和璟沂學長在研究過程中給予非常大的幫助，協助我們完成實驗，並時常關心我們的實驗進度，幫助我們解決研究上遇到的難題。同時亦感謝同屆的碩士班同學們：家豪、傳中、律寬、聖揚、雪芬、嚴少、以勒，這兩年在課堂或研究上的問題也給予我很大的協助，並在你們的陪伴下使我這個澳門的僑生感到溫暖，讓我能夠堅持完成論文。另外實驗室的老師們：謀勇、川江、姜泯、韋龍、珩晉、昇益、子寧、皓元、孟恩、加丹，感謝你們的協助實驗室的大小事，讓我們能夠集中完成論文。

最後要感謝我的家人，感謝父母答應讓我這兩年繼續求學這個任性的決定，同時也感謝兩位姐姐讓我能夠沒有後顧之憂下完成學業。多得所有人的支持和陪伴，我才能完成碩士學位，真的非常感謝你們。

摘要

國立臺灣大學機械工程學系碩士論文

論文題目：多 U 型地埋管熱交換器應用於地源熱泵系統之分析

指導教授：陳希立 博士

作者：黎錦鵬

中華民國一百零八年七月



地源熱泵系統是透過淺層溫能作為冷源或熱源，滿足室內冷負荷或熱負荷之需求，所以熱泵與淺層溫能進行熱交換之方式會大大影響地源熱泵系統之性能。本研究開發出一個以水作為回填材料之多 U 型地埋管熱交換器來利用淺層溫能，其與殼管式熱交換器運作模式相似，透過殼側抽取地下水進行強制對流來提升熱交換效果。本研究將此多 U 型地埋管熱交換器結合一淺層溫能雙效熱泵，並對此系統進行研究與分析。

本研究首先對多 U 型地埋管熱交換器之性能進行分析，分別以管側流量、殼側抽水量、熱交換器底部與補水孔底部距離作為參數進行實驗。實驗結果顯示，當管側流量為 92LPM、殼側抽水量為 73LPM、熱交換器底部與補水孔底部距離為 1.6m 時有最佳之熱傳性能。以此參數之多 U 型地埋管熱交換器應用於淺層溫能雙效熱泵，在制冷模式時，此系統之制冷性能係數(COP)為 5.64，比一般冰水主機使用冷卻水塔進行散熱之性能高出約 18%，在制熱模式時，此系統之平均制熱性能係數(COP)為 4.99，比一般水對水熱泵熱水器之性能高出約 38%，說明使用多 U 型地埋管熱交換器來利用淺層溫能時可提供穩定散熱源和取熱源，並有效提高熱泵主機之性能。

關鍵字：

淺層溫能、地下水、殼管式熱交換器、多 U 型地埋管熱交換器、地源熱泵

Abstract

Analysis of Multi-U type Borehole Heat Exchangers
for Ground Source Heat Pump System

By Kam-Pang Lai

Master Degree of Engineering, Department of Mechanical Engineering
National Taiwan University

July 2018

Adviser : Sih-Li Chen, Ph.D.

Ground Source Heat Pump(GSHP) System used Shallow Geothermal Energy to cool down or heat up of buildings, so the heat exchanging between Heat Pump and Shallow Geothermal Energy is important to GSHP's performance. Here, a multi-U type borehole heat exchanger which uses groundwater as backfilled material and has similar operation mode to the shell-and-tube heat exchanger was designed. This heat exchanger has forced convection of groundwater through shell side to enhances heat exchanging. This study analyze the performance of GSHP combined with multi-U type borehole heat exchanger.

This study analyzes the performance of multi-U type borehole heat exchanger with different parameters which included the water flow inside tube, ground water pumping capacity and the distance between the bottom of heat exchanger and the ground water well. The results showed that 92LPM, 73LPM and 1.6m of the water flow inside tube, ground water pumping capacity and the distance between the bottom of heat exchanger and the ground water well respectively are the best parameters for our system. At the best of our system, it showed the cooling coefficient of performance(COP) of GSHP cooling mode is 5.64 and a better cooling performance with 18% higher than conventional water chilling packages, the average heating coefficient of performance(COP) of GSHP heating mode is 4.99 and a better heating performance with 38% higher than conventional heat pump water heaters. This study showed using multi-U type borehole heat exchanger can provide a stable cooling and heating way of GSHP systems, and it can improve Heat Pump's performance.

Keywords: Shallow geothermal energy, groundwater, Ground Source Heat Pump, Shell-Tube Heat Exchanger, Multi-U type Borehole Heat Exchanger



目錄



誌謝.....	I
摘要.....	II
Abstract.....	III
目錄.....	IV
圖目錄.....	VI
表目錄.....	IX
符號說明.....	X
第一章 緒論.....	1
1.1 前言.....	1
1.2 文獻回顧.....	4
1.2.1 淺層溫能.....	4
1.2.2 間接使用-地源熱泵.....	7
1.2.3 地埋熱交換器(Ground Heat Exchanger).....	13
1.3 研究動機與目的.....	17
第二章 基礎理論.....	20
2.1 多 U 型地埋管熱交換器.....	20
2.1.1 殼管式熱交換器.....	20
2.1.2 管側熱傳方程式.....	24
2.1.3 殼側熱傳方程式.....	25
2.1.4 單管熱傳方程式.....	26
2.2 熱泵原理簡介.....	27
第三章 實驗設備與實驗規劃.....	29
3.1 結合多 U 型地埋管熱交換器之地源熱泵系統介紹.....	29
3.1.1 制冷模式.....	30
3.1.2 制熱模式.....	31
3.2 實驗設備介紹.....	32
3.2.1 多 U 型地埋管熱交換器.....	32
3.2.2 淺層溫能雙效熱泵.....	34
3.2.3 水泵.....	35
3.2.4 量測設備.....	36

3.3 實驗規劃.....	38
3.3.1 多 U 型地理管熱交換器之性能分析	38
3.3.2 多 U 型地理管熱交換器結合淺層溫能雙效熱泵實驗	40
第四章 實驗結果與討論.....	42
4.1 多 U 型地理管熱交換器之性能分析.....	42
4.1.1 管側流量變化實驗.....	42
4.1.2 抽水側流量變化實驗.....	46
4.1.3 熱交換器熱阻分析.....	48
4.1.4 熱交換器底部與補水孔底部距離變化實驗	49
4.2 多 U 型地理熱交換器結合淺層溫能雙效熱泵實驗	56
4.2.1 制冷模式實驗.....	56
4.2.2 模仿冷卻水塔實驗.....	59
4.2.3 制熱模式實驗.....	61
第五章 結論與建議.....	64
5.1 結論	64
5.1.1 多 U 型地理管熱交換器之性能分析	64
5.1.2 多 U 型地理管熱交換器結合淺層溫能雙效熱泵實驗	65
5.2 建議	66
參考文獻.....	67

圖目錄



圖 1-1 GDP、CO ₂ 排放量和能源需求隨年增長關係[1].....	1
圖 1-2 世界能源來源統計[2].....	1
圖 1-3 民國 102 年台灣用電大戶電能消費分布[3]	2
圖 1-4 土壤溫度隨深度變化曲線圖[4].....	3
圖 1-5 大阪、柏林、溫伯尼地表下溫度分佈[5]	4
圖 1-6 直接使用地下水冷卻示意圖[7].....	5
圖 1-7 保得利大廈地下水冷卻系統示意圖[8].....	6
圖 1-8 土壤/空氣熱交換器示意圖[9].....	6
圖 1-9 地源式熱泵系統示意圖[11].....	7
圖 1-10 開放式地表水源熱泵系統示意圖[13].....	8
圖 1-11 封閉式地表水源熱泵系統示意圖[14]	9
圖 1-12 地下水源熱泵系統示意圖[15].....	9
圖 1-13 結合太陽熱能地源熱泵系統示意圖[16]	10
圖 1-14 不同工況下空氣源熱泵之性能[16].....	10
圖 1-15 土壤源熱泵系統示意圖[12].....	11
圖 1-16 土壤源式熱泵系統[17]	12
圖 1-17 循環水、地理管熱交換器、外氣溫度之比較[17]	13
圖 1-18 水平式地埋熱交換器示意圖[11]	14
圖 1-19 垂直式地埋管示意圖[18]	14
圖 1-20 單 U 型與雙 U 型地埋熱管示意圖[19]	14
圖 1-21 單套式與複合式地埋熱管示意圖[19].....	15
圖 1-22 螺旋地埋管示意圖[19]	15
圖 1-23 Heiko T. Liebel 等人實驗示意圖[20].....	16
圖 1-24 強制對流與沒有強制對流所需鑽孔深度之對比[20].....	16
圖 1-25 宜蘭實驗場 2017.05-2018.05 地下水水溫.....	17
圖 1-26 熱泵制冷模式示意圖.....	18
圖 1-27 熱泵制熱模式示意圖.....	19

圖 3-1 系統示意圖.....	29
圖 3-2 制冷模式迴路示意圖	30
圖 3-3 制熱模式迴路示意圖	31
圖 3-4 多 U 型地埋管熱交換器原理示意圖	32
圖 3-5 地埋管熱交換器架套管設過程.....	33
圖 3-6 多 U 型熱交換器	33
圖 3-7 淺層溫能雙效熱泵	34
圖 3-8 熱水循環泵(HW-P).....	35
圖 3-9 冰水循環泵(CHW-P)	35
圖 3-10 淺層溫能循環水泵(SEC-P)	35
圖 3-11 地下水抽水泵(GW-P)	35
圖 3-12 熱電偶安裝位置示意圖.....	36
圖 3-13 資料擷取器	37
圖 3-14 電力分析儀	37
圖 3-15 熱水迴路流量計.....	37
圖 3-16 淺層溫能循環迴路流量計	37
圖 3-17 冰水迴路、	37
圖 3-18 熱交換器底部與補水孔距離示意圖	39
圖 4-1 管側流量變化實驗溫度變化.....	42
圖 4-2 管側流量變化實驗熱傳量變化.....	43
圖 4-3 各管側流量下之 UAF 和 UA 值.....	45
圖 4-4 抽水側流量變化實驗溫度變化.....	46
圖 4-5 抽水側流量變化實驗熱傳量變化.....	47
圖 4-6 各抽水側流量下之 UAF 和 UA 值.....	48
圖 4-7 抽水量 30LPM 時高度變化實驗溫度變化	49
圖 4-8 抽水量 60LPM 時高度變化實驗溫度變化	50
圖 4-9 抽水量 73LPM 時高度變化實驗溫度變化	50
圖 4-10 抽水量 30LPM 時高度變化實驗熱傳量變化	51
圖 4-11 抽水量 60LPM 時高度變化實驗熱傳量變化.....	51

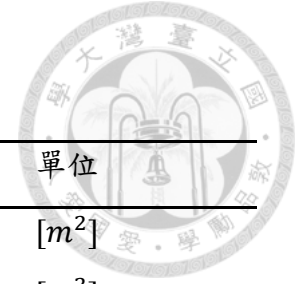
圖 4-12 抽水量 73LPM 時高度變化實驗熱傳量變化	52
圖 4-13 抽水量 30LPM 時高度變化實驗之 UAF 值、UA 值	53
圖 4-14 抽水量 60LPM 時高度變化實驗之 UAF 值、UA 值	54
圖 4-15 抽水量 73LPM 時高度變化實驗之 UAF 值、UA 值	54
圖 4-16 不同高度下熱交換器之對流示意圖	55
圖 4-17 制冷實驗過程各點溫度.....	56
圖 4-18 制冷實驗中制冷量、散熱量、耗電量、抽水側熱量之變化	57
圖 4-19 模仿冷卻水塔實驗過程各點溫度	59
圖 4-20 模仿冷卻水塔實驗中制冷量、散熱量、耗電量之變化.....	60
圖 4-21 制熱實驗過程各點溫度.....	61
圖 4-22 制熱實驗中制熱量、取熱量、耗電量之變化.....	62
圖 4-23 制熱實驗中制熱 COP、取熱 COP 之變化.....	63

表目錄



表 1-1 台灣各區地下 10~100 公尺深度平均地溫和外氣平均溫度比較[6]	5
表 1-2 土壤源式熱泵與氣源式熱泵比較[17].....	12
表 3-1 多 U 型地理管熱交換器之相關規格.....	34
表 3-2 淺層溫能雙效熱泵規格.....	34
表 3-3 水泵規格表	35
表 3-4 熱電偶裝設位置.....	36
表 3-5 流量計規格	37
表 3-6 LBC-5 規格.....	40
表 4-1 管側、殼側工作流體熱力性質.....	43
表 4-2 各管側流量下之 LMTD、P、R、F 值.....	45
表 4-3 各抽水側流量下之 LMTD、P、R、F 值	47
表 4-4 熱交換器各熱阻之大小.....	48
表 4-5 抽水量 30LPM 時各高度下之 LMTD、P、R、F 值.....	52
表 4-6 抽水量 60LPM 時各高度下之 LMTD、P、R、F 值.....	53
表 4-7 抽水量 73LPM 時各高度下之 LMTD、P、R、F 值.....	53
表 4-8 制冷實驗下各點穩態時之平均溫度	57
表 4-9 冰水側工作流體熱力性質	57
表 4-10 制冷實驗中制冷量、散熱量、耗電量、抽水側熱量穩態時之平均值..	58
表 4-11 制冷實驗中 LMTD、P、R、F、UAF、UA 值	58
表 4-12 38 對之多 U 型地理管熱交換器搭配 VRF 實驗數據.....	58
表 4-13 模擬冷卻水塔實驗下各點穩態時之平均溫度	59
表 4-14 模擬冷卻水塔實驗中制冷量、散熱量、耗電量穩態時之平均值	60
表 4-15 不同熱源產生熱水之熱值比較.....	63

符號說明



符號	說明	單位
A	熱交換器熱交換總面積	$[m^2]$
A_i	傳熱管內側熱交換面積	$[m^2]$
A_o	傳熱管外側熱交換面積	$[m^2]$
A_s	殼側等效流道面積	$[m^2]$
A_t	管側流道面積	$[m^2]$
c_p	流體比熱	$[kJ]/(kg \cdot K)$
C'	兩傳熱管之外間距	$[m]$
C_{pc}	冷水端流體比熱	$[kJ]/(kg \cdot K)$
C_{ph}	熱水端流體比熱	$[kJ]/(kg \cdot K)$
COP_H	制熱性能係數	$[-]$
COP_L	制冷性能係數	$[-]$
D_i	殼側內徑	$[m]$
D_e	殼側水力直徑	$[m]$
d_i	傳熱管口內徑	$[m]$
d_o	傳熱管口外徑	$[m]$
F	溫差校正因子	$[-]$
G_s	殼側最小流道面積下的質量通率	$[kg]/(m^2 \cdot s)$
h	熱交換器底部與補水孔底部距離	$[m]$
h_i	管側流體熱對流係數	$[W]/(m^2 \cdot K)$
h_o	殼側流體熱對流係數	$[W]/(m^2 \cdot K)$
h_x	冷媒焓值	$[kJ]/(kg)$
k	熱傳導係數	$[W]/(m \cdot K)$
k_c	傳熱管壁熱傳導係數	$[W]/(m \cdot K)$
k_{pm}	紅銅的熱傳導係數	$[W]/(m \cdot K)$
L	傳熱管長	$[m]$
\dot{M}	殼側流體質量流率	$[kg/s]$

\dot{m}_r	冷媒質量流率	[kg/s]
N	傳熱管數量	[-]
Nu_t	管側流體之 Nusslet number	[-]
Nu_s	殼側流體之 Nusslet number	[-]
P	溫度有效度	[-]
P_t	兩傳熱管之中心間距	[m]
Pr	Prandtl number	[-]
Pr_t	管側流體之 Prandtl number	[-]
Pr_s	殼側流體之 Prandtl number	[-]
Q	水流量	[m ³ /min]
\dot{Q}	熱交換率	[W]
\dot{Q}_H	冷卻水供應熱量	[W]
\dot{Q}_L	殼側抽水散熱量	[W]
R	熱容比率	[-]
Re_t	管側流體之 Reynold number	[-]
Re_s	殼側流體之 Reynold number	[-]
R_i	管側流體對流熱阻	[K/W]
R_c	傳熱管壁熱阻	[K/W]
R_o	殼側流體對流熱阻	[K/W]
R_{tot}	總熱阻	[K/W]
T_s	土壤溫度	[°C]
T_{hi}	冷卻水入水溫度	[°C]
T_{ho}	冷卻水回水溫度	[°C]
T_{CHWin}	冰水側板熱入口溫度	[°C]
T_{CHWout}	冰水側板熱出口溫度	[°C]
T_{GWin}	抽水側入口溫度	[°C]
T_{GWout}	抽水側出口溫度	[°C]
T_{HWin}	熱水側板熱入口溫度	[°C]
T_{HWout}	熱水側板熱出口溫度	[°C]



T_{HXin}	管側入口溫度	[°C]
T_{HXout}	管側出口溫度	[°C]
T_{SEin}	淺層溫能側板熱入口溫度	[°C]
T_{SEout}	淺層溫能側板熱出口溫度	[°C]
ΔT_m	平均溫差	[°C]
ΔT_{lm}	對數平均溫差	[°C]
ΔT	殼側流體與管壁溫差	[°C]
U	總熱傳係數	[W/m ² · K]
V_m	流體平均流速	[m/s]
W_{in}	壓縮機之輸入功	[kW]



希臘字母	說明	單位
ρ	流體密度	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
μ	流體黏滯係數	$[\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}]$
ν	流體運動黏度	$[\text{m}^2/\text{s}]$
下標	說明	
c	冷側性質	
h	熱側性質	
i	傳熱管內側性質	
in	入口性質	
lm	對數平均性質	
m	平均性質	
o	傳熱管外側性質	
out	出口性質	
s	殼側性質	
t	管側性質	

第一章 緒論



1.1 前言

自從十八世紀第一次工業革命開始，發展出大規模生產的經濟模式，改變人類的活動方式。而在第二次世界大戰後，全球人口急劇上升，隨著人口的上升和人類生活模式的改變，人們對能源的需求量大大上升，因為能源是人類活動的生命線，無論在工業、經濟和社會上各個領域上都扮演著重要的角色，影響著一個國家的發展。到目前為止，主要的能源都是來自石油、煤炭、天然氣等化石燃料，將化石燃料轉化成能源使用時會伴隨溫室氣體和有毒氣體之產生，使地球的溫室效應與空氣汙染日益嚴重。所以各國開始了解節能減碳的重要性，並開始找尋各種可取代化石燃料的再生能源和節約能源的方法，尋找永續性的能源使用方法。台灣的主要能源來是靠進口化石燃料產生的，所以對現時的能源政策作出改善以更加充分利用資源，可以減少對環境造成的影響，更能減少資源的浪費，對經濟產生有利的影響。

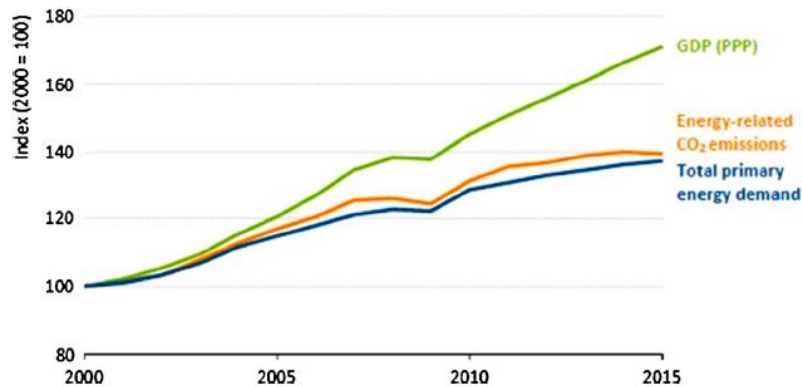


圖 1-1 GDP、CO2 排放量和能源需求隨年增長關係[1]

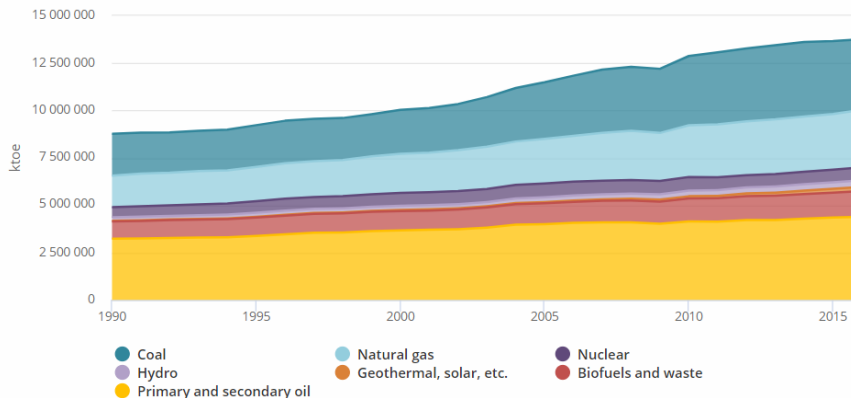


圖 1-2 世界能源來源統計[2]

在能源的消耗中，由建築物的能源消耗佔一大部分，而當中以住宅建築和商用建築的佔比為最大，日常建築的耗能包括空調、照明、電力裝置等等。台灣處於亞熱帶氣候地區，夏季高溫而且潮濕，自然對空調的需求也非常之大，而隨著經濟發展，越來越多的住宅、商場、辦公大樓等建築物相繼建成，空調系統之用電量會隨之不停上升。根據經濟部能源局在民國 102 年所公告的統計資料顯示(圖 1-3)[3]，在用電量超過 800kW 的用電大戶中，空調系統的用電量佔比為最大，約平均佔用電量的 40%。所以若能在空調系統上做出有效的節能效果，使能大大減少對能源上的需求，並減少溫室效應和空氣汙染對環境的影響。

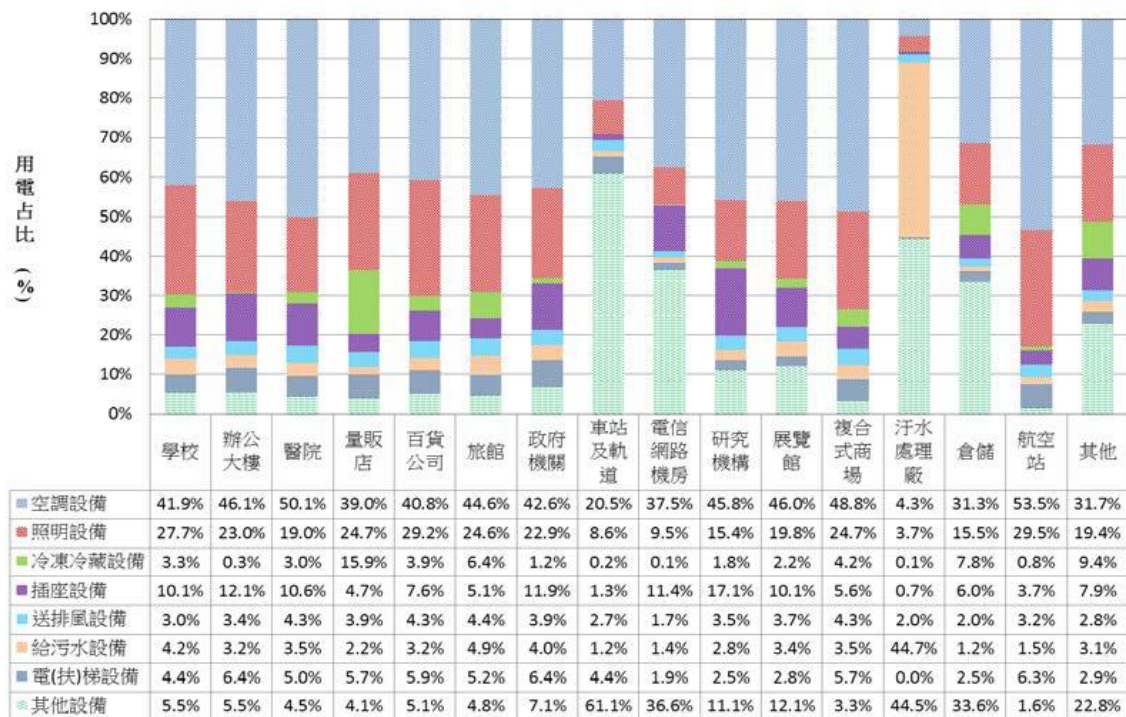


圖 1-3 民國 102 年台灣用電大戶電能消費分布[3]

在近半世紀以來，人們開始注意到在淺層地表(約地表下3到100公尺之間)區域蘊藏著可恢復性的低溫再生能源-淺層溫能(Shallow Geothermal Energy)，在此區域中，土壤溫度受到熱輻射和外氣溫度變化的影響較少，所以土壤溫度可以全年維持在穩定的範圍內[4]，由圖1-4可以看出，隨著深度越來越深，溫度越來越趨近一定值，這種溫度穩定不變之特性可以作為相當好的熱庫(heat reservoir)。對比於在地表下數千至數萬公尺以上的深層地熱，淺層溫能維持之溫度未能像深層地熱之溫度可用於發電機使用，但淺層溫能之開發成本比深層地熱的初設成本相對便宜許多，所以將淺層溫能和空調系統結合，將會有效降低空調系統的耗能，帶出非常可觀之節能效果。在北歐、美國、中國等高緯度國家已積極開發相關技術，使用不同方式來利用淺層溫能。目前台灣關於淺層溫能利用之研究才剛開始起步，所以淺層溫能還存在著非常大的發展空間。

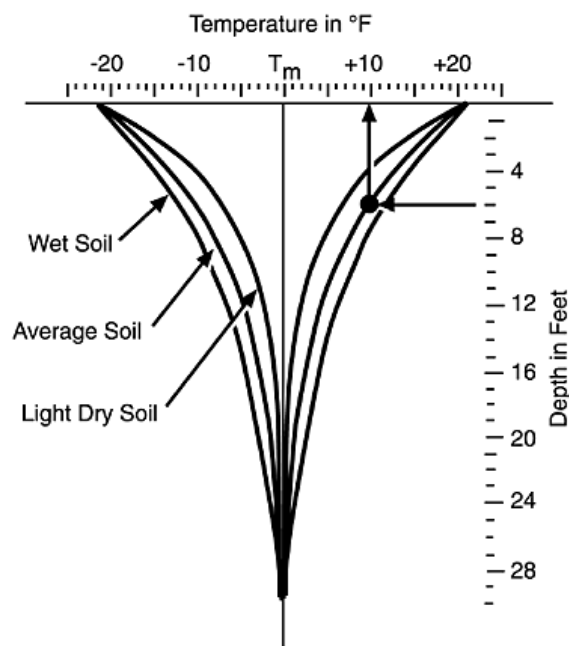


圖 1-4 土壤溫度隨深度變化曲線圖[4]



