

淡江大學化學工程與材料工程學系碩士班
碩士論文

指導教授：何啟東 博士

螺旋通道型直接接觸式
薄膜蒸餾系統之海水淡化提升
Performance improvement of the concentric
circular direct contact membrane distillation
module with spiral wire channel

研究生：蔡豐吉 撰

中華民國 104 年 6 月

誌謝

轉眼間於淡江的學生旅途也要畫下句點了。這兩年在何啟東 老師的教導之下，不管於學術以及研究方面有所增長，也在老師身邊學到了不少的待人處事與生活經驗，很感謝老師這兩年對於我的各種尊尊教誨與對論文研究之各種意見與指導，讓我可以如期將論文完成，在此必須致上我十二萬分之感謝。

在此也很感謝涂志偉 學長與張煖 老師於百忙之中撥空審閱本論文且親臨給予各種指導以及意見，對此感到十分感激。

感謝我的父母，在這一路上全力的支持我，讓我沒有後顧之憂的順利完成研究與論文。

最後也感謝很多在這路上提供我幫助的所有人們。不管是系上的各個老師，或是系上的助理們，學長姐們，感謝你們提供的所有支援。還有能光中心的所有夥伴們，承毅學長、竣軒學長，還有一路扶持過來的立邦、伯泓、昆逸以及學弟妹們，陳立、勁臺、家承、峒諺、靖元、立揚...，感謝大家對我的幫助與指教，在這邊雖然無法一一的感謝，但是還是盡力表達出我最高的謝意，十分的謝謝大家。謝謝

2015 年 8 月 豐吉筆

論文名稱：螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統
之海水淡化效率提升

頁數：131 頁

校系(所)組別：淡江大學化學工程與材料工程學系碩士班 A 組

畢業時間及提要別：103 學年度第 2 學期碩士學位論文提要

研究生：蔡豐吉

指導教授：何啟東 博士

論文提要內容：

薄膜蒸餾海水淡化用來製造純水提供民生及工業使用，因其優點特色為具有裝置簡潔、低成本、可模組化、高介面面積等，為近來廣受重視的一種技術。然而，薄膜蒸餾因模組通道限制，對於系統產能有相當顯著的影響，此現象越明顯則產能相對低落。

本研究針對薄膜蒸餾之主要設備進行效率改善的研究，目的為：(1)於模組之進料側增加螺旋型檔板之設計來增加流速以及總通道長度，以求有效改善系統進料側離開系統後之殘餘能量，並歸納出一經驗公式，描述此型式的螺旋因子對於通道內部熱對流效應的影響；(2)藉由一維數學模型針對薄膜蒸餾設備的熱量與質量傳送機制進行研究，配合實驗分析以驗證經驗公式與數學模型的正確性，並探討設計參數及操作條件對於薄膜蒸餾系統之流體溫