1.2 文獻回顧

1.2.1 淺層溫能

在位於地表下 3 公尺到 100 間的區域終年維持在一定的範圍內，某些地區更是儲存著豐富的地下水資源，此特性為我們提供了強大的可再生能源。在不同地區淺層地表的溫度會不一樣，但都大多終年維持在一穩定的範圍內。

學者 Bayer 等人[5]對城市中淺層溫能的潛力進行分析，並對日本大阪、德國柏林、加拿大溫伯尼的鑽井中進行溫度分佈的分析，如圖 1-5 所示，在深度約 10 至 100 公尺的區間，三座城市的溫度分佈變化都很小，相對於緯度較高的柏林和溫伯尼，大阪的鑽井平均溫度比另外兩座城市高，可以看出緯度越高，地表下溫會越低。

廖慧燕[6]等人根據台灣糖業公司台南區處之報告(2005)中數百口井的資料，整理出台灣各區地下 10~100 公尺深度地溫，以及根據中央氣象局 1981~2010 之間的氣象數據，把各區之淺層地溫和外氣溫度作比較，如表 1-1 所示，可以看出在 10~100 公尺深度地溫平均值比 5~9 月的外氣平均溫度低，所以以淺層溫能作為冷源是非常合適的，而表 1-1 亦顯示出在高雄等南部地區的平均地溫比較高，在宜蘭、台北等北部地區平均地溫比較低。

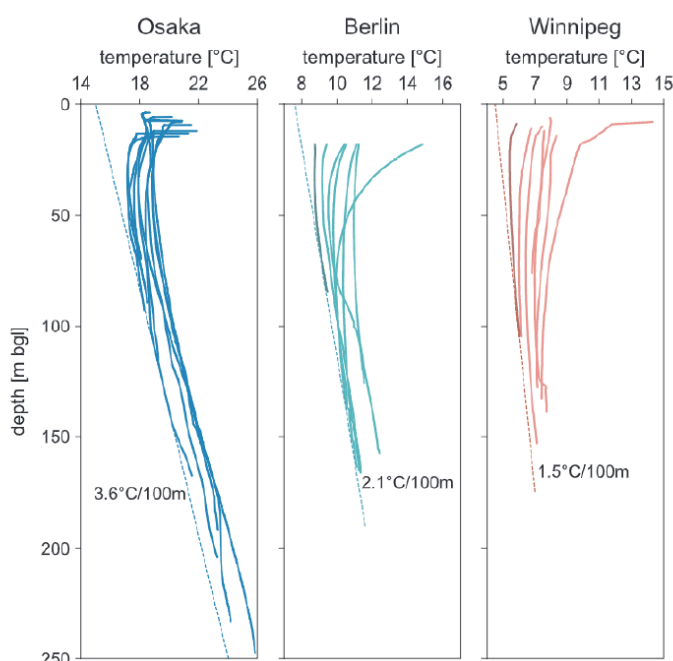


圖 1-5 大阪、柏林、溫伯尼地表下溫度分佈[5]



表 1-1 台灣各區地下 10~100 公尺深度平均地溫和外氣平均溫度比較[6]

區域	高雄	屏東	宜蘭	新苗	桃園	台北	嘉南
10~100 公尺深度地溫平均值(°C)	26.76	25.89	23.83	24.39	23.59	23.91	26.14
10~100 公尺樣本溫度標準差	0.52	0.91	1.61	0.86	0.69	0.85	0.51
外氣全年平均乾球溫度(°C)	25.1	25.1	22.5	22.6	22.8	23.0	23.7
外氣 5~9 月平均乾球溫度(°C)	28.4	27.8	26.9	27.4	27.6	27.8	28.0

1.2.1.1 淺層溫能之使用

由上述地溫的資料中可以看出，地區之緯度越高，所處的淺層地溫溫度越低，而在緯度越低之地區淺層地溫溫度越高，這亦做成不同地區對淺層溫能的使用方式不同。

1.2.1.2 直接使用

Ampofo 等人[7]整理了倫敦使用地下水冷卻系統之建築的資料，發現抽取出來的地下水水溫大約在 12~14°C 之間，可與空氣盤管的循環流體作熱交換來滿足冷需求的目的，如圖 1-6 所示，首先把地下水從「冷井」中取出，地下水經過熱交換器中，與循環水進行熱交換，避免因地下水的水質問題使空氣盤管等設備做成損壞，熱交換後的地下水排入與「冷井」相距一定距離的「熱井」中。在倫敦的保得利大廈[8]就是使用這種系統來提供大廈的冷需求，如圖 1-7 所示。

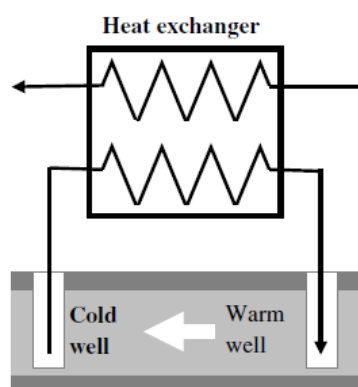


圖 1-6 直接使用地下水冷卻示意圖[7]

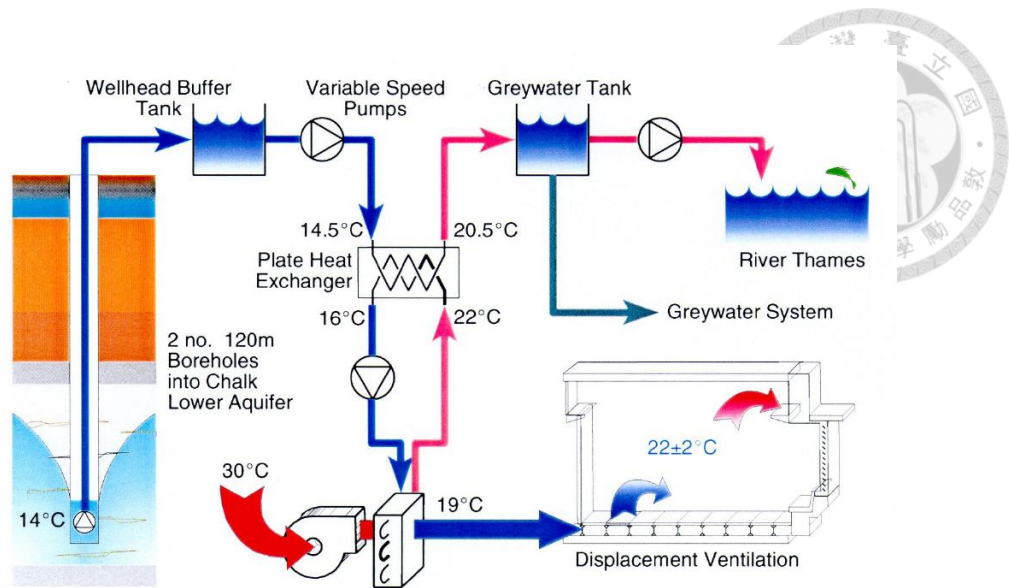


圖 1-7 保得利大廈地下水冷卻系統示意圖[8]

此系統從兩個 150m 深的鑽井中以單井 22LPM 的流量抽取約 14°C 的地下水進緩衝水桶，然後根據冷負荷把地下水打進平板式熱交換器與循環水進行熱交換，而循環水再與把溫度 30°C 之外氣進行冷卻，以供室內使用。

除了透過地下水來使用淺層溫能外，還可以通過土壤/空氣熱交換器[9]來使用淺層溫能，此熱交換器是直接把風管放置在地底下，如圖 1-8 所示，透過熱傳導的方法來與土壤進行熱交換，從而使供風達到室內使用之溫度。

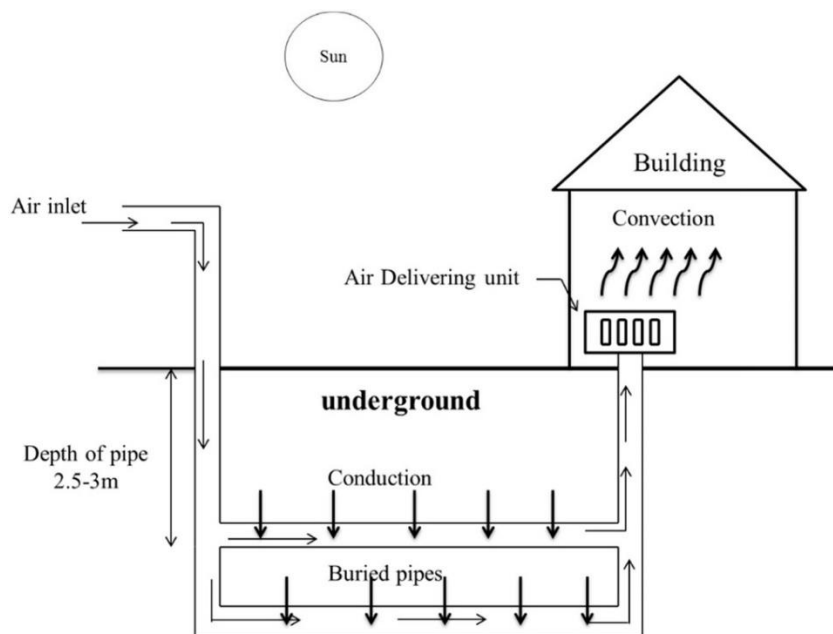


圖 1-8 土壤/空氣熱交換器示意圖[9]



1.2.2 間接使用-地源熱泵

就如前面所述，地區之緯度越高，所處的地表下溫度越低，而高緯度地區對熱需求較大，而緯度越低之地區地表下溫度越高，但在低緯度之地區對冷需求較大，而這就產生出間接使用淺層溫能的方式，就是通過蒸汽壓縮循環，把淺層溫能作為冷/熱源，將淺層溫能從淺層地表移轉至使用端，把不滿足直接使用之淺層溫能轉化成可供室內直接使用的方式。而這種使用淺層溫能的系統為地源熱泵系統。地源熱泵系統透過流體迴路與主機蒸發器或冷凝器相連接：取熱時，迴路中工作流體先流經地埋熱交換器吸取高溫土地熱量，再經由主機傳至使用端；散熱時，主機蒸發器先吸取使用端的熱，最後再透過地埋熱交換器將熱排放至淺層地表，工作流程如圖 1-9[11]所示，藍色箭頭為取熱時方向，紅色箭頭為散熱時方向。

1.2.2.1 地源熱泵

地源熱泵的概念最早於 1912 年由瑞士的專家 Zoelly[10]提出，Zoelly 提出將淺層土壤能量作為低溫熱能應用於空調系統，他並為此申請了專利。這就是現在淺層溫能利用的原型，即淺層土壤溫能。由於該年代一次能源充足及能源價格低，Zoelly 的概念并未受到關注。直至 20 世紀 70 年代，能源危機的出現及環境破壞的問題日益嚴重，淺層溫能的概念再次受到關注，並在瑞士、荷蘭、瑞典廣泛推廣起來。如今此項技術也日益成熟，地源熱泵在美國、中北歐洲、中國、日本等高緯度地區占有一定性的市場。

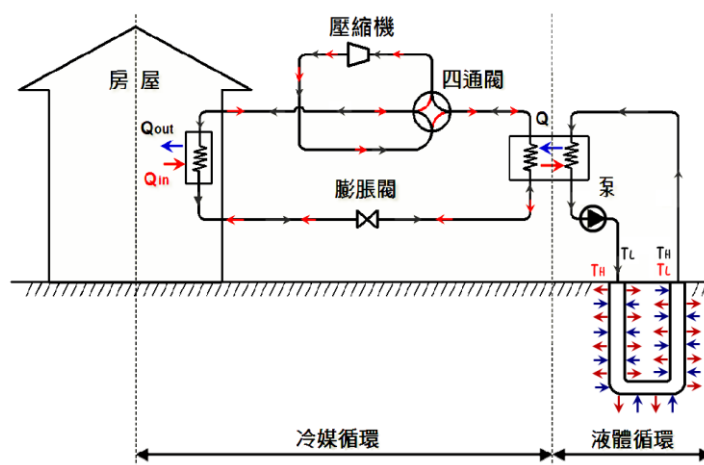


圖 1-9 地源式熱泵系統示意圖[11]



1.2.2.2 地源熱泵之類型

地源熱泵系統根據使用淺層溫能的方式不同分為不同的系統，美國冷凍空調工程師學會(ASHRAE)[12]把地源熱泵(GSHP,Ground Source Heat Pumps)分為地表水源熱泵系統(SWHP,Surface-Water Heat Pumps)、地下水源熱泵系統(GWHP,Ground-Water Heat Pumps)、土壤源熱泵系統(GCHP, Ground Coupled Heat Pumps)。

地表水源熱泵系統(SWHP,Surface-Water heat pumps)

地表水源熱泵系統是以河流、湖泊、海水等表面水體作為一穩定熱源或冷源，並透過熱泵系統向使用端提供熱負載或冷負載，由源溫度分層的關係，在溫暖地區的表面水體中下層水溫會比上層水溫低，可作為良好的散熱源，而在寒冷地區的表面水體中最下層水溫維持在 4°C，可作為良好的熱源，但相對表面的水溫容易受到外氣影響，較不穩定，但波動仍比外氣變化少。地表水源熱泵系統主要透過兩種方法來利用地表水能源，第一種(工作原理如圖 1-10 所示)是直接抽取地表水到熱泵機組或熱交換器進行熱交換，然後把地表水排回原水體，此系統的建設成本非常低，容易建立，但由於水質等問題，容易對設備造成不良的影響，故維護成本較高。第二種(工作原理如圖 1-11 所示)是把循環水或防凍液經過放在表面水體中的熱換器來進行取熱或散熱，從而把地表水能源供給負載使用，此方向可避免了因水質不良所做成的影響，但相對建設成本較高，而且在表面水體中的熱換器可以受到未知的損害。

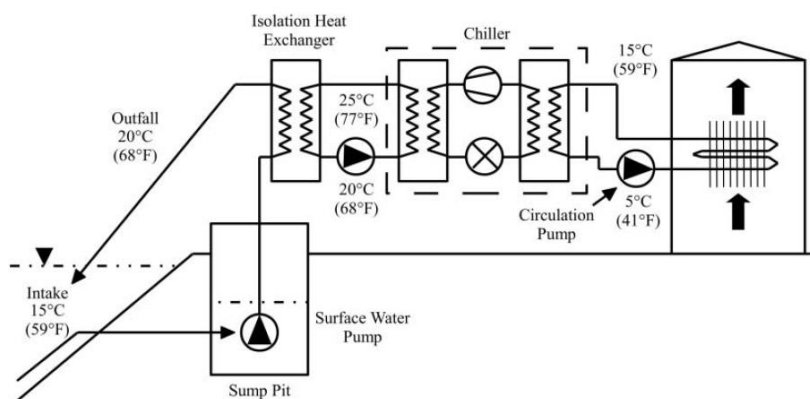


圖 1-10 開放式地表水源熱泵系統示意圖[13]

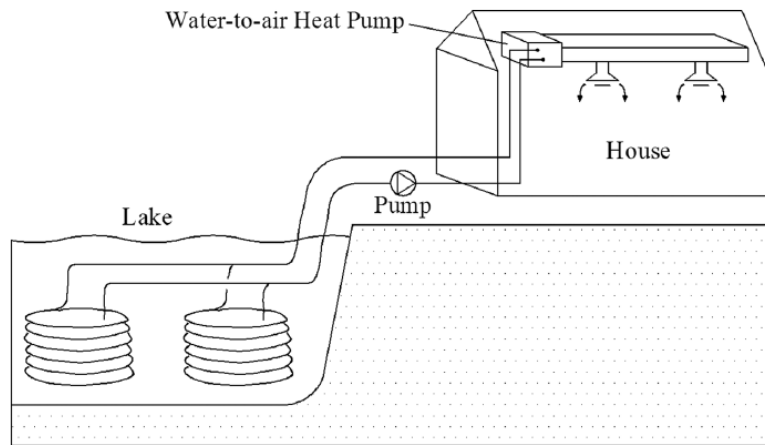


圖 1-11 封閉式地表水源熱泵系統示意圖[14]

地下水源熱泵系統(GWHP,Ground-Water Heat Pumps)

地下水源熱泵系統是把從水井中的地下水作為熱源或冷源，由於地下水多處於地底下的含水層中，相對表面水體，地下水的溫度有更好的穩定性，地下水源熱泵系統，工作原理如圖 1-12 所示，主要是通過水泵，把處於含水層中的地下水抽取到熱泵主機或是透過熱交換器來進行熱交換，進行完熱交換後的地下水會排到表面水體或注到另一水井中，使其回到含水層中。地下水源的初設成本比同樣需要鑽井的垂直土壤源熱泵系統便宜，所以從 90 年代起開始大量使用，但地下水源熱泵系統也與地表水源熱泵系統有同樣的問題，就是水質做成設備受影響，所以必須對地下水進行處理，而且對於某些缺乏地下水資源的地區難以使用，所以在某些地區未能廣泛使用。

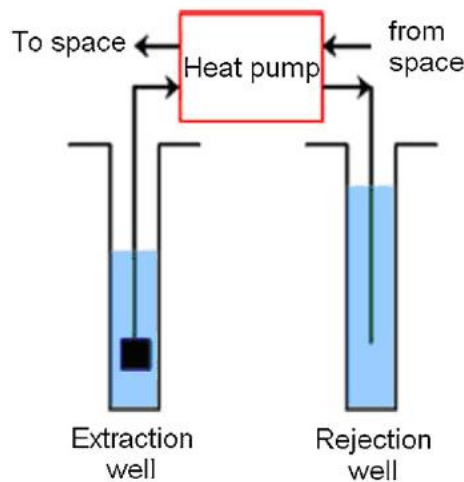


圖 1-12 地下水源熱泵系統示意圖[15]

Zhen[16]等人在西藏地區的日喀則機場建立一結合太陽熱能的地源熱泵系統，以供應給機場大樓及宿舍之室內暖氣使用，此系統工作原理如圖 1-13 所示，透過水泵把深層 11.6-12°C 的地下水抽到熱泵之蒸發器進行取熱，取熱後之地下水溫度約 7-7.3°C，排回另一回灌井，使地下水回到含水層，而循環水在進入冷凝器吸熱前先由太能熱能預熱到溫度約 34.2-36.7°C，然後進入冷凝器吸熱，吸熱後溫度約 40.2-42.6°C，再供應給使用端，在此工況下熱泵之 COP 達到 4.66-5.2，平均約 4.97，對比在當地使用之空氣源熱泵系統的 COP 都在 3 以下，可見地下水源熱泵系統是一種非常高效率的節能系統。

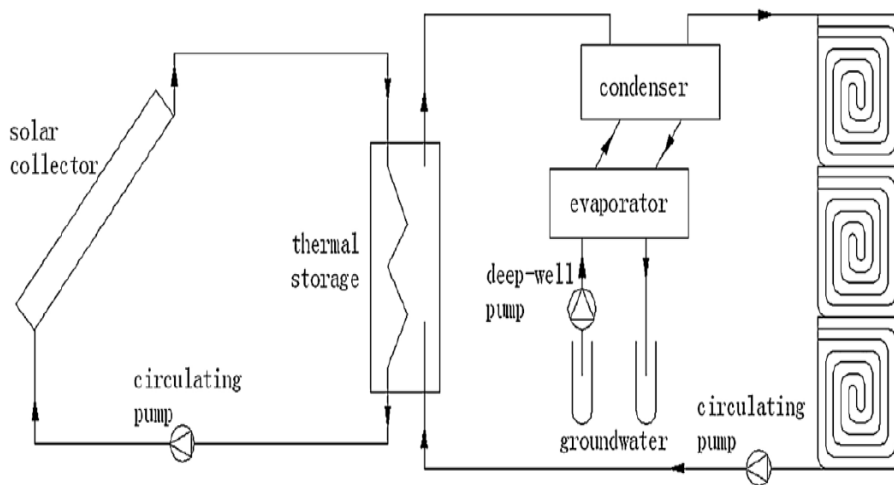


圖 1-13 結合太陽熱能地源熱泵系統示意圖[16]

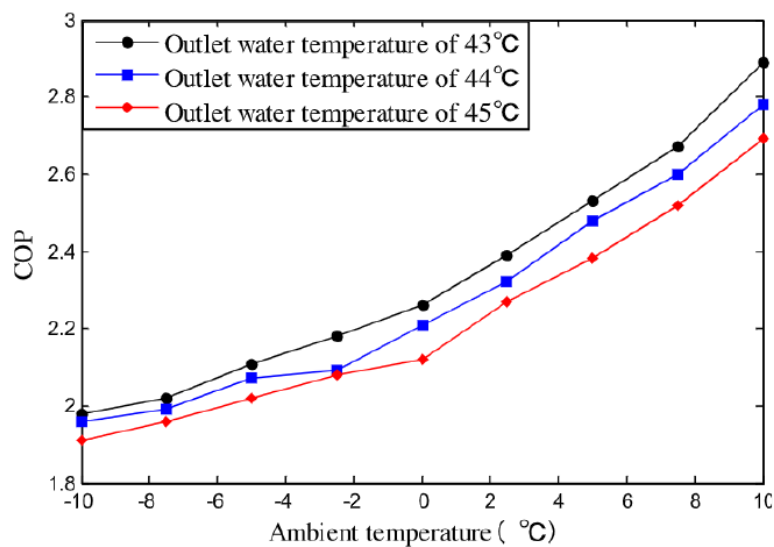


圖 1-14 不同工況下空氣源熱泵之性能[16]

土壤源熱泵系統(GCHP, Ground Coupled Heat Pumps)

土壤源熱泵系統的工作原理如圖 1-15 所示，把土壤作為冷源或熱源，透過把循環水或防凍液進入地埋熱交換器(Ground Heat Exchanger)與土壤進行取熱或散熱，然後再進入熱泵系統進行熱交換，由於循環水或防凍液在取熱或散熱的過程中沒有與土壤直接接觸，所以此系又稱為封閉系統(Closed-loop heat pump)，所以沒有因為水質問題而對設備做成影響，對比地下水源熱泵系統有較低的設備維護成本，而且對沒有地下水資源或地表水資源的地區也可以使用，所以土壤源熱泵系統得到廣泛的推廣與研究。

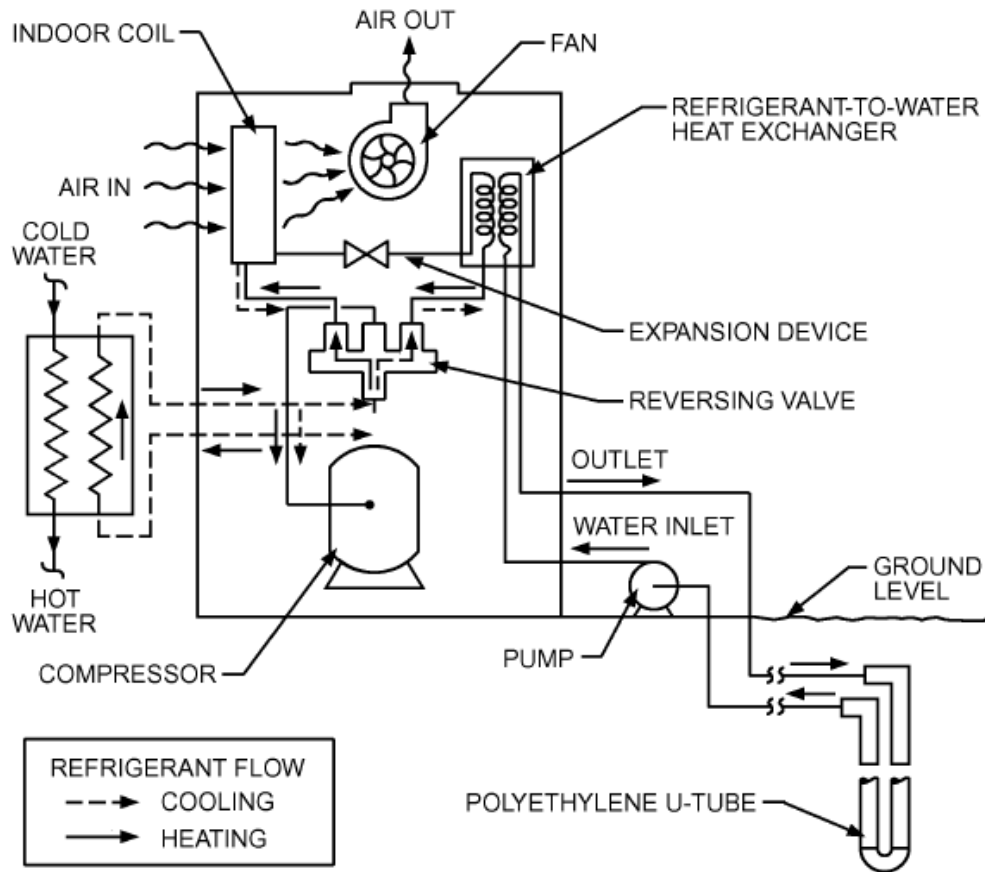


圖 1-15 土壤源熱泵系統示意圖[12]

學者 Hwang 等人[17]曾於韓國釜山市一學校大樓中同時架設土壤源熱泵系統 (GCHP)與空氣源式熱泵(ASHP)系統並進行測試，此土壤源熱泵系統透過 24 個深度為 150m 的單 U 型垂直式地理管熱交換器把室內之熱量帶到土壤中散熱，結果如表 1-2 所示。由於土壤源熱泵系統循環水之入水溫度為 22°C，如圖 1-16 所示，而外氣溫度為 29-35°C，兩者相差接近 10°C，所以土壤源熱泵系統之冷凝端有更低的冷凝溫度，減少壓縮機之耗功，但觀看整個系統，不論是包含壓縮機、循環水泵以及風扇功率的系統 COP，還是僅包含壓縮機耗功的主機 COP，地源式熱泵皆優於氣源式熱泵，可見地源式熱泵在效能上比起目前常見的氣源式熱泵有著絕對的優勢。

表 1-2 土壤源式熱泵與氣源式熱泵比較[17]

		GSHP	ASHP
Condenser	Average circulating water temperature (°C)	21.5	–
	Outdoor air temperature (°C)	32.7	35
Compressor	Discharge pressure (kPa)	1620	2731
	Suction pressure (kPa)	956	956
Cooling performance	COP _{HP}	8.3	3.91
	COP _{overall}	5.9	3.37

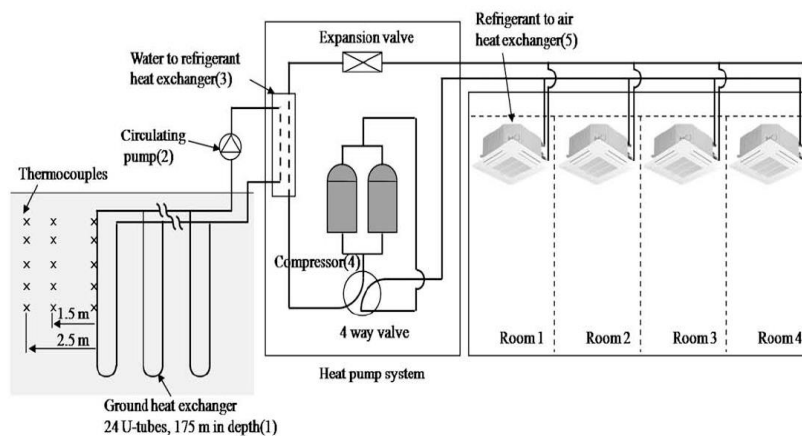


圖 1-16 土壤源式熱泵系統[17]

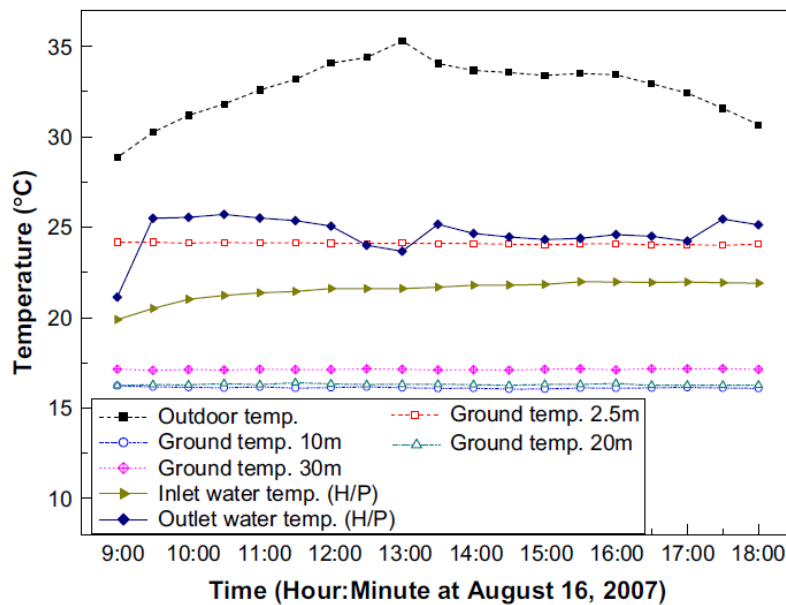


圖 1-17 循環水、地理管熱交換器、外氣溫度之比較[17]

1.2.3 地埋熱交換器(Ground Heat Exchanger)

由於土壤源熱泵系統主要透過地埋熱交換器與土壤進行熱交換，所以地埋熱交換器之性能會大大影響土壤源熱泵系統的效率。

Aresti 等人[19]整理並回顧了 GHE 系統的設計相關文獻，地埋熱交換器主要分為水平式和垂直式地埋熱交換器，而垂直式地埋熱交換器又分為 U 型管、雙 U 型管、套管式、螺旋管、能量樁等類型。

水平式地埋熱交換器

水平式地埋熱交換器通常把熱交換器埋在約 1-5 米深的土壤之中，由於土壤深度較淺，施工比較簡單。所以開發成本比非常低，但是所需土地面積非常大，不適合用於土地需求量大之地區，由於熱交換器之位置相當接觸地表，所以容易受到外氣之影響。

垂直式地埋熱交換器

常見的垂直式地埋熱交換器為單 U 型地埋熱交換器(如圖 1-18 所示)，其設計為在地表鑽一垂直深孔，並於孔內置入 U 型管後再用細砂、水泥、膨潤土等回填物回填 U 型管與鑽孔間的空隙。在垂直 U 型管地埋熱交換器的操作上，以散熱為例，管內流體先流經熱泵冷凝器吸收熱量，再流經低溫土壤排熱，最後得到較低溫的出口流體後再流回冷凝器，如此不斷重複循環，持續對土壤散熱。垂直式地埋熱

交換器雖然開發成本比水平式的高很多，但佔地面積非常少，式合土地擁擠的地區，而且較深之地表不受外氣影響，有更高的性能。而垂直式地埋熱交換器之形狀除了常見的單 U 型外，還有圖 1-20、1-21、1-22 所示的雙 U 型、單套管式、複合套管式、螺旋管等形狀。

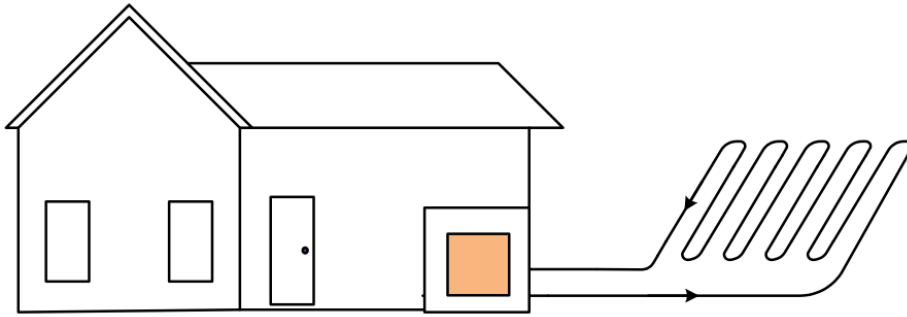


圖 1-18 水平式地埋熱交換器示意圖[11]

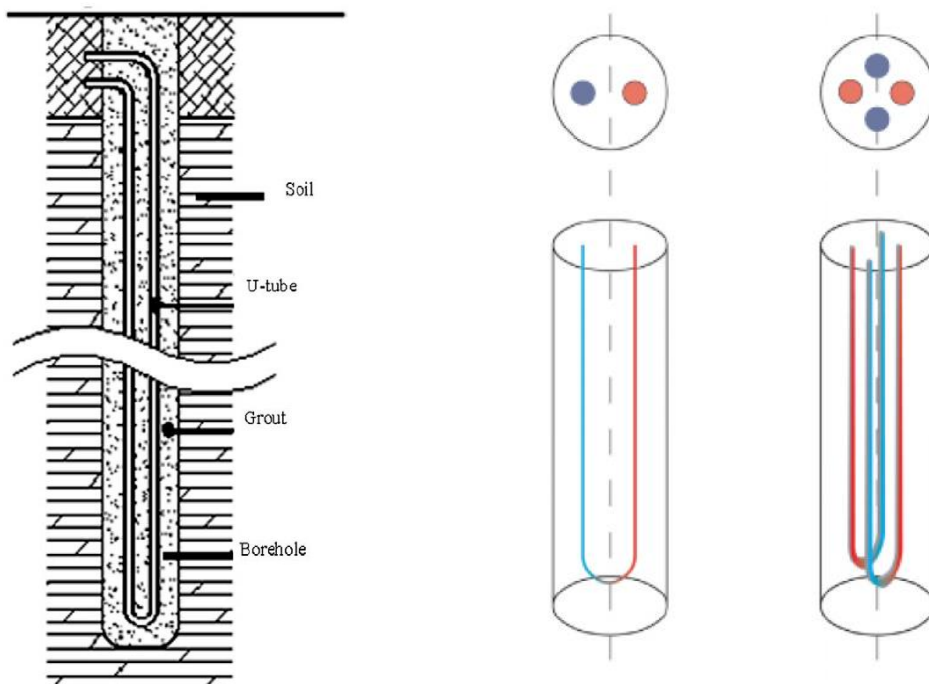


圖 1-19 垂直式地埋管示意圖[18] 圖 1-20 單 U 型與雙 U 型地埋熱管示意圖[19]

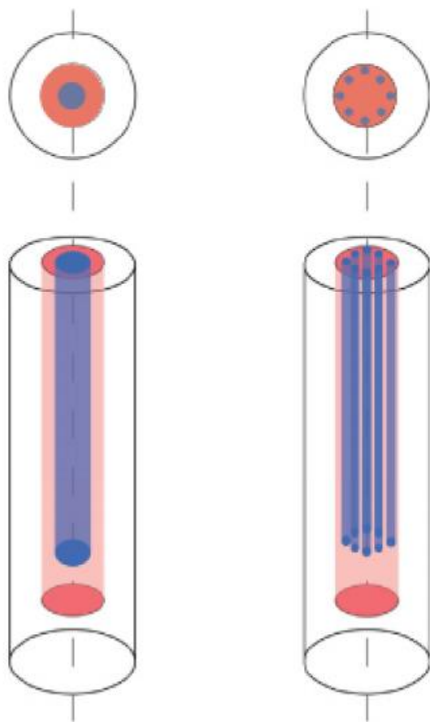


圖 1-21 單套式與複合式地埋熱管示意圖[19]



圖 1-22 螺旋地埋管示意圖[19]

能量樁(Energy pile systems)

垂直式地埋熱交換器除了在地表鑽一垂直深孔外，在新建建築物時，還可以熱交換器安裝在建築物的基礎中，減少鑽孔和回填材料之成本。

垂直 U 型管地埋熱交換器的鑽孔中的回填材料除了可用固態材料進行回填外，亦可使用水等液態材料回填，並對液態回填物進行強制對流，提高地埋管熱交換效率，而不會發生使用固態材料回填時會產生的熱回流現象。學者 Liebel 等人[20]利用沉水泵對一回填水的 U 型地埋管進行強制對流實驗，實驗設置如圖 1-23 所示。結果顯示，使用水泵強制對流回填水可有效地提高地埋熱交換器性能，在同樣的熱量下可較不使用水泵時有較淺的鑽孔深度，進而節省初設成本。

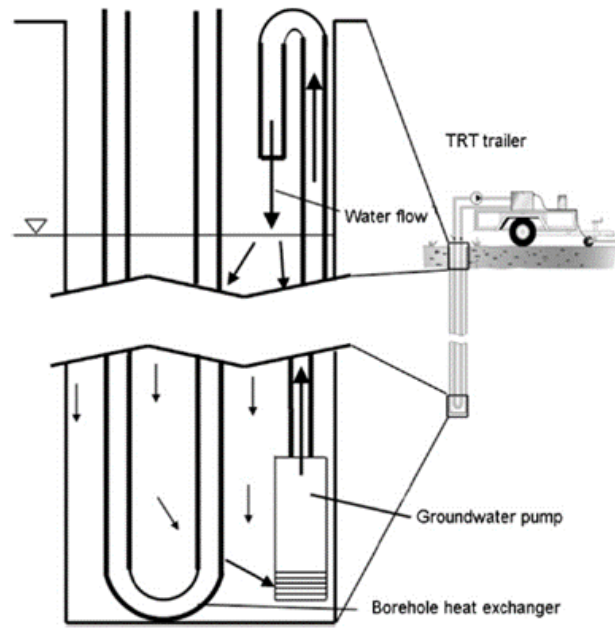


圖 1-23 Liebel 等人實驗示意圖[20]

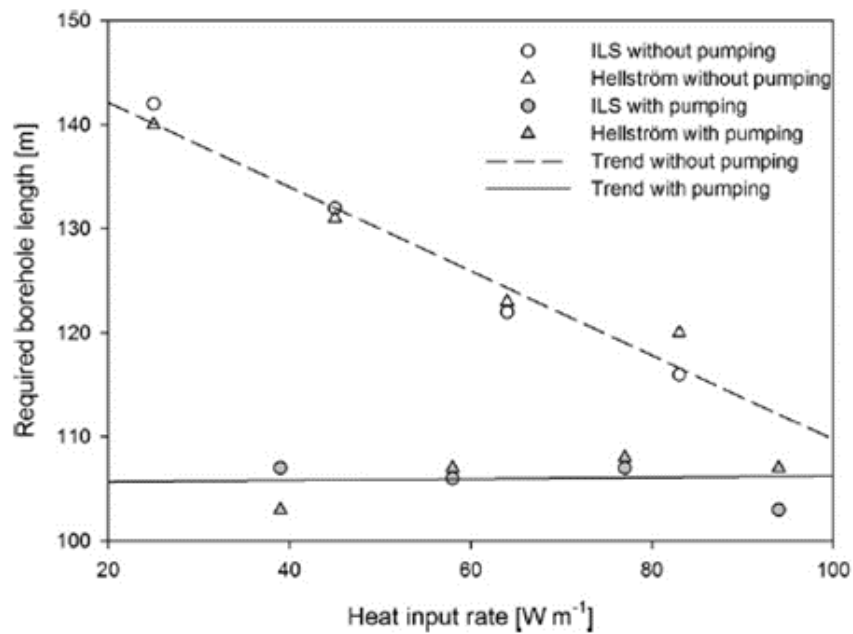


圖 1-24 強制對流與沒有強制對流所需鑽孔深度之對比[20]



1.3 研究動機與目的

本研究室已於宜蘭縣建立一淺層溫能相關之實驗場地，並對水井中之水溫作長期觀察，由圖 1-25 可以看出全年地下水溫約為 20°C-23°C之間，所以此實驗場地可以提供穩定的淺層溫能。

一般大型空調系統普遍使用冷卻水塔來排除系統中的熱量，但冷卻水塔的散熱性能取決於外氣的溫濕度，台灣高溫高濕的夏季環境將使冷卻水塔的散熱性能低落，造成壓縮機不小的負擔，除此之外，冷卻水塔運轉時還會產生擾人的噪音與振動，水塔中的水更會成為孳生病菌的溫床，助長退伍軍人症的傳播，而冷卻水塔主要是靠冷卻水的蒸發來冷卻，所以會做成水資源的浪費，存在著諸多缺點。而且當冷卻水水溫下降時能有效提升主機的效率。若能有效利用恆定低溫的淺層地表做為空調散熱源，預期將能顯著地改善空調主機性能，達到節能減碳的目的。

在傳統的應用中若要同時進行製冷和供熱，必須結合二種不同之系統，如冰水主機及電熱水器。即使是雙效熱泵在熱負載和冷負載不平行時也需要配合冷卻水塔使用，而且傳統氣源熱泵在冬季供熱的操作模式下會有結霜甚至無法啟動的問題。地源熱泵利用不受季節外氣干擾的淺層溫能，高效率的進行製冷和供熱，一組系統即可取代現有製冷和供熱設備，同時使用之能源為綠色可再生，對環境保護。

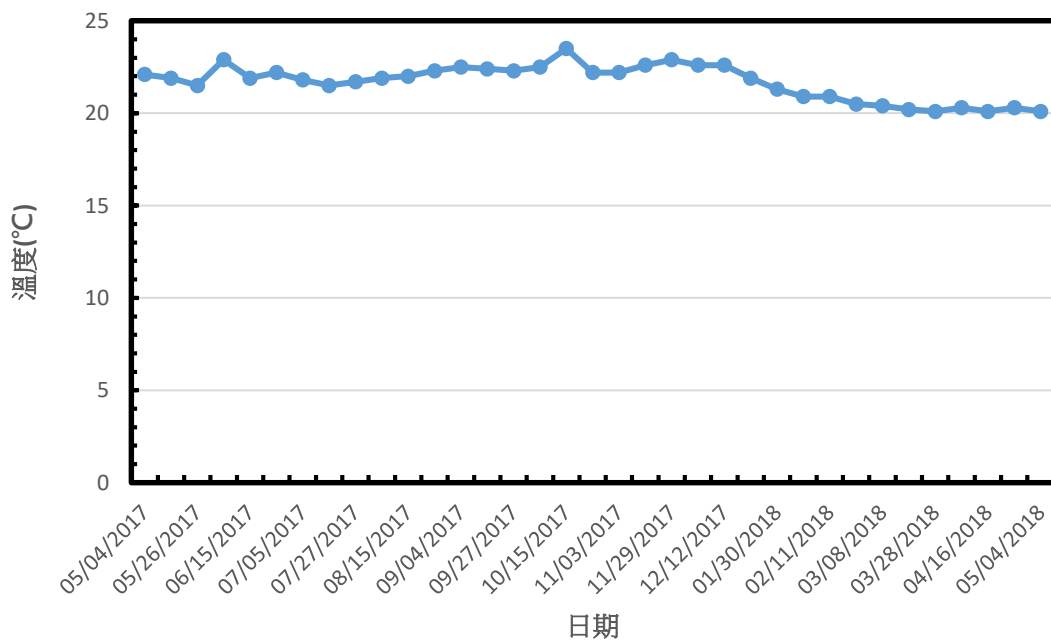


圖 1-25 宜蘭實驗場 2017.05-2018.05 地下水水溫

本研究目的為建立一個搭配多 U 型地理管熱交換器之地源熱泵系統，此多 U 型地理管鑽孔熱交換器並安裝於位在宜蘭的實驗場地，將其埋入地表下深約 10 公尺的地下水井中。熱交換器底部多處有開孔，頂端進行抽水讓地下水滲入殼內與傳熱管進行熱交換。以封閉循環方式組成的系統來利用淺層溫能提供冷熱的需求，同時取代空調及熱水系統。

本研究建立之地源熱泵系統有兩種運行模式，分別為供冷模式及供熱模式。當熱泵在運行制冷模式時，冰水循環側的冰水泵令水流經熱泵之蒸發器，使之溫度下降。而淺層溫能循環水泵令水流經熱泵的淺層溫能側的熱交換器，此時作為冷凝器，然後淺層溫能循環水會進入多 U 型地理管熱交換器進行散熱。圖 1-26 為熱泵進行制冷模式時的示意圖。當熱泵在運行制熱模式時，熱水循環側的熱水泵令水流經熱泵熱水側冷凝器，水流經冷凝器時吸收熱量，使之溫度上升。而淺層溫能循環水泵令水流經熱泵的淺層溫能側的板式熱交換器，此時作為蒸發器，水流經蒸發側時放出熱量，然後淺層溫能循環水會進入多 U 型地理管熱交換器進行取熱。圖 1-27 為熱泵進行制熱模式時的示意圖。

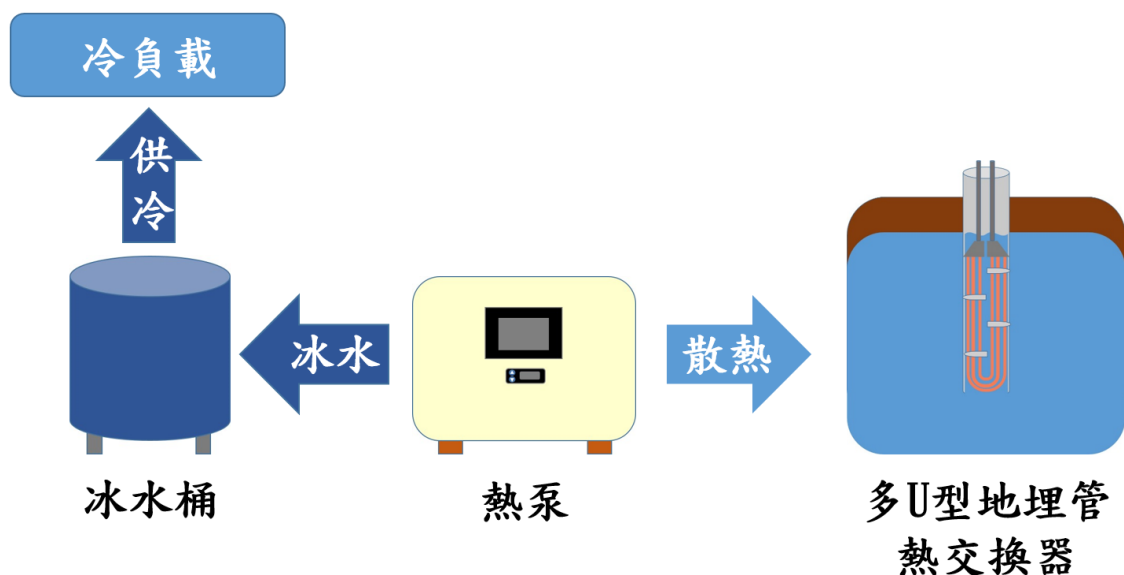


圖 1-26 熱泵制冷模式示意圖

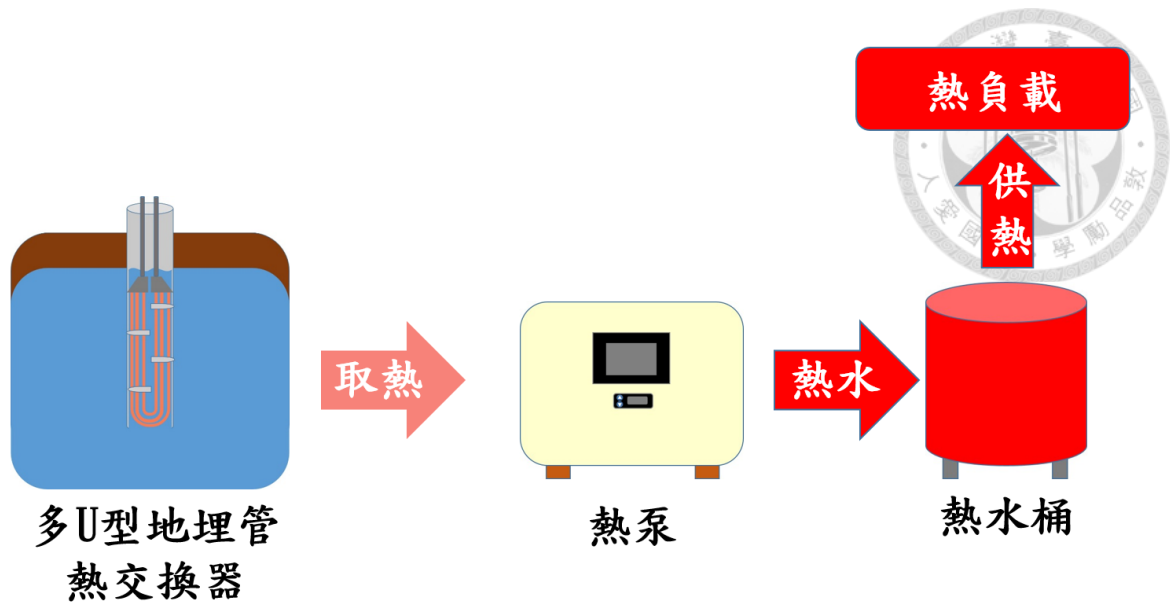


圖 1-27 熱泵制熱模式示意圖

本研究先探討多 U 型地埋熱交換器之性能分析，通過改變管側流量、抽水量及多 U 型地埋熱交換器的幾何參數等變數探討熱交換器之性能變化，以為後續系統最佳化提供參考依據。並探討熱泵和多 U 型地埋管鑽孔熱交換器之間的結合，分析熱泵搭配多 U 型地埋管鑽孔熱交換器之制冷及制熱模式之性能，並與搭配冷卻水塔之冰水主機和水對水熱泵進行比較。

第二章 基礎理論



2.1 多U型地埋管熱交換器

本研究所使用用之多 U 型地埋管熱交換器，其內部流體工作模式及外形結構和殼管式熱交換器的運作極其相似，故後續章節將以殼管式熱交換器為參考基準，進行多 U 型地埋管熱交換器的性能分析。

2.1.1 殼管式熱交換器

殼管式熱交換器，是一種將多根熱傳管配置於一殼體中的熱交換器，並於殼體內加入擋板以增加效果，一種流體流經管子內部，另一種流體流過管子外部(通過殼體)，以達到兩種流體在不接觸的情況下進行熱交換，廣泛應用於化工製程、石化工業以及冷凍空調。在外型上，其結構非常堅固，能夠承受高溫高壓，可在惡劣的環境中運作。

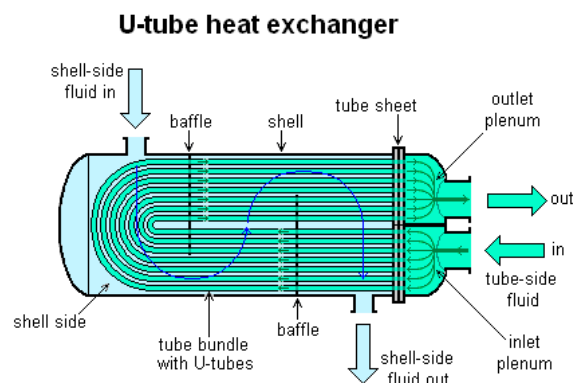
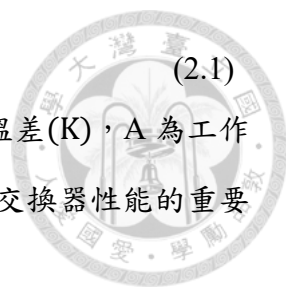


圖 2-1 U 型管殼管式熱交換器示意圖[21]



圖 2-2 U 型管殼管式熱交換器[22]

熱交換器的熱傳方程式：



$$\dot{Q} = UA * \Delta T_m \quad (2.1)$$

在式(2.1)中， \dot{Q} 為工作流體間的熱交換率(W)， ΔT_m 為平均溫差(K)，A為工作流體的熱交換之總面積(m^2)，U為總熱傳係數($\frac{W}{m^2 \cdot K}$)，是判定熱交換器性能的重要指標。

對於殼管式熱交換器來說，兩側流體的工作模式通常為逆向流(counter-flow)，計算熱交換器性能所需的平均溫差可以使用對數平均溫差 ΔT_{lm} (log mean temperature difference):

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.2)$$

$$\Delta T_1 = t_1 - T_2 \quad (2.3)$$

$$\Delta T_2 = t_2 - T_1 \quad (2.4)$$

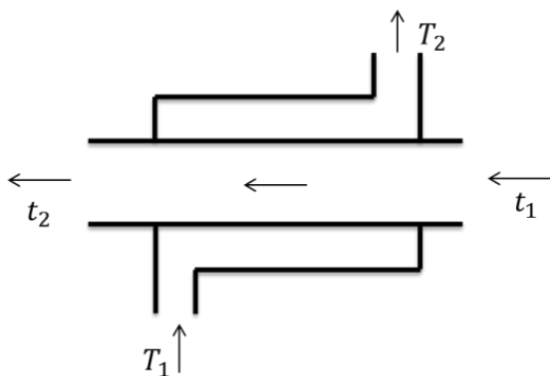


圖 2-3 逆向流示意圖

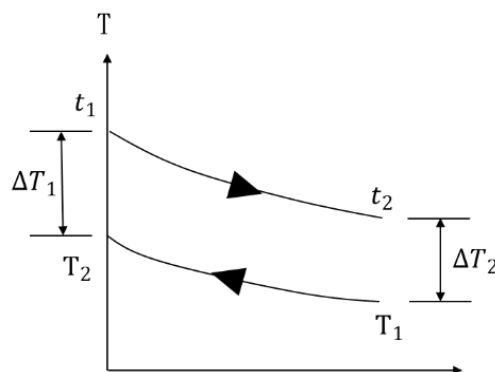


圖 2-4 逆向流兩側流體溫度分布

當熱交換器之兩工作流體的為其他流動模式，需要考慮一溫差校正因子F，對溫差進行修正，式(2.32)修正為:

$$\dot{Q} = UA * \Delta T_{lm} * F \quad (2.5)$$

其中F和溫度有效度P、熱容比率R以及流動型態有關，可表示為:

$$F = f(\text{流動型態}, P, R) \quad (2.6)$$

$$P = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{max}} = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (2.7)$$

$$R = \frac{\dot{m}_c C_{pc}}{\dot{m}_h C_{ph}} = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} \quad (2.8)$$

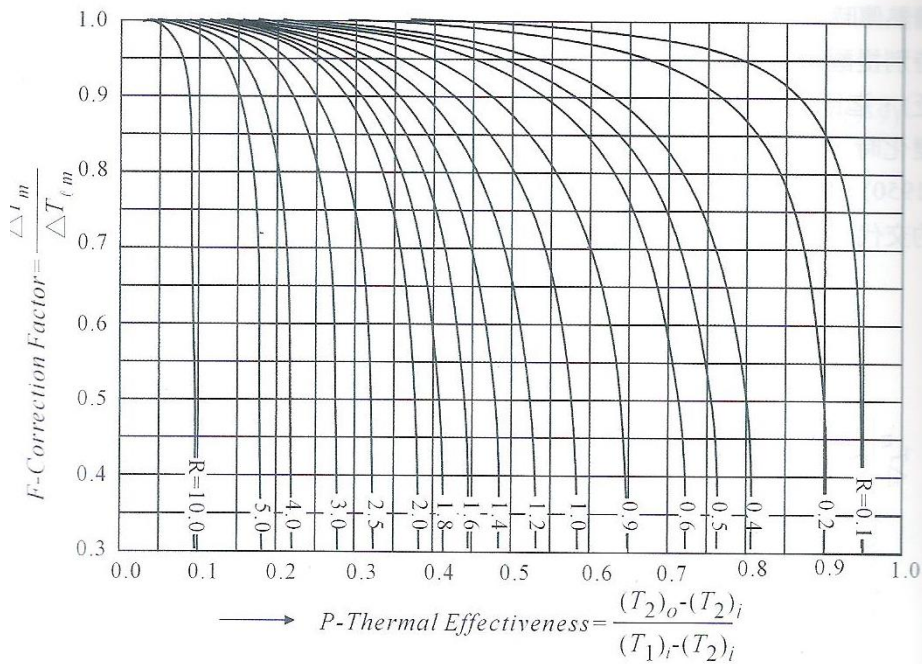


圖 2-5 管側兩回數，殼側一回數流動下，F、P與R的關係圖[22]

溫度有效度P是冷水端溫差和冷熱水端最大溫差的比值；熱容比率R是冷水端與熱水端熱容量的比值， m 代表的是質量流率($\frac{kg}{s}$)， C_p 代表的是比熱($\frac{kJ}{kg \cdot K}$)，下標c、h分別代表冷、熱流體，而下標i、o分別代表入口及出口，F可透過查表求得，介於0~1之間，對於流動形式為殼側單通與管側雙通的F圖表，如圖2-5所示。

在式(2.1)中，U為總熱傳係數，是代表熱交換器的總熱傳性能指標，而總熱傳係數U和熱傳面積A之乘積也可以以熱阻之形式表示。

$$R_{tot} = \frac{1}{UA} = R_i + R_c + R_o \quad (2.9)$$

在式(2.8)中， R_{tot} 、 R_i 、 R_c 、 R_o 分別為總熱阻、管側流體對流熱阻、管子傳導熱阻、殼側流體對流熱阻 (W/K)。

當中各熱阻如以下所示：

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} \quad (2.10)$$



$$R_c = \frac{\ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi k_c L} \quad (2.11)$$

$$R_o = \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.12)$$

其中 h_i 、 h_o 分別為管內與管外的熱對流係數， A_i 、 A_o 分別為管內與管外的熱交換面積， d_i 及 d_o 分別為管內徑與管外徑， k_c 為管壁的熱傳導係數，而 L 為傳熱管子的長度。

通常殼管式熱交換器中有多根熱傳管，可同樣用熱阻概念來估算殼管式熱交換器的熱阻值，將 N 根單管熱阻做並聯後的並聯熱阻值來估算。 N 根單管熱阻的並聯熱阻值如下式所示：

$$\frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi k_c L} + \frac{1}{h_o A_o}} \quad (2.13)$$

而殼管式熱交換器的熱阻值亦可由熱交換器熱傳方程式(2.1)移項得到：

$$\frac{\Delta T_m}{\dot{Q}} = \frac{1}{UA} \quad (2.14)$$

將上兩式做等號後倒數，即可得到熱交換器 UA 值的兩種估算方式。 UA 值的兩種算法如下式所示：

$$UA = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_m} = \frac{N}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi k_c L} + \frac{1}{h_o A_o}} \quad (2.15)$$

知道兩側流體的熱傳率及平均溫差後，即可得到熱交換器 UA 值；或是給定熱交換器兩側流體熱對流係數和熱交換器幾何後，可得到熱交換器 UA 值。使用第二種方式求出 UA 值時，需要知道管側與殼側熱對流係數 h_i 、 h_o ，熱對流係數通常使

用一些經驗公式來估算，以下列舉出一些常用的管側與殼側熱傳經驗公式。



2.1.2 管側熱傳方程式

在一般的操作情況下，殼管式熱交換器的管側大部分為紊流流動。在管內流為紊流時，可根據流體的 Reynolds number(Re)(可由式 2.16 找出)和 Prandtl number(Pr)去選擇式合的熱傳經驗公式。

$$Re = \frac{\rho V_m d}{\mu} = \frac{V d}{\nu} = \frac{Q d}{\nu A_t} \quad (2.16)$$

在(2.16)式中 V 為平均流速($\frac{m}{s}$)、d 為管內直徑(m)、 μ 為流體動力黏度($\frac{N \cdot s}{m}$)、 ν 為運動黏度($\frac{m^2}{s}$)、 ρ 為流體密度($\frac{kg}{m^3}$)、Q 體積流量($\frac{m^3}{s}$)、 A_t 為橫截面積(m^2)。

Dittus-Boelter equation($Re \geq 10^4, 0.7 \leq Pr \leq 160, \frac{L}{D} \geq 10$)

$$Nu = \frac{h_i d_i}{k_i} = 0.023 Re_t^{0.8} Pr_t^n \quad (2.17)$$

式(2.17)為適合流體出入口溫差較小的經驗公式，當管內入出水溫度較大或非光滑管的時候，此經驗公式誤差會較大，當管內流體被加熱時 $n=0.4$ ，管內流體被冷卻時 $n=0.3$ ，而式中 k_i 為管側流體熱傳導係數($\frac{W}{m \cdot K}$)。

Gnielinski 方程式:($2300 < Re < 10^5$)

$$Nu_t = \frac{h_i d_i}{k_i} = \frac{\frac{f}{2} (Re_t - 1000) Pr_t}{1.07 + 12.7 \sqrt{f/2} (Pr_t^{2/3} - 1)} \quad (2.18)$$

$$f = (1.58 \ln Re_t - 3.28)^{-2} \quad (2.19)$$

Gnielinski 方程式為一半的經驗方程式，是由熱傳與動量類比而來，再以實驗數據調整經驗常數，因此適用範圍以及精度都相當地高。



2.1.3 殼側熱傳方程式

在殼管式熱交換器的設計中，殼側主要使用 Kern method[23]，是由 Kern 在 1950 年提出。

Kern method($2300 < Re < 10^5$)

$$Nu_s = \frac{h_o D_e}{k_o} = 0.36 Re_s^{0.55} Pr_s^{0.33} \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.20)$$

以下為 Kern method 中將會使用到的參數以及其定義：

Pr_s ：殼側流體 Pr 數、 μ_s ：殼側流體黏滯係數

μ_w ：鄰近管壁之殼側流體黏滯係數、 k_o ：殼側流體熱傳導係數($\frac{W}{m \cdot K}$)

h_o ：殼側流體熱對流係數($\frac{W}{m^2 \cdot K}$)、 $G_s = \dot{M}/A_s$ ：殼側最小流道面積下的質量通率

$Re_s = G_s D_e / \mu_s$ ：殼側流體 Re 數，以 100 作為層流、紊流分界

$D_e = 4 \times \text{流道面積} / \text{潤濕周界}$ ：殼側等效水力直徑

$$D_e = \frac{4(P_t^2 - \frac{d_o^2}{4})}{\pi d_o} \quad (\text{方形管排列})$$

$$D_e = \frac{4(\frac{P_t}{2} * \sin 60^\circ * P_t - \frac{1}{2} * \frac{\pi d_o^2}{4})}{\frac{\pi d_o}{2}} \quad (\text{三角形管排列})$$



\dot{M} ：殼側質量流率

$A_s = C' L_b D_i / P_t$ ：殼側等效流道面積

C' ：兩管外間距

L_b ：檔板間距

D_i ：殼側內徑

P_t ：兩管中心間距

d_o :管側外徑

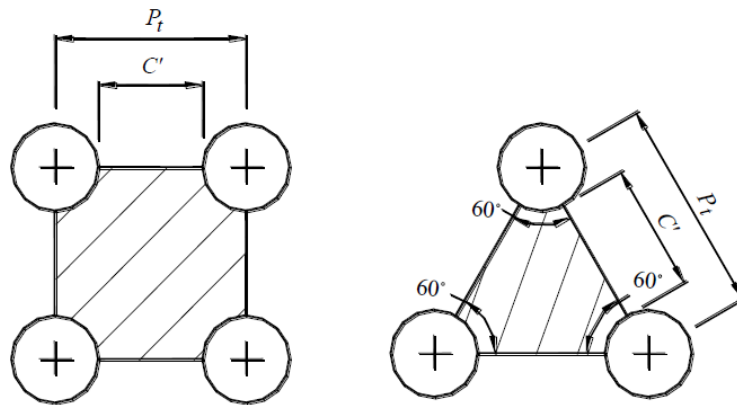


圖 2- 6Kern Method 方形和三角形排列 P_t 、 C' 數定義示意圖[22]

由式(2.18)中可得知，殼側流道的幾何形狀參數如管排列方式、檔板間距、管徑大小、管間間距等，皆會影響到殼側的熱傳效果。

2.1.4 單管熱傳方程式

當流體經過一段管子進行熱交換時，可透過流體之流量以及進、出口之溫度來快速得知流體在這一段管子中流動時的熱傳率。如式(2.19)所示：

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_o - T_i) \quad (2.21)$$

其中 \dot{m} 為管內流體的質量流率($\frac{kg}{s}$)、 C_p 為管內流體之比熱($\frac{kJ}{kg \cdot K}$)、 T_o 、 T_i 分別

為管內流體的出口和進口溫度。



2.2 熱泵原理簡介

熱泵主要是由壓縮機、冷凝器、蒸發器及膨脹閥四大原件組成，以蒸汽壓縮循環原理來產生移動熱能的作用，其結構與原理如圖 2-7 蒸汽壓縮循環示意圖所示。熱泵內部之工作流體為冷媒，氣態冷媒(狀態 1)受壓縮機壓縮變成高溫高壓蒸氣(狀態 2)，流入冷凝器排熱而凝結成冷凝液(狀態 3)，流經膨脹閥(狀態 4)後流入蒸發器內蒸發成蒸氣(狀態 1)而產生吸熱效應，蒸氣再被壓縮機吸入繼續進行壓縮，構成一個循環迴路。熱能 \dot{Q}_L 在蒸發器處被吸收，達成製冷效果，然後在冷凝器處被排出 \dot{Q}_H 並進行收集與利用，達成供熱效果，重複這一循環構成一個熱的移動過程。

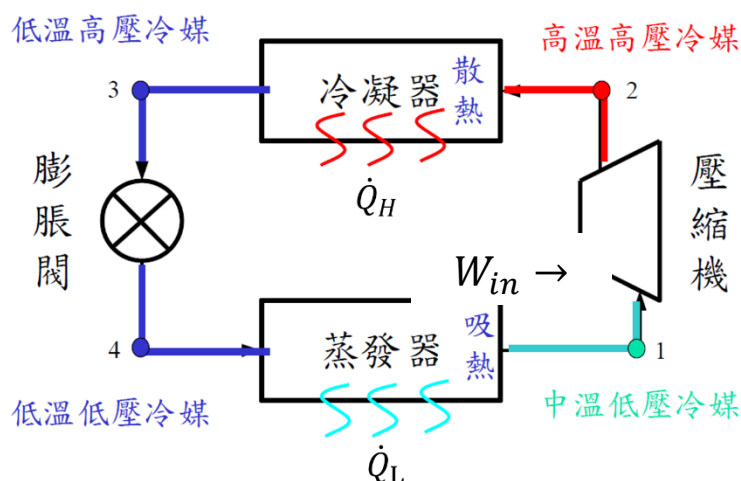


圖 2-7 蒸汽壓縮循環示意圖

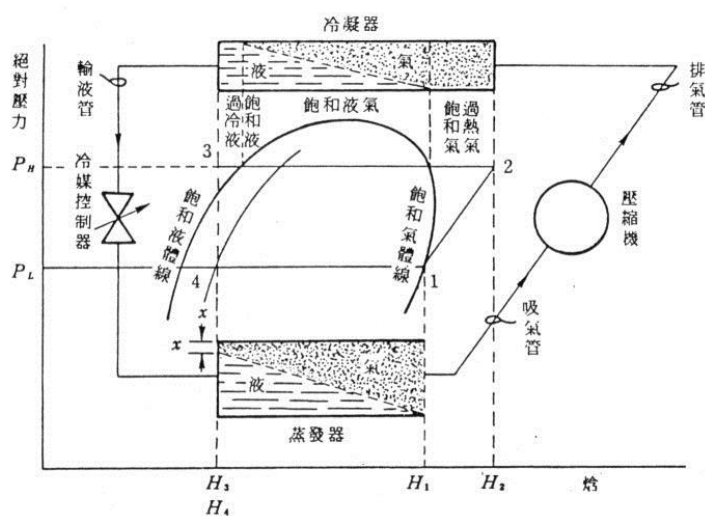


圖 2-8 理想蒸汽壓縮循環之莫里爾線圖

在理想蒸汽壓縮循環中，狀態 1 到 2 為絕熱壓縮過程(等熵)，狀態 2 到 3 為等壓排熱過程(冷凝)，狀態 3 到 4 為絕熱膨脹過程(等焓)，狀態 4 到 1 為等壓吸熱過程(蒸發)。可由莫里爾線圖中得出壓縮機之輸入功 W_{in} 、冷凝熱 \dot{Q}_H 、蒸發熱 \dot{Q}_L 為以下式子：

$$W_{in} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (2.22)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_r(h_2 - h_3) \quad (2.23)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_r(h_1 - h_4) \quad (2.24)$$

其中 \dot{m}_r 為冷媒之質量流率($\frac{kg}{s}$)， h_x 為各狀態冷媒之焓值($\frac{kJ}{kg}$)。

理想蒸汽壓縮循環系統之性能係數(Coefficient of Performance, COP)

為了將蒸汽壓縮循環系統之製冷或製熱效率量化，通常使用性能係數 COP(Coefficient of Performance)來表示，以下分別為製冷和製熱之性能係數計算方式。

製冷性能係數：

$$COP_L = \frac{\dot{Q}_L}{W_{in}} \quad (2.25)$$

製熱性能係數：

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_H}{W_{in}} \quad (2.26)$$

由式(2.23)和(2.24)中得出，COP 之定義為單位輸入功之製冷或製熱能力，因此 COP 值越高就代表此系統之性能越好。

結合式(2.20)-(2.24)可得出：

$$COP_L = \frac{\dot{Q}_L}{W_{in}} = \frac{\dot{m}_r(h_1 - h_4)}{\dot{m}_r(h_2 - h_1)} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (2.27)$$

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_H}{W_{in}} = \frac{\dot{m}_r(h_2 - h_3)}{\dot{m}_r(h_2 - h_1)} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \quad (2.28)$$

而可以在莫里爾線圖中看出，冷媒之飽和溫度越高，飽和壓力越大，而隨著飽和壓力上升，冷媒之焓值也上升，所以降低冷媒的冷凝溫度和蒸發溫度之差距能有效地減少壓縮機之耗功，提升系統之性能。

第三章 實驗設備與實驗規劃

本章首先對結合多 U 型地埋管熱交換器之地源熱泵系統的運作進行說明，然後介紹多 U 型地埋管熱交換器和熱泵等主要設備及架設，並說明其他輔助的量測儀器工具。接續介紹對多 U 型地埋管熱交換器之性能分析的實驗參數與流程，找出性能最好之參數，然後以此參數結合地源熱泵系統，並分析熱泵之性能。

3.1 結合多 U 型地埋管熱交換器之地源熱泵系統介紹

本實驗室建立一透過多 U 型地埋管熱交換器利用淺層溫能進行散熱或取熱之熱泵系統，此系統有同時提供冰水和熱水之雙效模式、利用淺層溫能進行散熱並提供冰水之制冷模式和利用淺層溫能進行取熱並提供熱水之制熱模式三種模式。本研究只針對此系統之制冷模式和制熱模式進行分析，以下為此兩種模式之各循環水迴路進行說明。

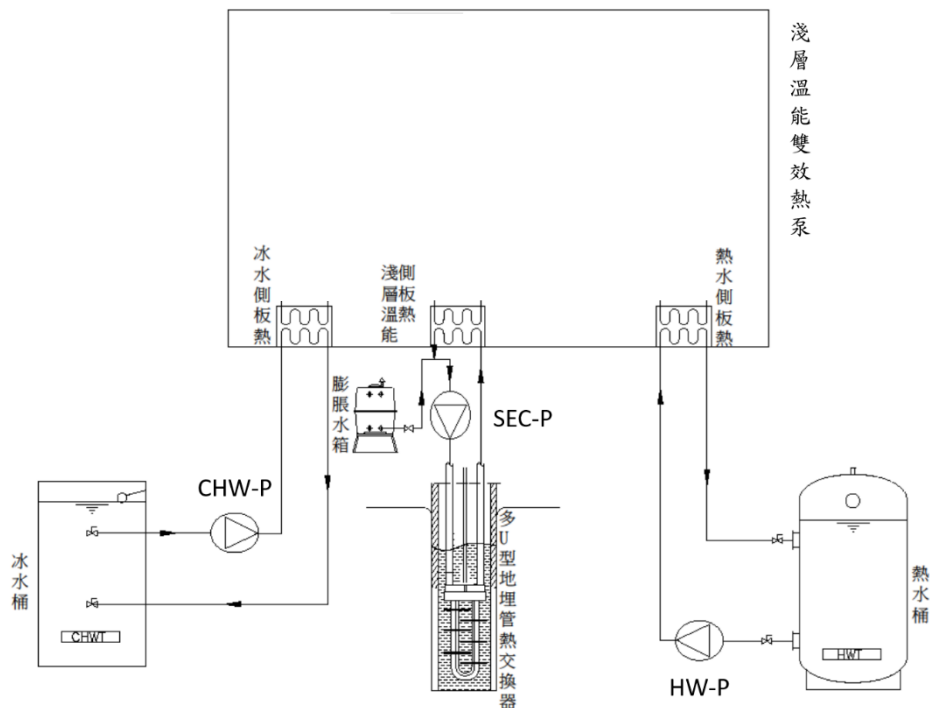


圖 3-1 系統示意圖



3.1.1 制冷模式

在制冷模式時，需把冷媒迴路切換成制冷模式；而冰水迴路中，冰水由CHW-P(冰水循環泵)從冰水桶進入冷媒進入冰水側板熱進行降溫，然後回到冰水桶，再提給冷負荷；在淺層溫能水迴路中，管側之循環水經過淺層溫能側板(此時為冷凝器)熱升溫後由SEC-P(淺層溫能循環水泵)進入多U型地理管熱交換器進行散熱，然後回到淺層溫能側板熱。

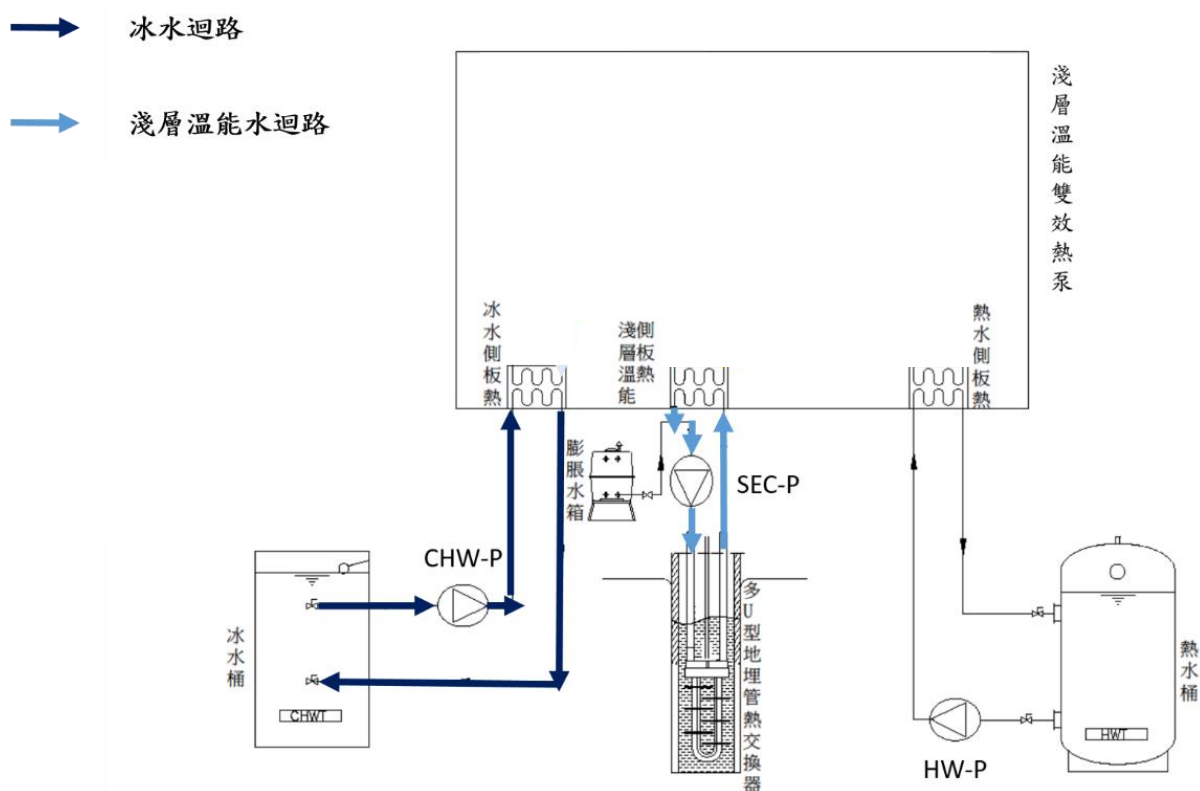


圖 3-2 制冷模式迴路示意圖



3.1.2 制熱模式

在制熱模式時，需把冷媒迴路切換成制熱模式；而熱水迴路中，熱水由 HW-P(熱水循環泵)從熱水桶進入冷媒進入熱水側板熱進行升溫，然後回到熱水桶，再提給熱負荷；在淺層溫能水迴路中，管側之循環水經過淺層溫能側板熱(此時為蒸發器)降溫後由 SEC-P(淺層溫能循環水泵)進入多 U 型地理管熱交換器進行取熱，然後回到淺層溫能側板熱。

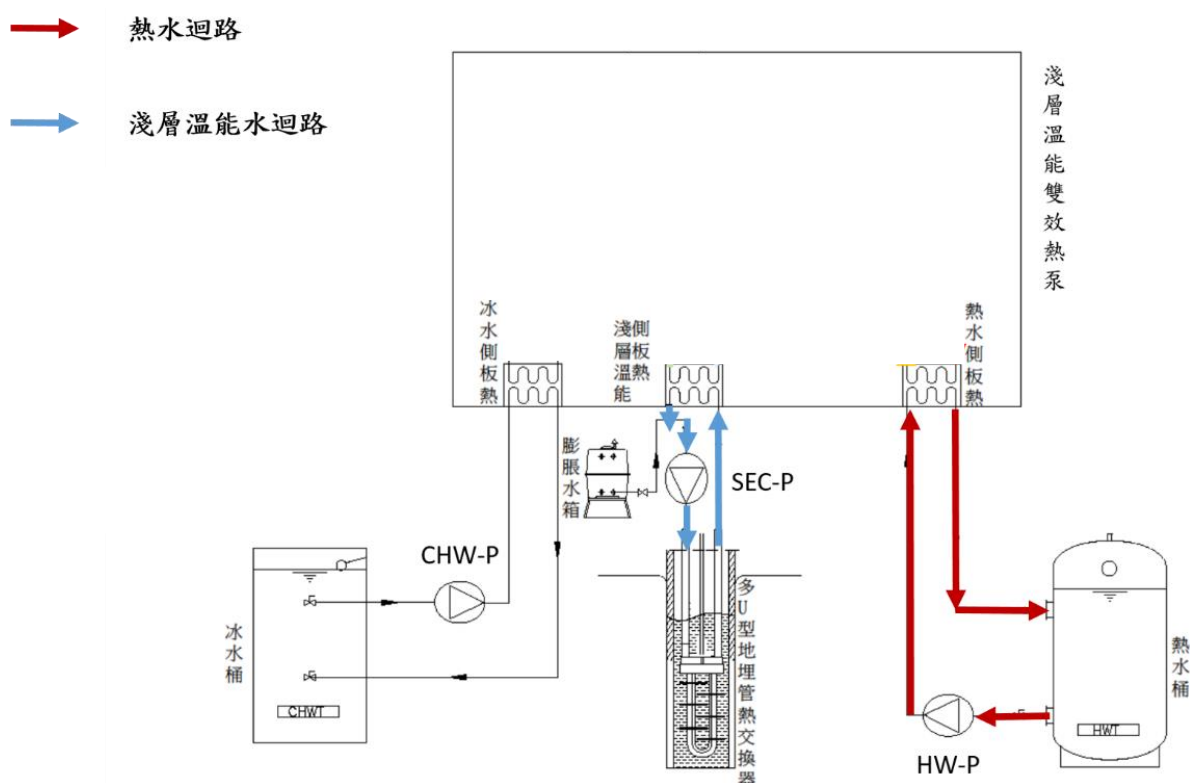


圖 3-3 制熱模式迴路示意圖



3.2 實驗設備介紹

3.2.1 多 U 型地理管熱交換器

本研究之多 U 型地理管熱交換器由 64 對內徑為 6.7mm，總長度 6m 之 U 型紅銅金屬傳熱管所組成，垂直方向上加裝半月形內擋板導流，擋板間距為 67mm。將一整組傳熱管束裝入一內徑為 241mm，長度為 10m 的補水套管，埋入同深度的地面鑽井之中，型成一類似殼管式熱交換器之構造，管側為與熱泵板熱進行熱交換之循環水，殼側是同時作為地堆管之回填材料的地下水，並可以透過抽走地下水加強和管側循環水之熱交換，抽出之地下水進入另一口的回灌井中，使地下水回到土壤，而其補水套管僅於底部至底部往上 1.5m 管壁處有開孔，使地下水補充進補水套管之中，示意圖如下圖所示。

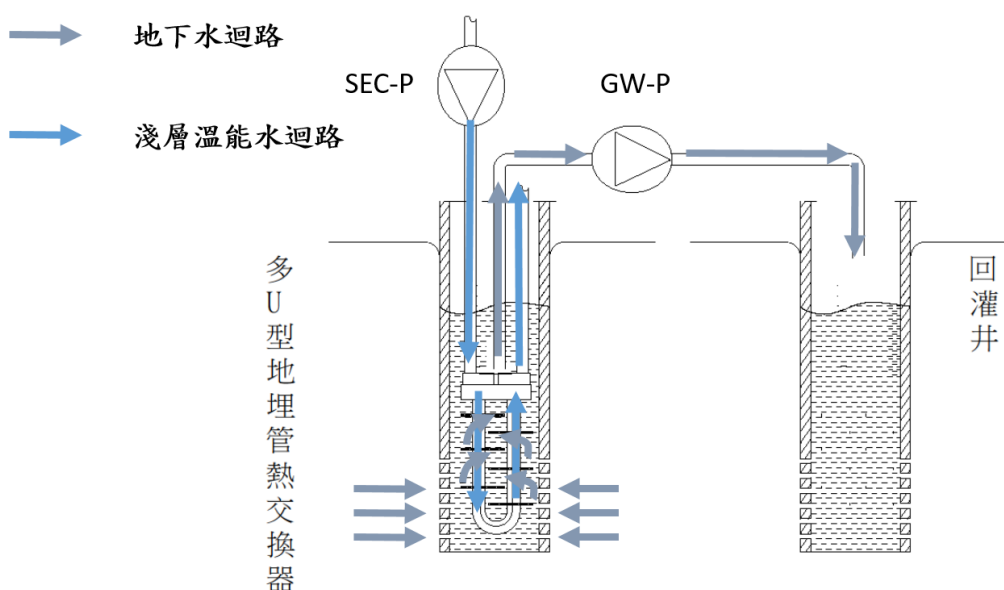


圖 3-4 多 U 型地理管熱交換器原理示意圖

地埋管熱交換器架設

在地埋管熱交換器之架設過程中，第一步先進行地下鑽孔工作，如圖 3-5(a)所示。本研究之熱交換器鑽孔深度為 10m，直徑為 25cm，套管管徑為 10 英寸 PVC 管。置入套管時，預先在套管管壁挖一英寸之小孔，作為日後地下水循環流動之入口，如圖 3-5(b)所示。為避免沙石流入套管內，在管外套入隔紗網，如圖 3-5(c)所示，架設好套管後，便可置入多 U 型熱交換器如圖 3-5(d)。



(a)



(b)



(c)



(d)

圖 3-5 地埋管熱交換器架套管設過程



圖 3-6 多 U 型熱交換器

表 3-1 多 U 型地理管熱交換器之相關規格

單一管, 管側					
管內徑, d_i (m)	6.7×10^{-3}	管外徑, d_o (m)	7.4×10^{-3}	管長, L (m)	6
管子中心間距, P_t (m)	0.014	管外徑間距, C' (m)	6.6×10^{-3}	流道面積, A_t (m^2)	3.53×10^{-5}
殼側					
殼內徑, D_i (m)	0.241	等效流道面積, A_s (m^2)	5.17×10^{-3}	井深 (m)	10
擋板間距, L_b (m)	0.067	等效水力直徑, D_e (m)	0.0216	水深 (m)	3
其他					
U 型傳熱管管數, N(管)	64	金屬(紅銅)管, k_{pm} ($\frac{W}{mK}$)		391.1	
管內熱傳面積, A_i (m^2)	1.26×10^{-1}	管外熱傳面積, A_o (m^2)		1.39×10^{-1}	

3.2.2 淺層溫能雙效熱泵

本實驗室與承隆能源科技股份有限公司合作，開發一淺層溫能雙效熱泵，此熱泵透過切換冷媒管路之閥件(管路圖在上述系統示意圖所示)以改變使用模式；分別有同時提供冰水和熱水之雙效模式、利用淺層溫能進行散熱並提供冰水之制冷模式和利用淺層溫能進行取熱並提供熱水之制熱模式三種模式；有三個板式熱交換器對應不同的管路，並有兩個膨脹閥對應使用淺層溫能取熱和冰水取熱；其規格如下表所示：

表 3-2 淺層溫能雙效熱泵規格

製熱量	25 kW
製熱耗電量	6.2kw
製冷能量	18.5 kW
製冷耗電量	3.6kw
壓縮機型號	ZP61 定頻運轉
冷媒種類	R-410A



圖 3-7 淺層溫能雙效熱泵



3.2.3 水泵

本研究所使用的水泵依用途分為二類，第一類為用於循環冰水、熱水、淺層溫能循環水的循環水泵，第二類則是用於循環地下水的地下水抽水系統。

表 3-3 水泵規格表

分類	循環水泵			抽水系統
	CHW-P	HW-P	SEC-P	GW-P
馬力(HP)	0.5	1	2	0.5
口徑(IN)	1	1.5	2	1
揚程(m)	15	15	18	30
流量(LPM)	75.7	130	139	-



圖 3-8 熱水循環泵(HW-P)



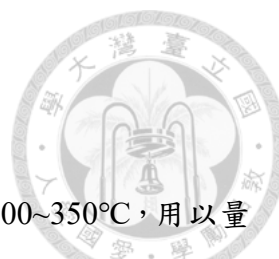
圖 3-9 冰水循環泵(CHW-P)



圖 3-10 淺層溫能循環水泵(SEC-P)



圖 3-11 地下水抽水系統(GW-P)



3.2.4 量測設備

熱電偶

本實驗所使用的是 T-type 型式的熱電偶，溫度量測範圍為-200~350°C，用以量測地埋管系統各點水溫變化，對於熱泵系統和多 U 型地埋管熱交換器之熱電偶裝設位置整理如表 3-4 及圖 3-12 所示。

表 3-4 熱電偶裝設位置

編號	位置	編號	位置
T_{HWin}	熱水側板熱入口	T_{HXin}	多 U 型地埋管熱交換器管側入口
T_{HWout}	熱水側板熱出口	T_{HXout}	多 U 型地埋管熱交換器管側出口
T_{CHWin}	冰水側板熱入口	T_{GWin}	多 U 型地埋管熱交換器抽水側入口
T_{CHWout}	冰水側板熱出口	T_{GWout}	多 U 型地埋管熱交換器抽水側出口
T_{SEin}	淺層溫能側板熱入口	T_{SEout}	淺層溫能側板熱出口

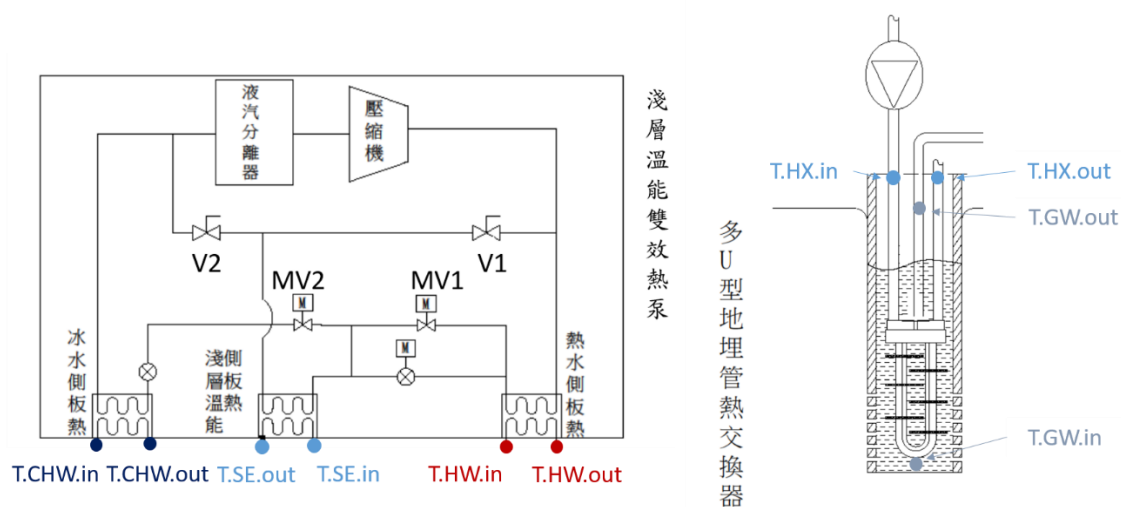


圖 3-12 熱電偶安裝位置示意圖



資料擷取器

本研究將熱電偶的電壓訊號回傳至資料擷取器記錄，以便隨時間紀錄溫度量測點之變化。採用 Yokogawa 生產型號 FX1012 的資料擷取器，如圖 3-13，其將熱電偶之電壓訊號轉為數位訊號，轉化為溫度顯示於螢幕上，並將資料儲存於擷取器之硬碟內，利用 USB 即可取出數據，透過 Yokogawa 專用軟體將數據資料轉為 excel 檔案格式以便於分析處理。



圖 3-13 資料擷取器



圖 3-14 電力分析儀

流量計

為計算熱交換量，需量測本研究中迴路的水流量。本研究於各迴路處設置了浮子式流量計，各迴路之流量計規格如下表所示：

表 3-5 流量計規格

迴路	量測範圍(LPM)	精確度
熱水迴路	15-150	4% of full scale
淺層溫能循環迴路	15-150	4% of full scale
冰水迴路、地下水迴路	10-80	4% of full scale



圖 3-15 熱水迴路流量計



圖 3-16 淺層溫能循環迴路
流量計



圖 3-17 冰水迴路、
地下水迴路流量計

電力分析儀

本研究使用 HIOKI 公司的 PW3360-21 攜帶型勾式電力計搭配 HIOKI9661 勾式電流轉換器，以量測並記錄主機之耗電情況。電流量測範圍為 5-500A，電壓量測範圍為 AC600V 以內。



3.3 實驗規劃

本研究主要分為多 U 型埋管熱交換器之性能分析，以及將多 U 型埋管熱交換器用於淺層溫能雙效熱泵散熱或取熱之性能分析這兩個部分，以下將對這兩個部分分別進行說明。

3.3.1 多 U 型埋管熱交換器之性能分析

由於本研究之多 U 型埋管熱交換器之構造與殼管式熱交換器相似，所以將以 UA 值來決定多 U 型埋管熱交換器之性能；多 U 型埋管熱交換器之性能測試方法主要以不同的管側流量、抽水流量、熱交換器底部與補水孔底部距離(h)作為變量，並以熱泵之制冷模式提供熱給多 U 型埋管熱交換器，使管側入口溫度約相同，而地下水之溫度全年變化不大，所以抽水側之入口溫度幾乎相同，以這些條例去進行實驗，通過一定穩態時間，以觀察熱交換器出入口水溫、地下水出入口水溫變化情形，並測量各側流量，以計算熱量。以下為多 U 型埋管熱交換器性能測試實驗流程說明：

1. 打開 SEC-P、CHW-P、GW-P 使各迴路流動
2. 調整該次實驗所需流量
3. 將全部熱電偶連接至資料截取器，並開啓資料截取器
4. 確認各點溫度，並開啓熱泵
5. 控制冷負載和混水，使管側入口溫度約 31.5°C
6. 約穩態一小時後，觀察各點溫度
7. 關閉熱泵，並保持水泵開啓
8. 直至各溫度回到原狀態才改變參數進行下一組實驗

3.3.1.1 管側流量變化實驗

固定熱交換器底部與補水孔底部距離(h=0m)，抽水側流量約為 60LPM，然後管側流量分別以 50、61、70、80、90LPM 進行實驗。



3.3.1.2 抽水側流量變化實驗

固定熱交換器底部與補水孔底部距離($h=0\text{m}$)，管側流量約為 70LPM，然後抽水側流量分別以 30、38、51、60、70、73LPM 進行實驗。

3.3.1.3 熱交換器底部與補水孔底部距離變化實驗

固定管側流量約為 70LPM，分別以熱交換器底部與補水孔底部距離($h=0.4\text{m}$ 、 0.8m 、 1.2m 、 1.6m 、 2.0m)並在各距離以抽水側流量約為 30、60、73LPM 進行實驗。

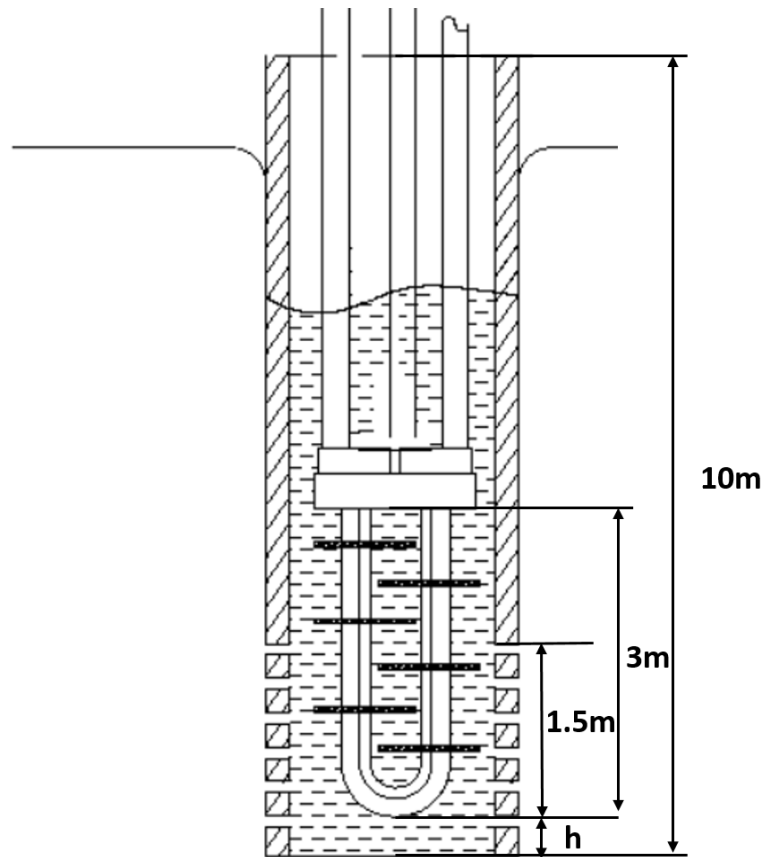


圖 3- 18 熱交換器底部與補水孔距離示意圖



3.3.2 多 U 型地埋管熱交換器結合淺層溫能雙效熱泵實驗

在多 U 型地埋管熱交換器性能分析實驗後，找出最佳 UA 值之參數，並以此參數應用於淺層溫能雙效熱泵之制冷模式和制熱模式進行實驗，分析此時熱泵之性能。

3.3.2.1 制冷模式實驗

將淺層溫能雙效熱泵的冷媒閥件切換成制冷模式，打開冰水泵(CHW-P)、淺層溫能循環泵(SEC-P)、地下水抽水泵(GW-P)使各迴路流動，使各點之水溫到達穩態後開啟熱泵，以多 U 型地埋管熱交換器進行散熱，根據國家標準(CNS 12575)使冰水之出水溫度約為 7.0°C，並維持此狀態約一小時，記錄各點之溫度、各迴路之流量、熱泵之耗電量，以作性能分析之計算。

3.3.2.2 模仿冷卻水塔實驗

為比較多 U 型地埋管熱交換器應用於地源熱泵與一般冷卻水塔應用於冰水主機，調節淺層溫能循環水和地下水之水量，使多 U 型地埋管熱交換器性能下降，令冷卻水之進出熱泵的水溫為冷卻水塔標稱之工作溫度，模仿熱泵搭配一般冷卻水塔進行散熱，並控制冰水之出水溫度約為 7.0°C，並維持此狀態約一小時，記錄各點之溫度、各迴路之流量、熱泵之耗電量，以作性能分析之計算，此實驗假設模仿使用良機之 LBC-5 型圓型逆流式冷卻塔，此冷卻水塔之冷卻能力為 22.66kW，標準水量為 65LPM，在外氣條件為 27°C濕球溫度下冷卻水之進出溫度為 32-37°C，但由於本研究之熱泵散熱需求約為 24kW，所以在此實驗中，冷卻水之流量為 70LPM，並透過改變地下水之抽水量，控制冷卻水進出水溫約為 32-37°C，並分析此時熱泵之性能，作為搭配冷卻水塔散熱時熱泵之性能。

表 3- 6LBC-5 規格

冷卻能力 (kW)	出入口溫度 (°C)	外氣條件 (濕球溫度) (°C)	標準水量 (LPM)
22.66	32-37	27	65

3.3.2.3 制熱模式實驗

將淺層溫能雙效熱泵的冷媒閥件切換成制熱模式，並將熱水桶內之熱水換成常溫狀態下，打開熱水泵(HW-P)、淺層溫能循環泵(SEC-P)、地下水抽水泵(GW-P)使各迴路流動，使各點之水溫到達穩態後開啟熱泵，以多 U 型地理管熱交換器進行取熱，對熱水進行加熱，使熱水由常溫加熱到入水溫度為 55°C 後停機，記錄各點之溫度、各迴路之流量、熱泵之耗電量，以作性能分析之計算。

第四章 實驗結果與討論



4.1 多 U 型地理管熱交換器之性能分析

4.1.1 管側流量變化實驗

圖 4-1 為各管側流量下管側出入口溫度(T_{HXout} 和 T_{HXin})、抽水側出入口溫度(T_{GWout} 和 T_{GWin})穩態時之大小。可以看出管側之入口溫度約為 31.5°C ，管側之出口溫度約在 26°C 至 28°C 之間，而抽水側之入口溫度約為 21°C ，出口溫度約在 25°C 至 26°C 之間，所以管側和抽水側之工作流體性質分別以 30°C 和 25°C 的水之性質表示。可在圖 4-1 中可以看出，管側之出入口溫差隨著管側流量增加而下降，而抽水側之出入口溫差則隨著管側流量增加而增大。

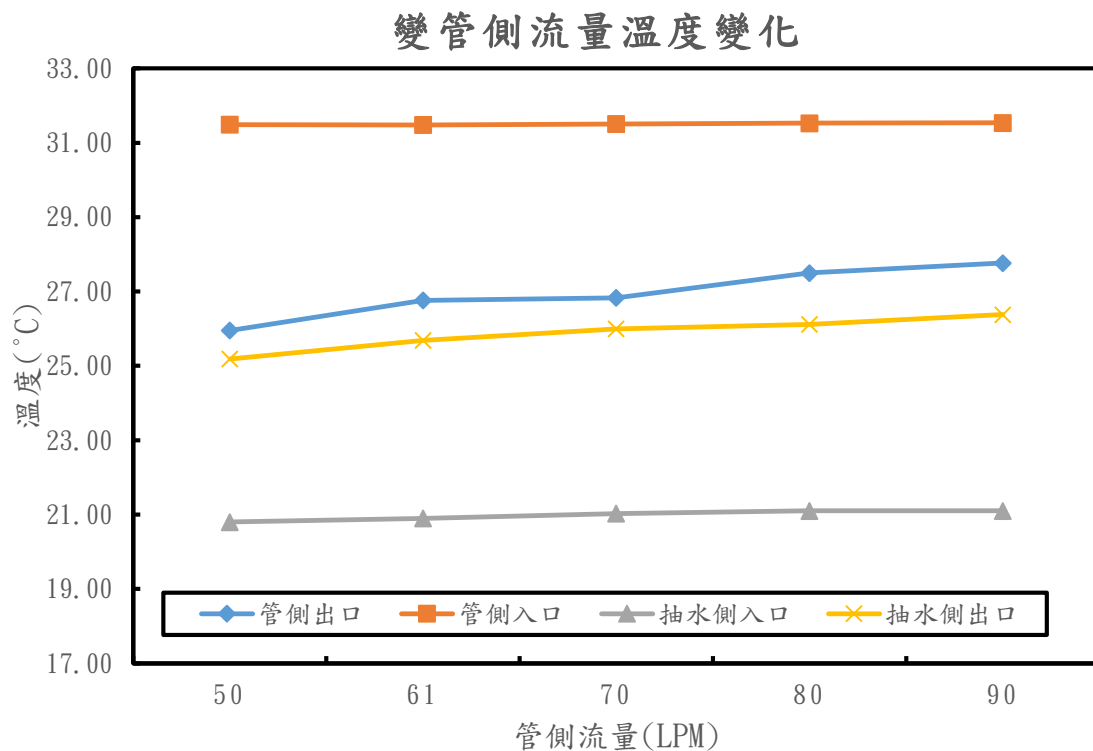


圖 4-1 管側流量變化實驗溫度變化



我們可透過式(2.19)快速求出管側和抽水側之熱傳量

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p(T_o - T_i) \quad (2.21)$$

從而計算出各管側流量下管側和抽水側之熱傳量，由圖 4-2 可以看出，當管側的流量增加時，管側和抽水側之熱傳量也會隨之增加，當管側流量為 90LPM 時，散熱量為 23.74kW。

表 4-1 管側、殼側工作流體熱力性質

迴路	管側	抽水側
性質		
熱容量 $C_p (\frac{kJ}{kg \cdot K})$	4.178	4.18
密度 $\rho (\frac{kg}{m^3})$	996	997
黏滯係數 $\mu (\frac{N \cdot s}{m^2})$	0.798×10^{-3}	0.891×10^{-3}
熱傳導係數 $k_i (\frac{W}{m \cdot K})$	0.615	0.607
管側和殼側之工作流體性質分別以 30°C 和 25°C 的水之性質表示 [24]		

變管側流量熱傳量變化

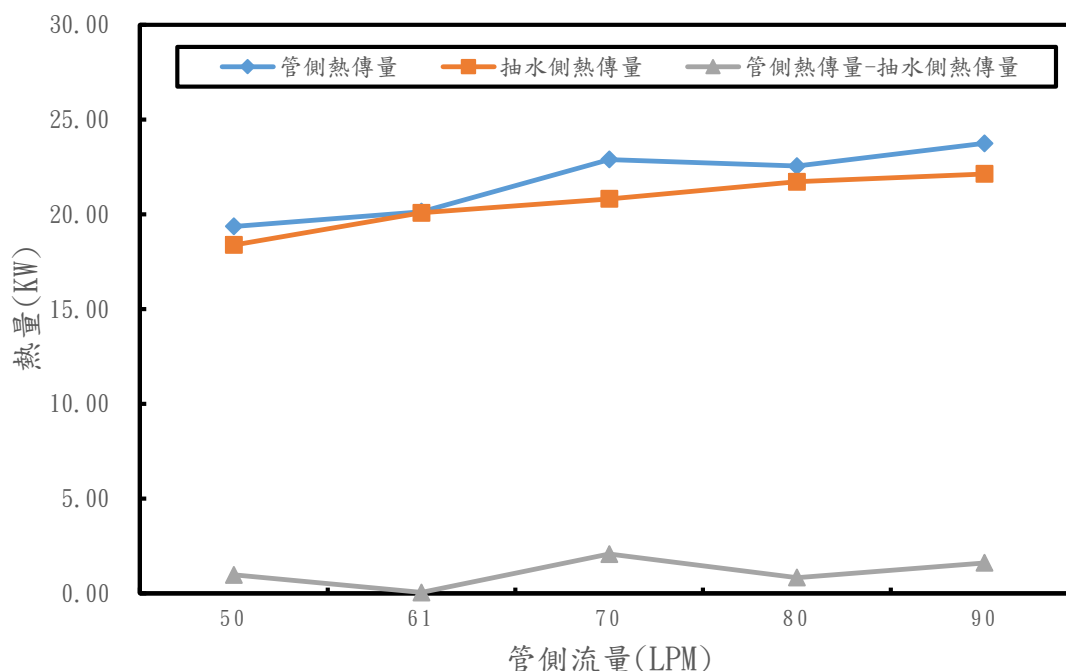


圖 4- 2 管側流量變化實驗熱傳量變化



可由圖 4-1 管側流量變化實驗溫度變化中穩態時管側出入口溫度(T_{HXout} 和 T_{HXin})、抽水側出入口溫度(T_{GWout} 和 T_{GWin})的大小並透過式(2.2)求出對數平均溫差 ΔT_{lm} (log mean temperature difference)

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.2)$$

為了找出溫差校正因子F，可由式(2.7)和(2.8)找出溫度有效度P和熱容比率R，再使用第二章之圖 2-5 找出F值。

$$P = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{max}} = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (2.7)$$

$$R = \frac{\dot{m}_c C_{pc}}{\dot{m}_h C_{ph}} \quad (2.8)$$

然後可透過式(2.5)求出熱交換器之UA值

$$\dot{Q} = UA * \Delta T_{lm} * F \quad (2.5)$$

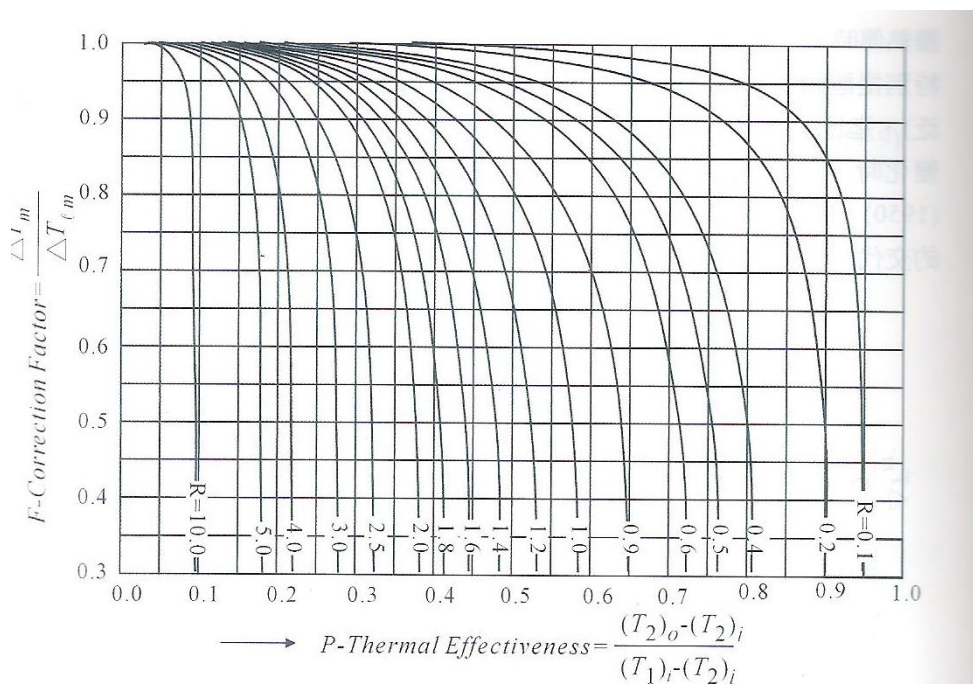


圖 2-5 管側兩回數，殼側一回數流動下，F、P與R的關係圖[22]

表 4-2 各管側流量下之 LMTD、P、R、F 值

流量	LMTD	P	R	F
50	5.7093	0.4012	1.1994	0.875
61	5.8302	0.4525	0.9831	0.900
70	5.6569	0.4738	0.8567	0.925
80	5.8911	0.4808	0.7746	0.925
90	5.8806	0.5057	0.6663	0.92

變管側流量UAF值, UA值變化

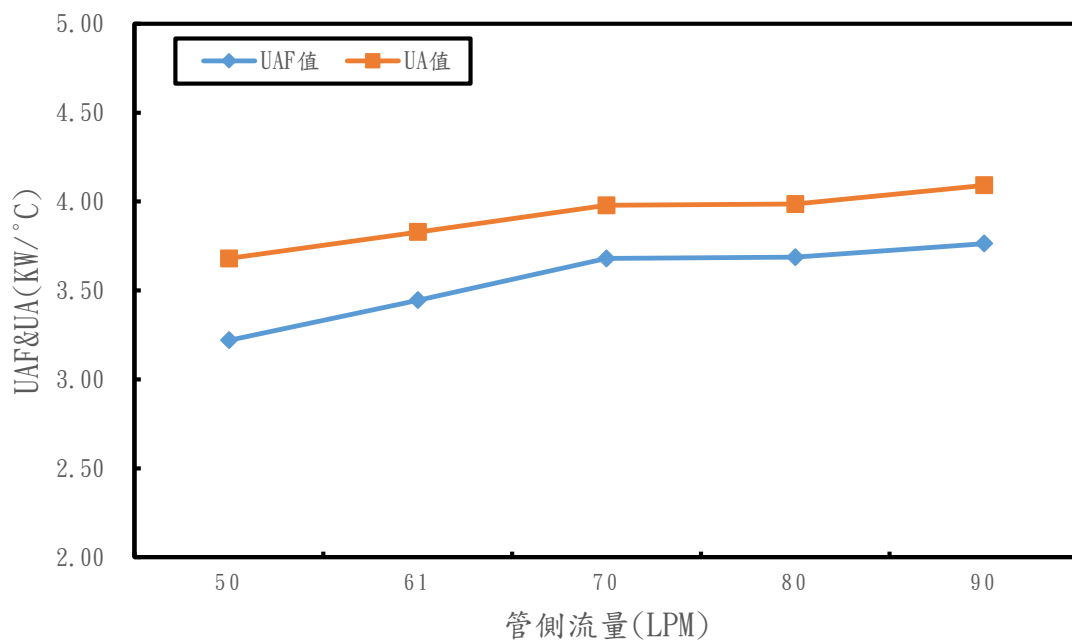
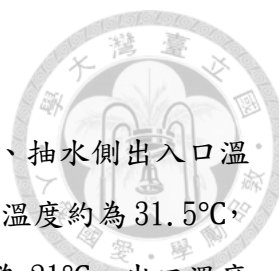


圖 4-3 各管側流量下之 UAF 和 UA 值

可以從圖 4-2 看出，隨著管側之流量增加，使管內之對流效應增加，管側和抽水側之熱傳量上升，而由於各流量下之 LMTD 相約，所以 UAF 值和 UA 值隨之上升，如圖 4-3 所示，熱傳效果會越好，在管側流量 50LPM 下，UAF 值為 $3.22(\frac{kW}{°C})$ ，UA 值為 $3.68(\frac{kW}{°C})$ ，而在管側流量 90LPM 下，UAF 值為 $3.76(\frac{kW}{°C})$ ，UA 值為 $4.09(\frac{kW}{°C})$ 。



4.1.2 抽水側流量變化實驗

圖 4-4 為各抽水側流量下管側出入口溫度(T_{HXout} 和 T_{HXin})、抽水側出入口溫度(T_{GWout} 和 T_{GWin})穩態時之大小。由圖 4-4 可以看出管側之入口溫度約為 31.5°C，管側之出口溫度約在 26°C 至 28°C 之間，而抽水側之入口溫度約為 21°C，出口溫度約在 25°C 至 28°C 之間，可在圖 4-4 中可以看出，管側之出入口溫差隨著抽水側流量增加而增大，而抽水側之出入口溫差則隨著抽水側流量增加而減少。

透過式(2.21)、(2.7)、(2.7)、(2.8)、(2.5)計算出各流量下之管側熱傳量、抽水側熱傳量、LMTD、UAF、P、R 值，並找出 F 值，從而求出 UA 值。

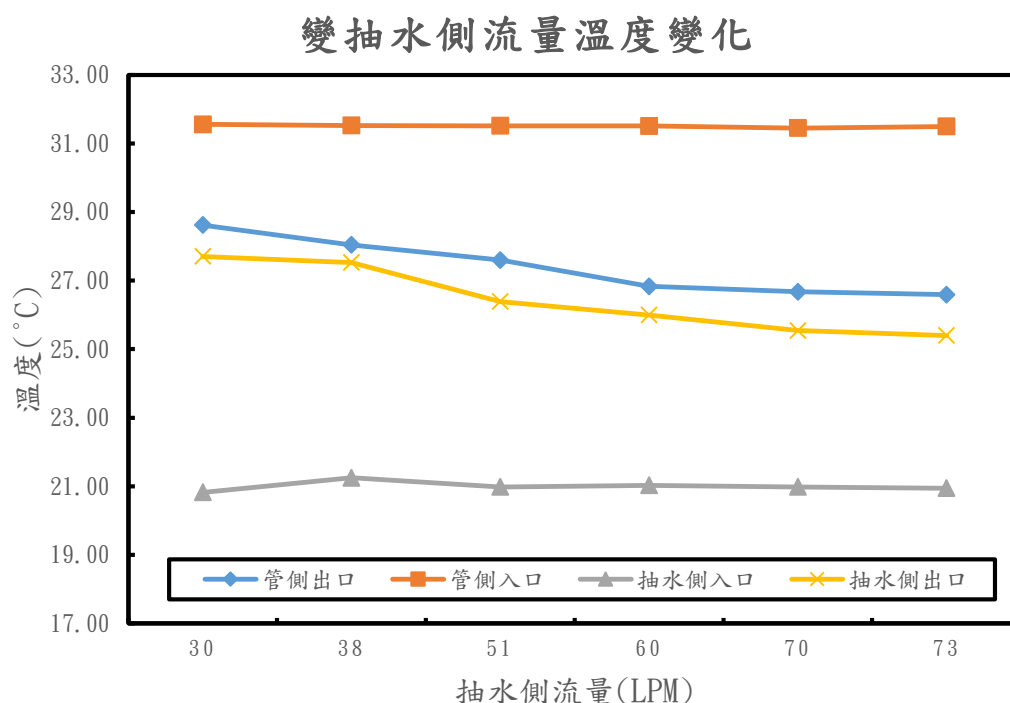


圖 4-4 抽水側流量變化實驗溫度變化

由圖 4-5 可以看出，當抽水側的流量增加時，管側和抽水側之熱傳量也會隨之增加，當抽水側流量為 73LPM 時，散熱量為 24.02kW。



變抽水側流量熱傳量變化

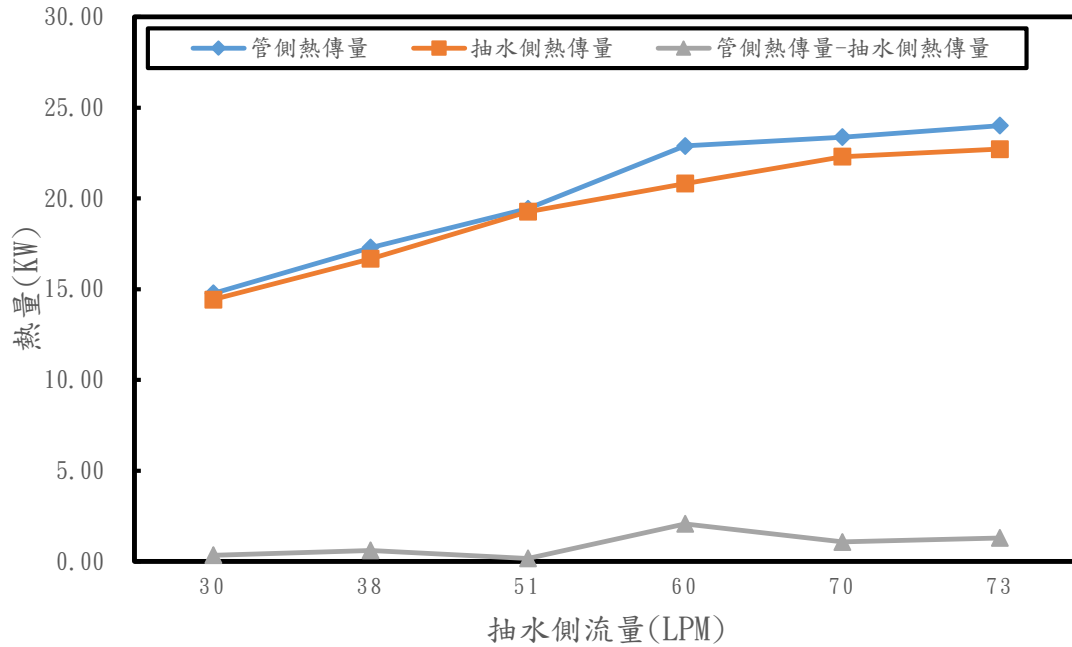


圖 4-5 抽水側流量變化實驗熱傳量變化

表 4-3 各抽水側流量下之 LMTD、P、R、F 值

流量	LMTD	P	R	F
30	5.5904	0.6414	0.4164	0.89
38	5.2727	0.6111	0.5349	0.87
51	5.8398	0.5133	0.7179	0.900
60	5.6569	0.4738	0.8567	0.925
70	5.7977	0.4356	0.9995	0.92
73	5.8700	0.4220	1.0423	0.92

變抽水側流量UAF值, UA值變化

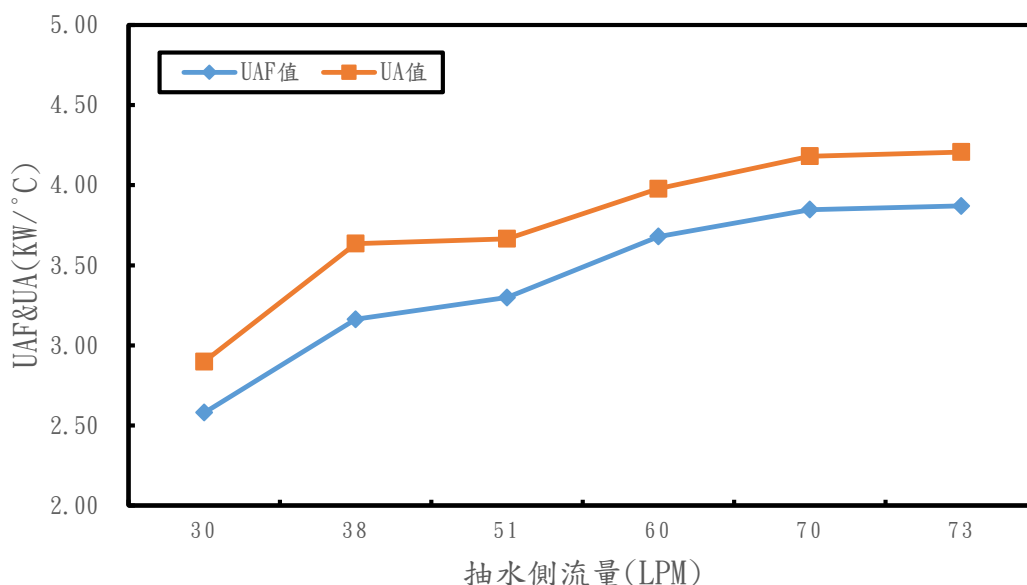


圖 4-6 各抽水側流量下之 UAF 和 UA 值

可以從圖 4-5 看出，隨著抽水側之流量增加，管側和抽水側之熱傳量上升，而各流量下之 LMTD 相約，所以 UAF 值和 UA 值隨之上升(如圖 4-6 所示)，熱傳效果會越好。改變抽水側流量實驗中最大之 UA 值為 $4.21(\frac{kW}{^{\circ}C})$ ，而改變管側流量實驗中最大之 UA 值為 $4.09(\frac{kW}{^{\circ}C})$ ，可以看出增加抽水流量比增加管側流量更能有效增加熱傳效果。

4.1.3 熱交換器熱阻分析

可以從式(2.9)得知熱交換器之熱阻主要分為管側流體對流熱阻、管子傳導熱阻、殼側流體對流熱阻，而管子傳導熱阻由幾何參數便可得出，而管側和殼側流體對流熱阻可由式(2.18)和式(2.20)先求出對流係數，從而求出熱阻；表 4-4 為各熱阻之大小，可以看出殼側之熱阻佔最大的部分，所以減少殼側之熱阻更能有效增加熱交換器之性能。

表 4-4 熱交換器各熱阻之大小

管側熱阻 $R_t(\frac{^{\circ}C}{W})$	殼側(抽水側)熱阻 $R_s(\frac{^{\circ}C}{W})$	熱傳管壁熱阻 $R_c(\frac{^{\circ}C}{W})$
7.88×10^{-8}	6.51×10^{-5}	1.05×10^{-7}



4.1.4 熱交換器底部與補水孔底部距離變化實驗

圖 4- 7、圖 4- 8 和圖 4- 9 分別為抽水量 30、60、70LPM 各高度下管側出入口溫度(T_{HXout} 和 T_{HXin})、抽水側出入口溫度(T_{GWout} 和 T_{GWin})穩態時之大小。由圖 4- 7、圖 4- 8 和圖 4- 9 可以看出管側之入口溫度約為 31.5°C，管側之出口溫度約在 26°C至 29°C之間，而抽水側之入口溫度約為 20°C至 23°C之間，出口溫度約在 26°C至 29°C之間，在同高度下抽水量越少，管側出口溫度與抽水側出口溫度越接近，而在相同的抽水量下，高度越接近 1.6m 時，管側出口溫度與抽水側出口溫度越接近，在 1.6m 時抽水側出口溫度比管側出口溫度高。

變高度溫度變化(30LPM)

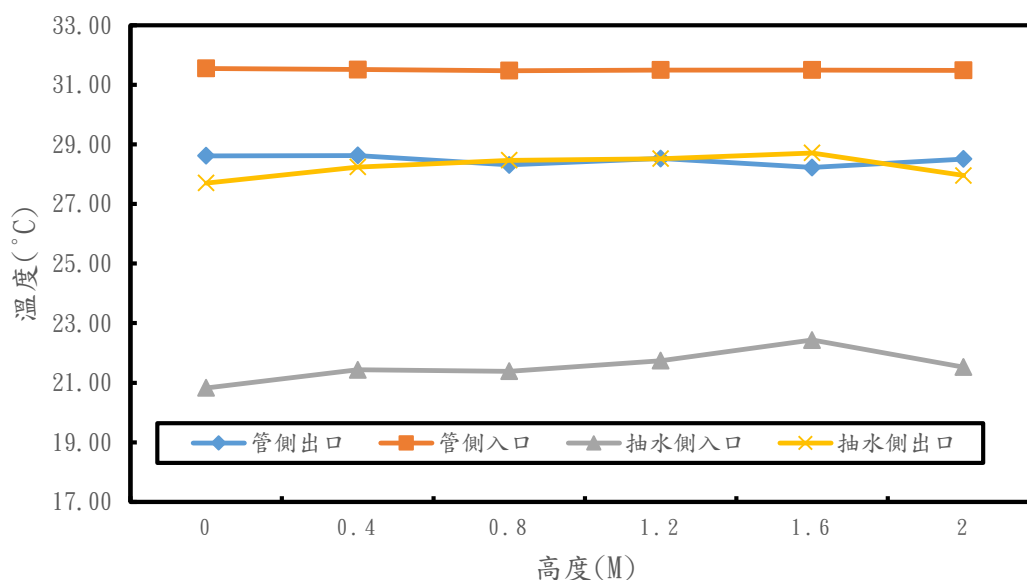


圖 4- 7 抽水量 30LPM 時高度變化實驗溫度變化

透過式(2.19)、(2.7)、(2.7)、(2.8)、(2.5)計算出各高度下之管側熱傳量、抽水側熱傳量、LMTD、UAF、P、R 值，並找出 F 值，從而求出 UA 值。

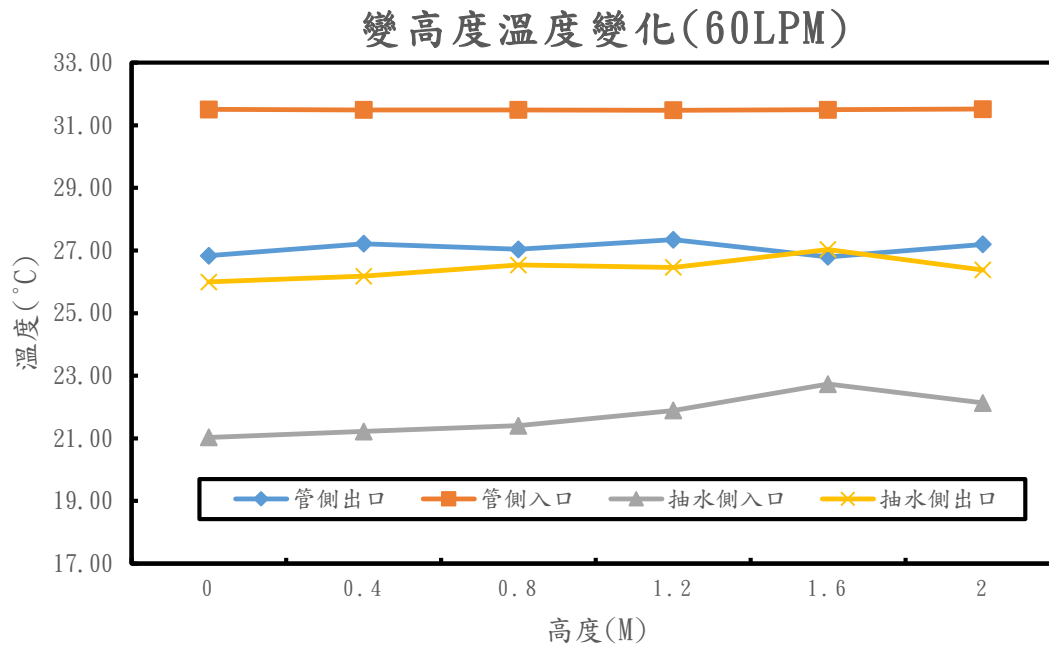


圖 4-8 抽水量 60LPM 時高度變化實驗溫度變化

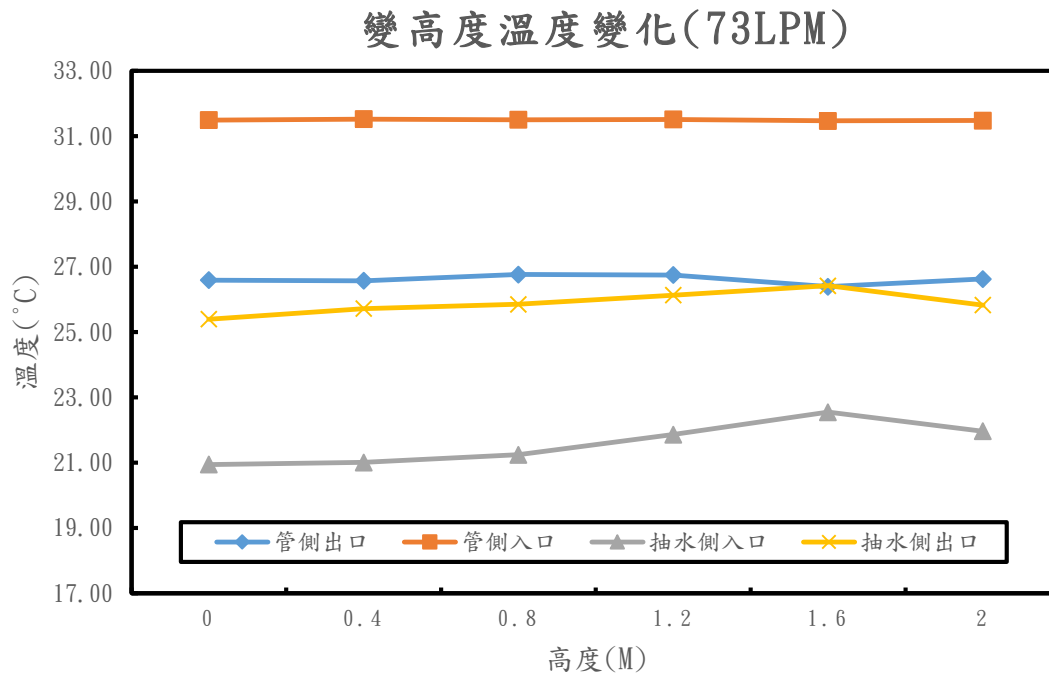


圖 4-9 抽水量 73LPM 時高度變化實驗溫度變化

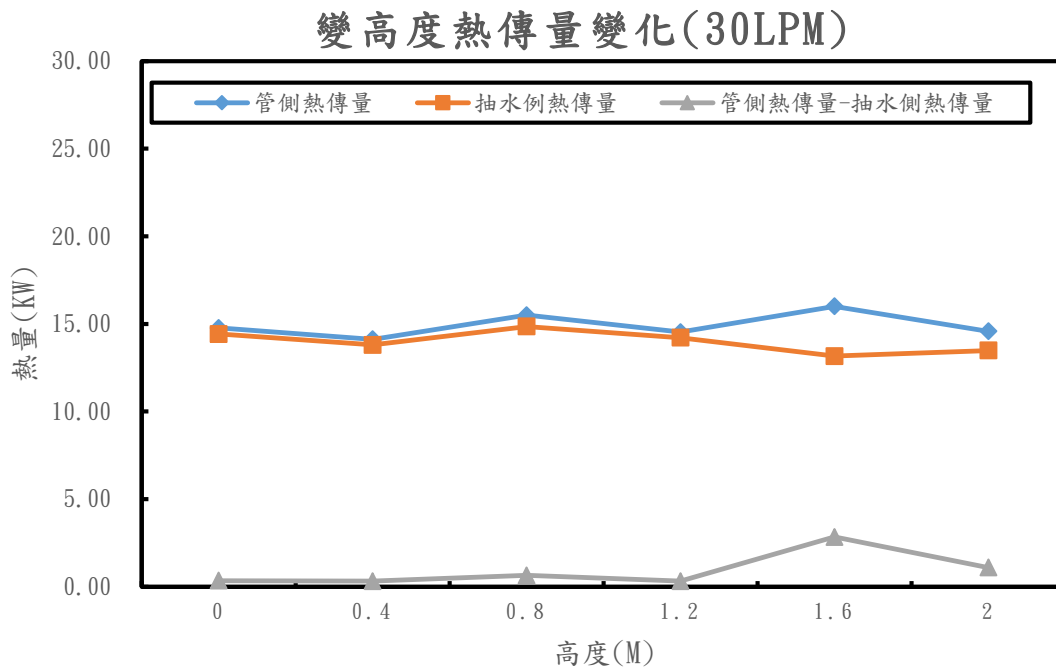


圖 4- 10 抽水量 30LPM 時高度變化實驗熱傳量變化

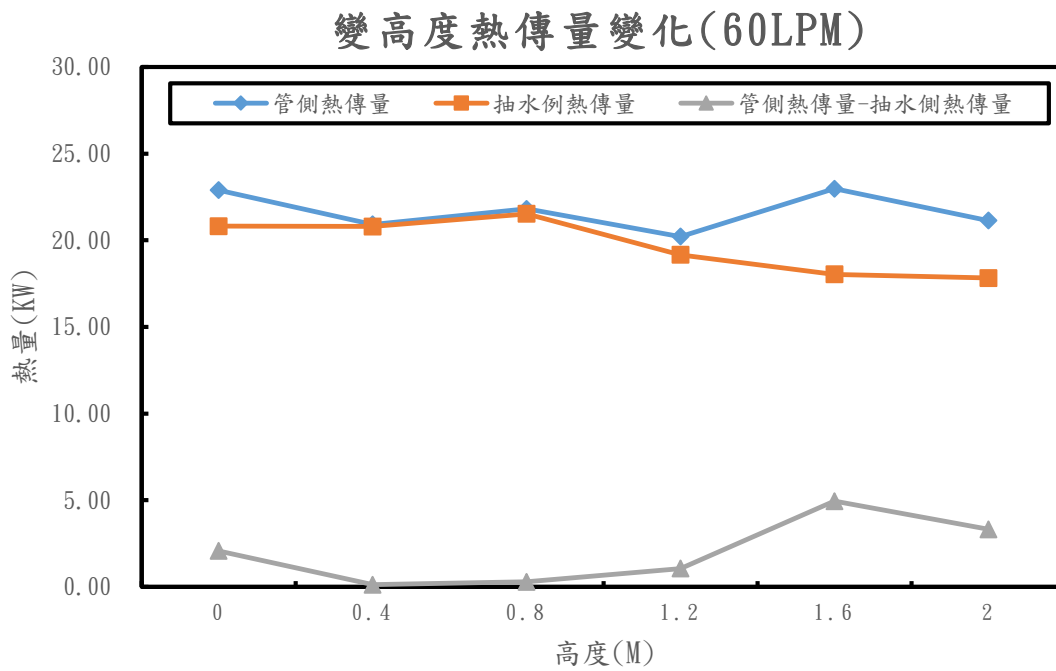


圖 4- 11 抽水量 60LPM 時高度變化實驗熱傳量變化

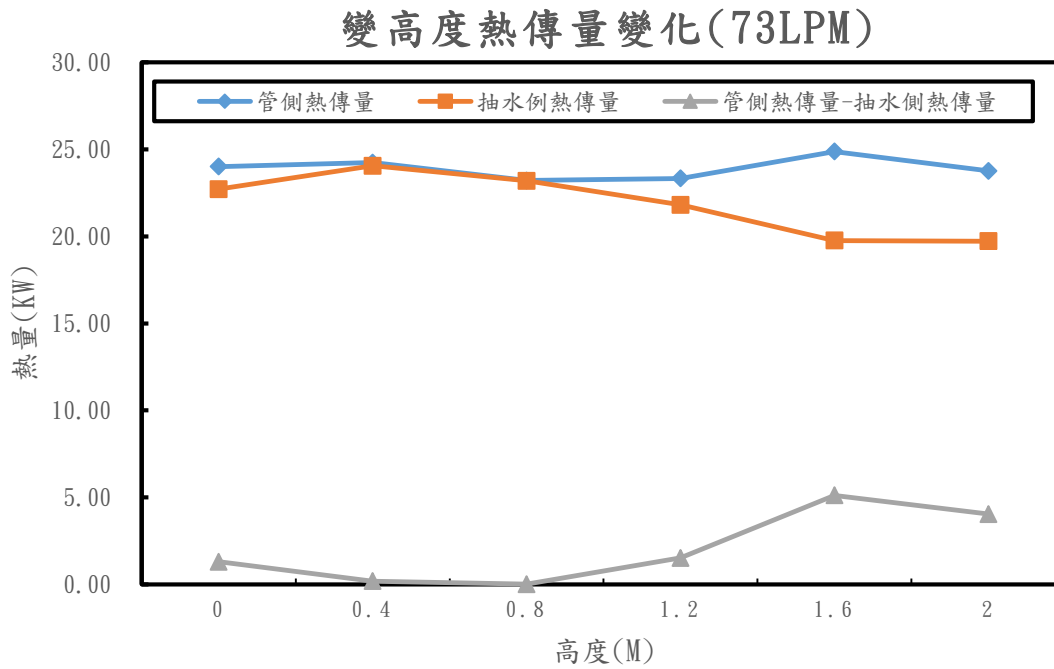


圖 4-12 抽水量 73LPM 時高度變化實驗熱傳量變化

可以由圖 4-10、圖 4-11 和圖 4-12 看出，在抽水量 30、60、73LPM 下，高度在 1.6m 時之管側熱傳量為最大，而同時管側熱傳量與抽水側熱傳量之差也比較大，可以看出高度 1.6m 時，會有較多的熱散失在土壤中。

表 4-5 抽水量 30LPM 時各高度下之 LMTD、P、R、F 值

高度(m)	LMTD	P	R	F
0	5.5904	0.6414	0.4164	0.890
0.4	4.9780	0.6755	0.4141	0.850
0.8	4.7001	0.7019	0.4284	0.820
1.2	4.6242	0.6949	0.4284	0.825
1.6	4.1036	0.6931	0.4284	0.815
2.0	5.0651	0.6454	0.4284	0.875

表 4-6 抽水量 60LPM 時各高度下之 LMTD、P、R、F 值

高度(m)	LMTD	P	R	F
0	5.6569	0.4738	0.8567	0.925
0.4	5.6499	0.4828	0.8567	0.900
0.8	5.2885	0.5088	0.8567	0.880
1.2	5.2367	0.4766	0.8567	0.920
1.6	4.2603	0.4910	0.8567	0.890
2.0	5.1031	0.4528	0.8567	0.925

表 4-7 抽水量 73LPM 時各高度下之 LMTD、P、R、F 值

高度(m)	LMTD	P	R	F
0	5.8700	0.4220	1.0423	0.920
0.4	5.6846	0.4483	1.0423	0.890
0.8	5.5913	0.4490	1.0280	0.880
1.2	5.1352	0.4426	1.0423	0.880
1.6	4.4220	0.4339	1.0423	0.900
2.0	5.1439	0.4062	1.0423	0.925

變高度 UAF 值、UA 值變化(30LPM)

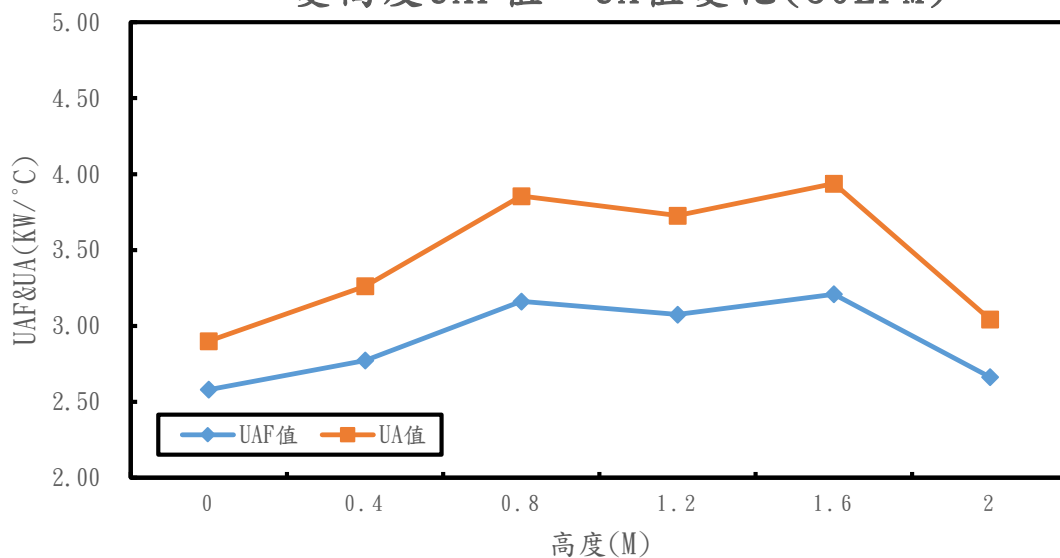


圖 4-13 抽水量 30LPM 時高度變化實驗之 UAF 值、UA 值

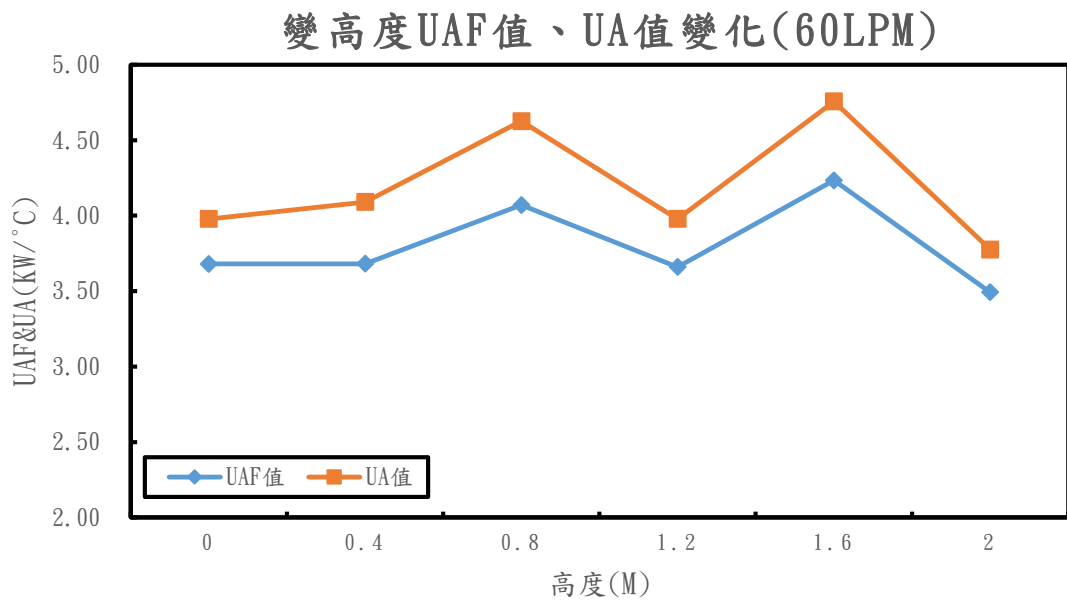


圖 4-14 抽水量 60LPM 時高度變化實驗之 UAF 值、UA 值

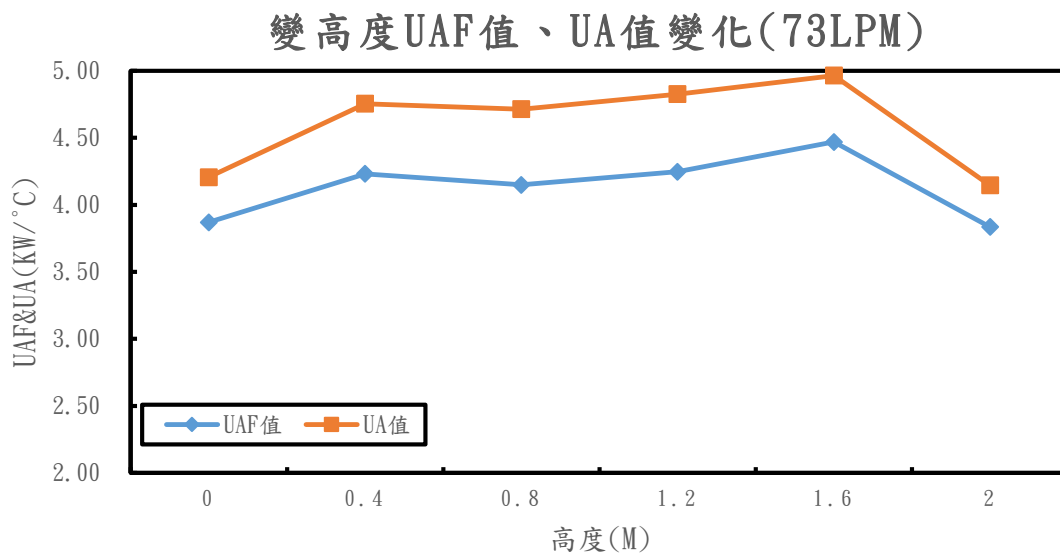


圖 4-15 抽水量 73LPM 時高度變化實驗之 UAF 值、UA 值

從圖 4-13、圖 4-14 和圖 4-15 中看出，隨著高度上升，UAF 值與 UA 值有上升的趨勢，在高度 1.6m 時最大值，之後隨之下降，所以在高度 1.6m 時多 U 型地理管熱交換器會有更佳的热傳效果，而增大抽水量更能大大提升多 U 型地理管熱交換器之性能。

多 U 型地埋管熱交換器之地下水補水孔高度約為 1.5m，所以當熱交換器底部與補水孔底部距離為 0、0.4、0.8、1.2m 時如圖 4- 16(a) 所示，熱交換器底部會比補水孔之頂部更低，由於補水孔由水井底部開始開孔，地下水由多個補水口(補水口總面積約為 $0.09m^2$ 、水井截面積約為 $0.045m^2$) 進入水井內，所以在補水孔頂部以下之地下水流速會比補水孔頂部以上的流速慢，此區域之熱傳效果會比地下水流速快之區域小；而當熱交換器底部與補水孔底部距離為 1.6m 時如圖 4- 16 (b) 所示，整個熱交換器處於地下水流速快之區域，能夠增加熱傳效果，而由於抽水管開口為熱交換器頂部，所以熱交換器頂部以上之區域為自然對流區域，但此時管側內之循環水還是與抽水管內之地下水透過水井內之自然對流進行小量之熱交換，在地下水流速快之區域和自然對流區域地下水會透過水井壁面把熱傳遞到土壤；而當熱交換器底部與補水孔底部距離為 2.0m 時如圖 4- 16 (c) 所示，由於自然對流區域減少，所以熱傳效果下降。

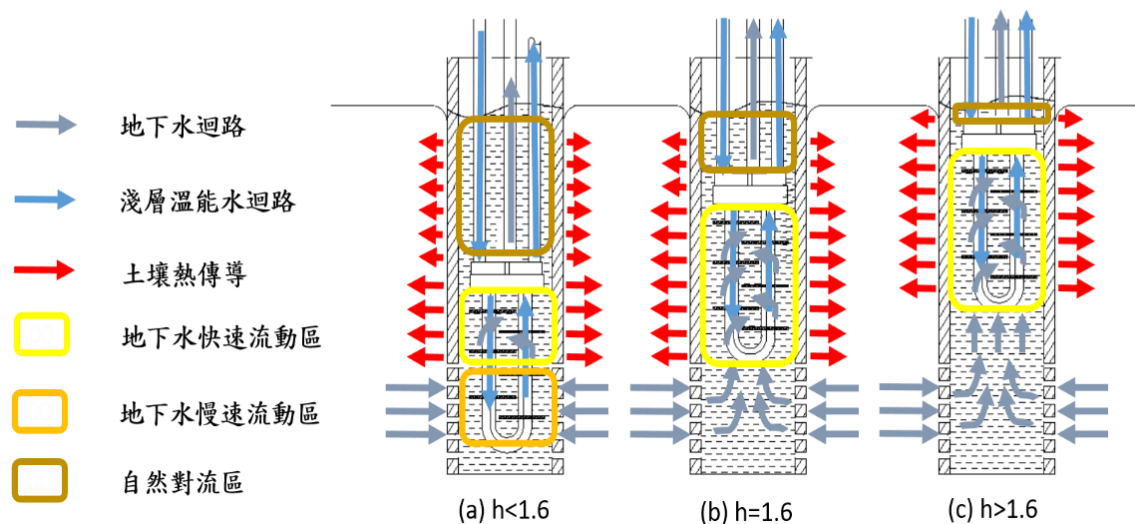


圖 4- 16 不同高度下熱交換器之對流示意圖



4.2 多 U 型地埋熱交換器結合淺層溫能雙效熱泵實驗

由多 U 型地埋管熱交換器之性能分析實驗得知，增加淺層溫能循環水和地下水之抽水流量能夠有效提高多 U 型地埋管熱交換器之性能，而在熱交換器底部與補水孔底部距離為 1.6m 時會有更佳之熱傳效果，所以在進行多 U 型地埋管熱交換器用於淺層溫能雙效熱泵實驗之制冷模式將會使用淺層溫能循環水為 92LPM、地下水抽水流量為 73LPM、熱交換器底部與補水孔底部距離為 1.6m、冰水流量為 60LPM 的方式去進行實驗。

4.2.1 制冷模式實驗

圖 4-17 為使用多 U 型地埋管熱交換器進行散熱之制冷模式實驗過程中(實驗過程約 2 小時)冰水側出入口溫度(T_{CHWout} 和 T_{CHWin})、淺層溫能側出入口溫度(T_{SEout} 和 T_{SEin})、抽水側出入口溫度(T_{GWout} 和 T_{GWin})隨時間之變化，由圖 4-17 看出，在實驗開始後約半小時後，各點之溫度開始進入穩定狀態，冰水之出入口溫度維持約 7.0°C 和 12°C，所以冰水之工作流體性質以 10°C 的水之性質表示。

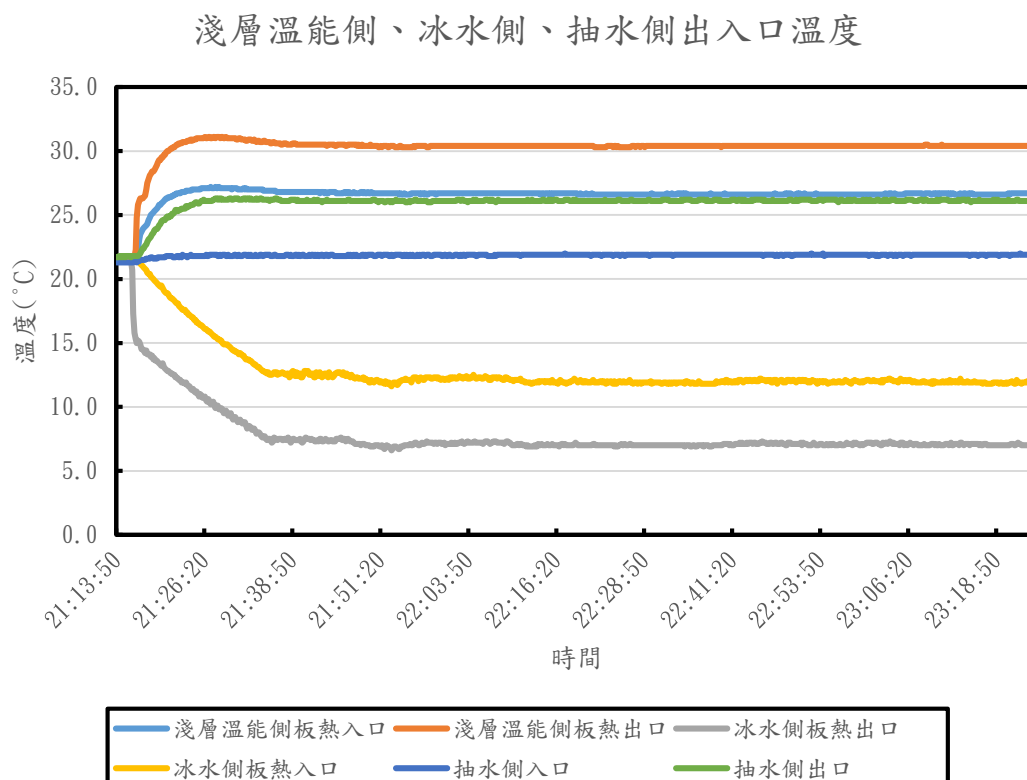


圖 4-17 制冷實驗過程各點溫度

表 4-8 制冷實驗下各點穩態時之平均溫度

淺層溫能 側板熱入 口(°C)	淺層溫能 側板熱出 口(°C)	冰水側板 熱入口 (°C)	冰水側板 熱出口 (°C)	抽水側板 熱入口 (°C)	抽水側板 熱出口 (°C)
26.65	30.39	7.06	12.00	21.89	26.53

表 4-9 冰水側工作流體熱力性質

熱容量 $C_p (\frac{kJ}{kg \cdot K})$	4.194
密度 $\rho (\frac{kg}{m^3})$	999.7
黏滯係數 $\mu_i (\frac{N \cdot s}{m^2})$	1.307×10^{-3}
熱傳導係數 $k_i (\frac{W}{m \cdot K})$	0.58

制冷量、散熱量、耗電量、抽水側熱量(制冷實驗)

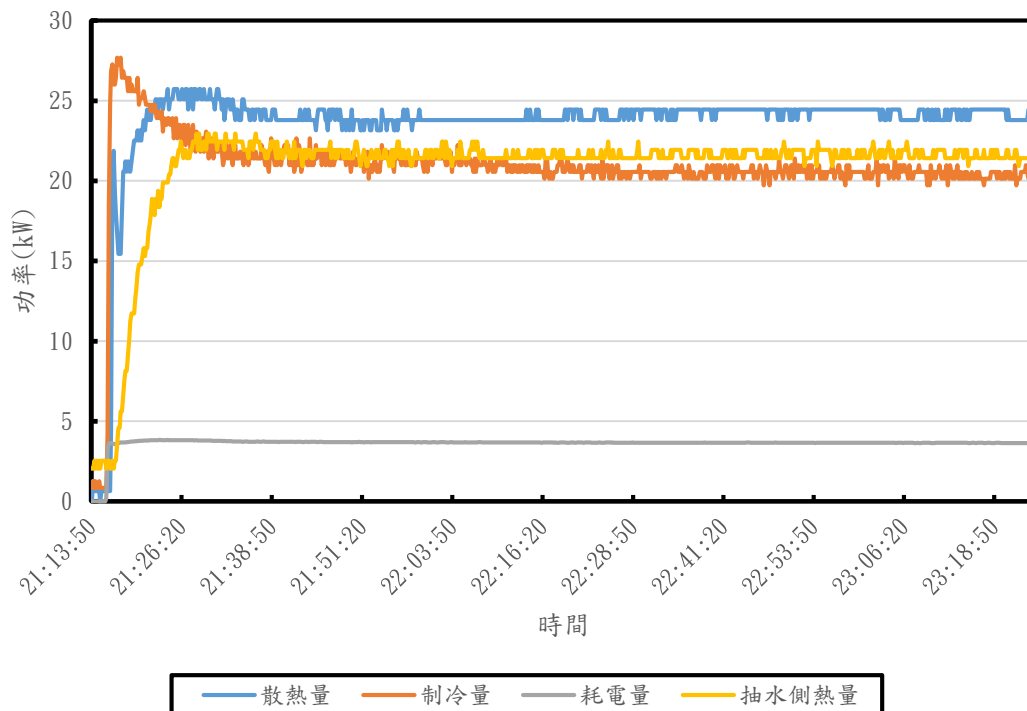


圖 4-18 制冷實驗中制冷量、散熱量、耗電量、抽水側熱量之變化

由圖 4-18 可以看出，在制冷實驗開始後約半小時，制冷量、散熱量、耗電量、抽水側熱量開始變化不大，維持一穩定狀態，所以將穩態時制冷量、散熱量、耗電量、抽水側熱量取平均數，如表 4-10 所示，並以此數值計算制冷 COP。而根據穩態時之數據，可計算出制冷實驗時多 U 型地理管熱交換器之 LMTD、P、R、F、UAF、UA 值。

表 4-10 制冷實驗中制冷量、散熱量、耗電量、抽水側熱量穩態時之平均值

制冷量 (kW)	散熱量 (kW)	耗電量 (kW)	抽水側熱量 (kW)	制冷 COP
20.71	24.10	3.67	21.62	5.64

表 4-11 制冷實驗中 LMTD、P、R、F、UAF、UA 值

LMTD (°C)	P	R	F	UAF (kW/°C)	UA (kW/°C)	A (m ²)	U (kW/°C × m ²)
4.51	0.50	0.79	0.89	4.79	5.39	8.93	0.61

本研究室之前人林庭毅曾使用同類型的 38 對之多 U 型地理管熱交換器放於水井底部(h=0m)並為一 VRF 機組進行散熱實驗，該實驗之穩態數據如表 4-12 所示，可以看出林庭毅學長的實驗中管側和抽水流量都大於本研究之制冷模式實驗，而兩種實驗的散熱量皆約 24kW，但總熱傳係數 U 值是本研究比較高，說明改變熱交換器底部與補水孔底部距離(h)為 1.6m 能有效增加熱傳性能。

表 4-12 38 對之多 U 型地理管熱交換器搭配 VRF 實驗數據

冷卻水出水溫度 (°C)	冷卻水回水溫度 (°C)	地下水補水溫度 (°C)	地下水出水溫度 (°C)
31.7	28.6	22.0	26.1
管側流量(LPM)	抽水量(LPM)	管側熱傳量(kW)	抽水側熱傳量(kW)
115	78	24.8	22.3
UAF (kW/°C)	UA(kW/°C)	A(m ²)	U(kW/°C × m ²)
3.65	3.84	6.82	0.56



4.2.2 模仿冷卻水塔實驗

圖 4-19 為模仿冷卻水塔實驗過程中(實驗過程約 2 小時)冰水側出入口溫度、冷卻水出入口溫度隨時間之變化，由圖 4-19 看出，在實驗開始後約半小時後，各點之溫度開始進入穩定狀態，冰水之出入口溫度維持約 7.0°C 和 12°C，冷卻水出入口溫度維持約 37.06°C 和 32.23°C，符合冷卻水塔之工作溫度。

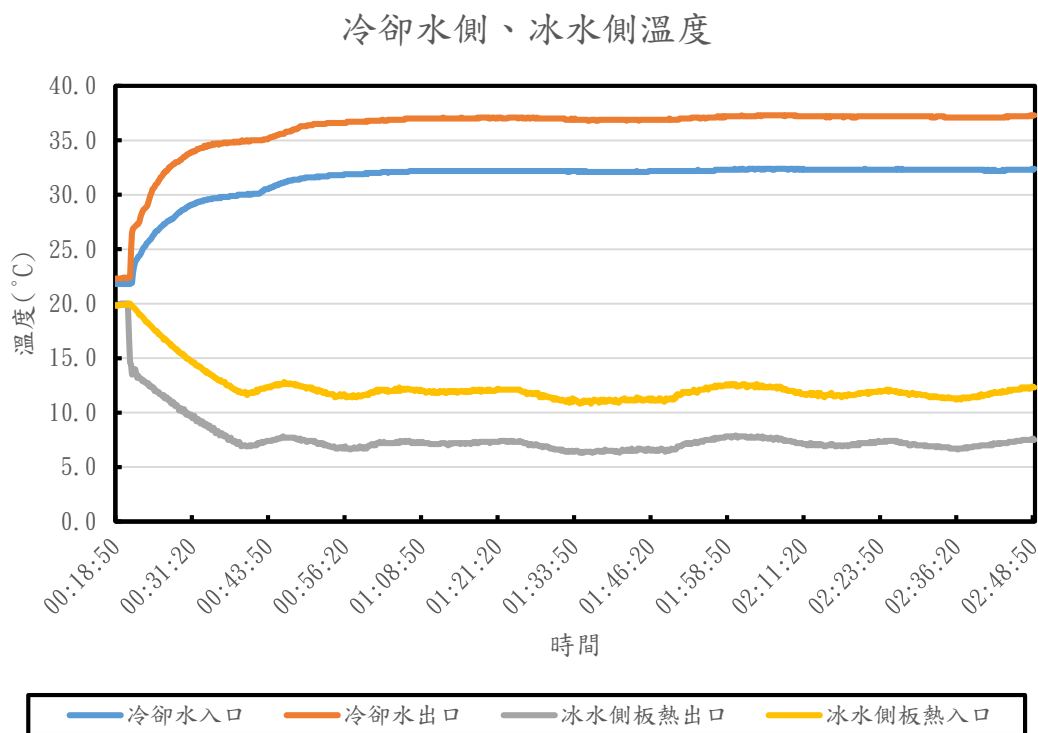


圖 4-19 模仿冷卻水塔實驗過程各點溫度

表 4-13 模仿冷卻水塔實驗下各點穩態時之平均溫度

冷卻水側回水溫度(°C)	冷卻水側出水溫度(°C)	冰水側板熱入口(°C)	冰水側板熱出口(°C)
32.23	37.06	7.06	12.00

制冷量、散熱量、耗電量(模擬冷卻水塔實驗)

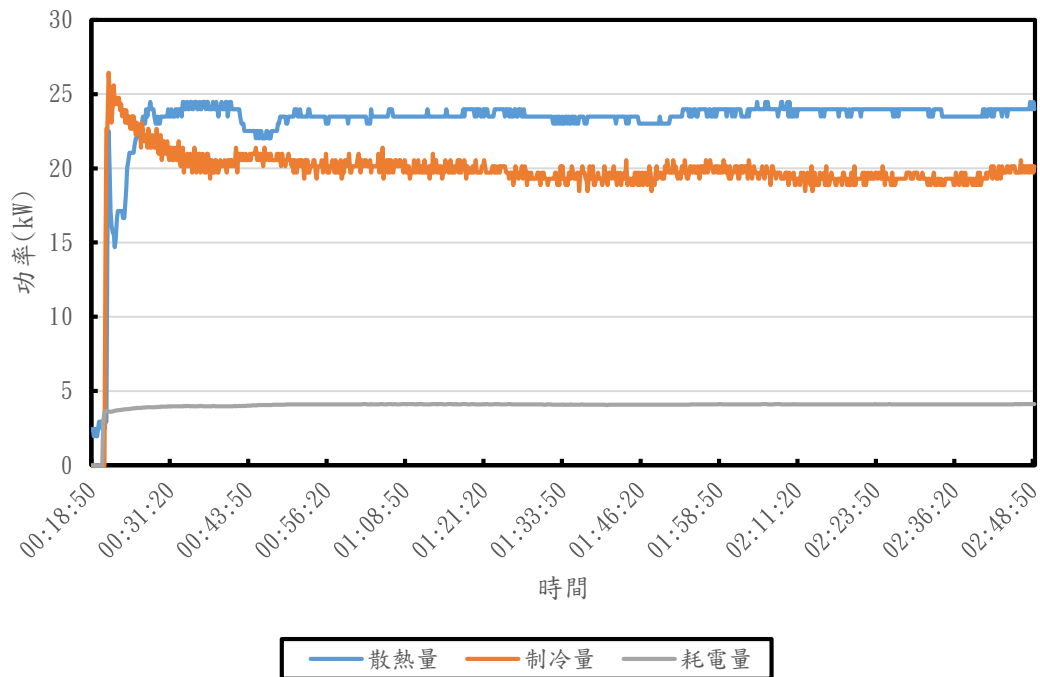


圖 4-20 模仿冷卻水塔實驗中制冷量、散熱量、耗電量之變化

由圖 4-20 可以看出，在制冷實驗開始後約半小時，制冷量、散熱量、耗電量開始變化不大，維持一穩定狀態，所以將穩態時制冷量、散熱量、耗電量取平均數，如表 4-所示，並以此數值計算制冷 COP。

由表 4-和表 4-可以看出，使用多 U 型地理管熱交換器於熱泵制冷模式之散熱時，比模仿搭配冷卻水塔有更大的制冷量，而耗電量也相對減少約 10%，使熱泵制冷模式效能提升約 18%。

表 4-14 模擬冷卻水塔實驗中制冷量、散熱量、耗電量穩態時之平均值

制冷量 (kW)	散熱量 (kW)	耗電量 (kW)	制冷 COP
19.65	23.67	4.10	4.79



4. 2. 3制熱模式實驗

雖然管側流量之增加能提升多U型地理管熱交換器之性能，但當使用多U型地理管熱交換器進行取熱時，由於熱量會比散熱時小，若同樣以92LPM管側流量進行實驗可能會由於器材之誤差而影響熱傳量之計算，故管側流量以70LPM進行實驗，而抽水量由於季節之影響，地下水位比制冷實驗時低，故用抽水量60LPM進行實驗，熱水側以90LPM進行實驗；圖4-21為使用多U型地理管熱交換器進行取熱之制熱模式實驗過程(實驗過程約50分鐘)熱水側出入口溫度(T_{HWout} 和 T_{HWin})、淺層溫能側出入口溫度(T_{SEout} 和 T_{SEin})隨時間之變化，由圖4-21看出，在實驗開始後約15分鐘後，淺層溫能側出入口溫度開始進入穩定狀態，而熱水側之入口溫度由開始時約20°C，在沒有負載下直接加熱熱水桶，使熱水側之入口溫度升至約55°C後結束實驗。

熱水側、淺層溫能側出入口溫度

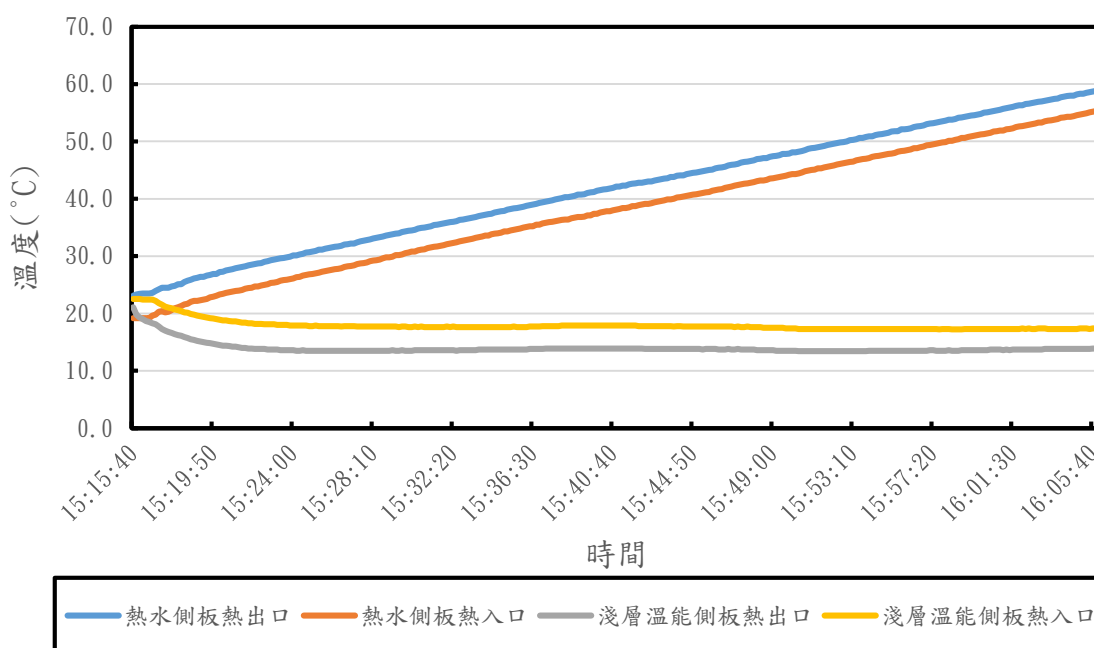


圖 4-21 制熱實驗過程各點溫度

由各側的流量和出入口溫度，可以計算出制熱量和取熱量，並在實驗過程記錄耗電量，在圖4-22可以看出，制熱量和取熱量由實驗開始時分別約為24kW和20kW，在實驗結束前分別約為22kW和17kW，而熱泵主機之耗電量由3.1kW增加至6.7kW，這是由於熱水之溫度不斷升高而使冷媒之冷凝溫度提升，從而增加壓縮機之壓差，使主機的耗電量增加，並使制熱量和取熱量下降。

透過熱泵的制熱量、取熱量和耗電量，便可計算出熱泵的制熱和制冷COP，可以由圖4-23可以看出，制熱和制冷COP由實驗開始時分別約7.5和6.5，而隨制熱量和取熱量的下降和耗電量的增加，所以制熱和制冷COP在實驗結束前分別約為3.4和2.4；而一般決定熱泵熱水器之性能為平均制熱COP，而平均制熱COP的定義為制熱過程中的總制量除以總耗電量，所以可以計算出制熱實驗中的平均制熱COP為4.99。

制熱量、取熱量、耗電量(制熱實驗)

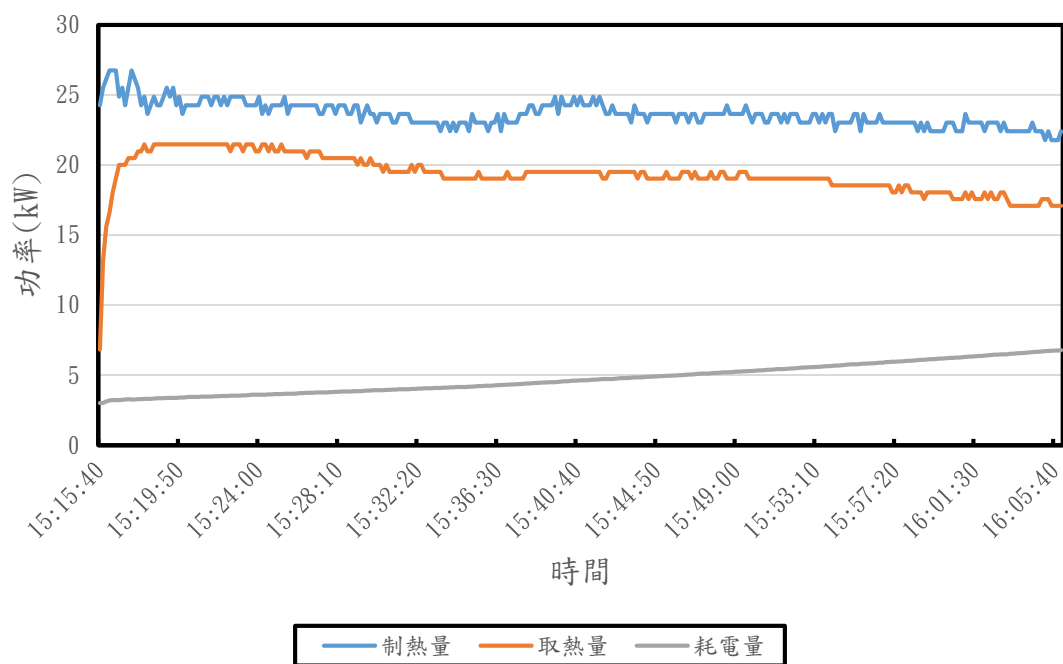


圖 4-22 制熱實驗中制熱量、取熱量、耗電量之變化

制熱、制冷COP

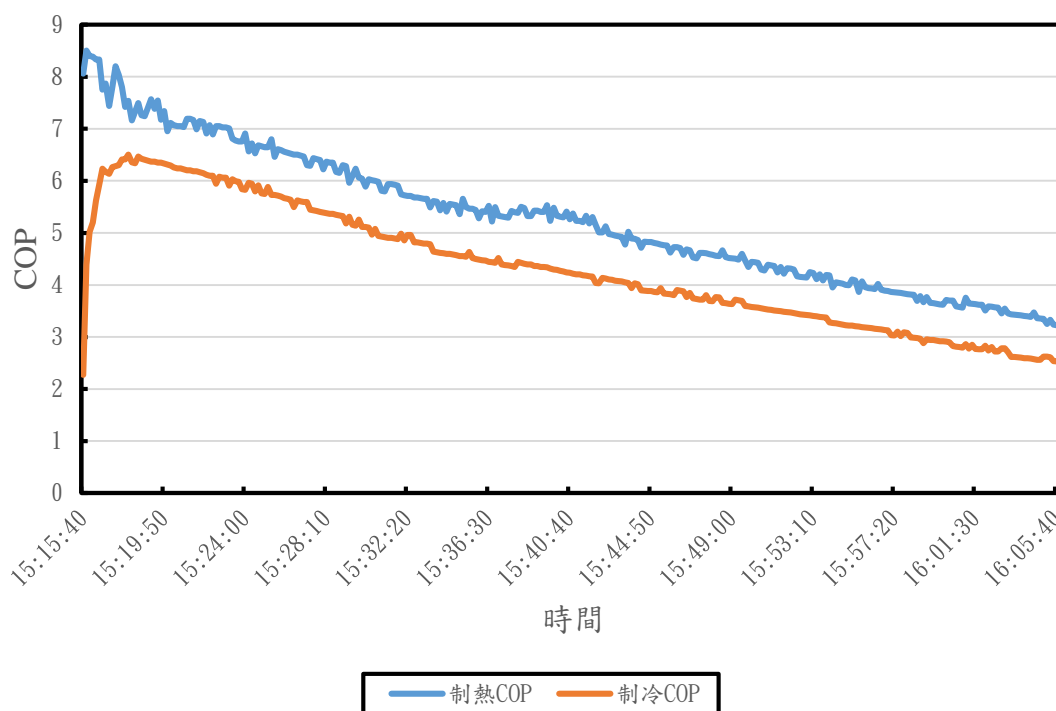


圖 4-23 制熱實驗中制熱 COP、取熱 COP 之變化

表 4-15 不同熱源產生熱水之熱值比較[25]

加熱設備	熱值		平均熱效率COP	產出熱值	
電熱水器	860	仟卡/度	90%	774	仟卡/度
液化瓦斯熱水器	12,000	仟卡/公斤	75%	9,000	仟卡/公斤
柴油鍋爐熱水器	8,816	仟卡/公升	75%	6,612	仟卡/公升
天然瓦斯熱水器	8,942	仟卡/度	75%	6,707	仟卡/度
小型熱泵熱水器	860	仟卡/度	260%	2,236	仟卡/度
大型熱泵熱水器	860	仟卡/度	360%	3,096	仟卡/度

註：熱值依中油公告值。

而根據經濟部能源局之熱泵熱水系統節能手冊[25]中所示，一般水對水型之熱泵熱水器之平均制熱 COP 為 3.6，所以使用多 U 型地理管熱交換器應用於淺層溫能雙效熱泵的制熱模式的性能比一般水對水型之熱泵熱水器效能高約 38%。

第五章 結論與建議



5.1 結論

本研究首先建立一結合多 U 型地埋管熱交換器之地源熱泵系統，然後先以不同的參數對多 U 型地埋管熱交換器之性能進行分析，找出熱傳性能最佳之參數後，並以此參數應用於淺層溫能雙效熱泵之制冷模式和制熱模式進行實驗，分析此時熱泵之性能。

5.1.1 多 U 型地埋管熱交換器之性能分析

分別以管側流量、抽水流量、熱交換器底部與補水孔底部距離(h)作為參數，分別改變這三個參數並固定管側入口溫度為 31.5°C 進行實驗，觀察穩態時管側與抽水側的流量及出入口溫度，以計算出各側之熱傳量及熱交換器之 UA 值，並以 UA 值作為多 U 型地埋管熱交換器之性能考量。

1. 管側流量變化實驗

通過改變管側流量進行實驗時，當管側流量流增大時，各側之熱傳量上升，UA 值也隨之上升，說明增加熱交換器管內對流能有效增加熱傳效果，而當管側流量為 90LPM 時，UA 值為 $4.09(\frac{kW}{^{\circ}C})$ 。

2. 抽水側流量變化實驗

通過改變抽水側流量進行實驗時，當抽水側流量流增大時，各側之熱傳量上升，UA 值也隨之上升，說明增加熱交換器殼側對流能有效增加熱傳效果，而當抽水側流量為 73LPM 時，UA 值為 $4.21(\frac{kW}{^{\circ}C})$ ，而通過熱阻的計算得出，抽水側佔主要的部分，所以減少抽水側熱阻能有效提升總熱傳係數，證明增加抽水量比增加管側流量更能有效提升熱傳效果。

3. 熱交換器底部與補水孔底部距離變化實驗

在改變熱交換器底部與補水孔底部距離會影多 U 型地埋管熱交換器之地下水快速流動區域和自然對流區域的大小，影響熱傳效果，而當熱交換器底部與補水孔頂部距離相近時(h=1.6m)有更佳之熱傳效果，若以管側流量 70LPM、抽水側流量 73LPM 進行實驗，UA 值為 $4.97(\frac{kW}{^{\circ}C})$ ，比 h=0m 時效能提升 18%。

5.1.2 多 U 型地埋管熱交換器結合淺層溫能雙效熱泵實驗

由多 U 型地埋管熱交換器之性能分析實驗得知，當管側流量 90LPM、抽水量 73LPM、變熱交換器底部與補水孔底部距離為 1.6m 時有最佳之熱傳效果，所以以此參數應用於淺層溫能雙效熱泵。

1. 制冷模式實驗

使用多 U 型地埋管熱交換器於淺層溫能雙效熱泵之制冷模式進行散熱，熱泵在穩態時之制冷量為 20.71kW，散熱量為 24.1kW，其中 21.62kW 透過抽取地下水來帶走，約佔 90%，另外 10% 透過水井管壁散熱到周邊土壤，UA 值為 $5.39(\frac{kW}{^{\circ}C})$ ，而此時熱泵之耗電量為 3.67kW，制冷性能係數(COP)為 5.64，說明多 U 型地埋管熱交換器能夠為熱泵提供一穩定的散熱源。

2. 模擬冷卻水塔實驗

為比較多 U 型地埋管熱交換器與冷卻水塔分別搭配淺層溫能雙效熱泵之效果，使熱泵制冷模式下冷凝器之出入口溫度為冷卻水塔之工作溫度進行實驗，在穩態時熱泵之制冷量為 19.65kW，散熱量為 23.67kW，耗電量為 4.1kW，制冷性能係數(COP)為 4.79，證明使用多 U 型地埋管熱交換器比冷卻水塔時，主機效能提升約 18%，而且不受外氣影響及噪音、滋生病菌、對設備造成損壞等問題。

3. 制熱模式實驗

使用多 U 型地埋管熱交換器於淺層溫能雙效熱泵之制熱模式進行取熱，熱泵在實驗開始時(熱水入水溫度約 20°C)之制熱量為 24kW，取熱量為 20kW，在實驗結束前(熱水入水溫度約 55°C)分別約為 22kW 和 17kW，而熱泵之耗電量由 3.1kW 增加至 6.7kW，平均制熱性能係數(COP)為 4.99，比一般水對水型之熱泵熱水器效能高約 38%，說明多 U 型地埋管熱交換器能夠為熱泵提供一穩定的取熱源。

5.2 建議

由於本研究之多 U 型地理管熱交換器原始之設計為置於水井之底部使用，所以在枯水期時也能進行抽水，現時由於地下水資源豐富，在把熱交換器拉高 1.6m 後，地下水水位依然比熱交換器之頂部高，但在枯水期時可能由於地下水資源不足而無法進行抽水，所以在設計相同類型之多 U 型地理管熱交換器時，可加深水井之深度或是降低補水孔之高度，使熱交換器能保持此性能的同時下還能進行抽水。

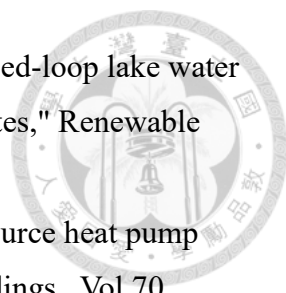
本研究是使用地面型抽水機來替多 U 型地理管熱交換器循環地下水，而本實驗室之研究場地的地下水水位約在地下 3 至 5 米之間，所以才能使用地面型抽水機進行抽水，若地下水水位低於 8 至 10 米的話，可能由於水泵之吸入端壓力不足而無法進行抽水，所以建議使用沈水泵來為多 U 型地理管熱交換器循環地下水。

一般冰水主機之主機運轉最佳效率為 70%-90%，本研究之淺層溫能雙效熱泵的壓縮機只有定頻運轉之操作模式，將來可替淺層溫能雙效熱泵加入變頻控制，分析各負載下壓縮機之效能，而同時也可減少循環水量和抽水水量，減少水泵之耗電，並找出各負載下之最佳運轉效率。

參考文獻



- [1] IEA (2016b), World energy outlook 2016, Executive summary, Paris, France: The International Energy Agency (IEA),2016.
- [2] IEA World Energy Balances, Statistics data of Total Primary Energy Supply, 2018, <https://www.iea.org/statistics/?country=WORLD&year=2016&category=Energy%20Supply&indicator=TPESbySource&mode=chart&dataTable=BALANCES>.
- [3] 建築節能應用技術手冊，財團法人台灣綠色生產力基金會編印，2013.
- [4] A. Khatry , M. Sodha , M. Malik , "Periodic variation of ground temperature with depth," *Solar Energy*, Vol. 20, no. 5, pp. 425-427, 1978.
- [5] Peter Bayer , Guillaume Attard , Philipp Blum , Kathrin Menberg , "The geothermal potential of cities," *Renewable and Sustainable Energy Reviews* , Vol.106 p17-30 , 2019.
- [6] 廖慧燕, "地冷空調應用於建築節能之可行性研究," 內政部建築研究所協同研究報告, pp. 1-177, 2015.
- [7] F. Ampofo , G.G. Maidment, J.F. Missenden "Review of groundwater cooling systems in London, " *Applied Thermal Engineering*, Vol.26, pp.2055-2062, 2006.
- [8] C.D.A. Twinn, " The new parliamentary building, CIBSE National, " CIBSE Conference, pp. 25 - 37 ,1997.
- [9] Namrata Bordoloi , Aashish Sharma , Himanshu Nautiyal , Varun Goel, "An intense review on the latest advancements of Earth Air Heat Exchangers , " *Renewable and Sustainable Energy Reviews* , Vol.89 , pp.261-280 , 2018.
- [10] D.A. Ball, R.D. Fischer, and D.L. Hodgett. "Design methods for ground-source heat pumps", *ASHRAE Transactions*, 89(2)(1983) , 416-440.
- [11] 林庭毅, "淺層溫能應用於空調系統散熱," 臺灣大學機械工程學研究所學位論文, pp. 1-49, 2017.
- [12] A.S.H.R.A.E Handbook, H.V.A.C Applications, American Society of Heating, in:Refrigerating and Air - Conditioning Engineers, Atlanta, 2011.
- [13] Matt S. Mitchell & Jeffrey D. Spitler " Open-loop direct surface water cooling and surface water heat pump systems—A review, " *HVAC&R Research*, 19:2, 125-140,2013.

- 
- [14] Xiao Chen , Guoqiang Zhang , "Study on the application of closed-loop lake water heat pump systems for lakefront buildings in south Chian climates," *Renewable and Sustainable Energy* , Vol.6 , 2014.
- [15] Ioan Sarbu , Calin Sebarchievici , "General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings," *Energy and Buildings* , Vol.70 , pp.441-454 , 2014.
- [16] Jianglong Zhen , Jun Lu , Guangqin Huang , Hongyu Zhang , "Groundwater source heat pump application in the heating system of Tibet Plateau airport, " *Energy and Buildings* , Vol.136 , pp.33-42 , 2017.
- [17] Y. Hwang, J. K. Lee, Y. M. Jeong, K. M. Koo, D. H. Lee, I. K. Kim, S. W. Jin, "Cooling performance of a vertical ground-coupled heat pump system installed in a school building", *Renewable Energy*, Vol. 34, pp. 578-582, 2009.
- [18] H. Yang , P. Cui , Z. Fang , "Vertical-borehole ground-coupled heat pumps: A review of models and systems," *Applied Energy* , Vol.87 , pp.16-27 , 2010.
- [19] Lazaros Aresti , Paul Christodoulides , Georgios Florides , "A review of the design aspects of ground heat exchangers , " *Renewable and Sustainable Energy Reviews* , Vol.92 , pp.757-773 , 2018.
- [20] Heiko T. Liebel , Saqib Javed , Gunnar Vistnes, "Multi-injection rate thermal response test with forced convection in a groundwater-filled borehole in hard rock" *Renewable Energy*, 2012.
- [21] Wikipedia contributors. (14 June 2018 10:05 UTC). *Shell and tube heat exchanger*. Available:
https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Shell_and_tube_heat_exchanger&oldid=842401363
- [22] 王啟川, "熱交換器設計," ed: 五南圖書出版有限公司, 2001.
- [23] D. Q. Kern, *Process heat transfer*. Tata McGraw-Hill Education, 1950.
- [24] Yunus A.Cengel , Afshin J. Ghajar , "Heat and Mass Transfer Fundamentals & Applications , " 4e, McGrawHill Education ,2011.
- [25] 熱泵熱水系統 Q&A 節能技術手冊, 財團法人台灣綠色生產力基金會編印, 2006.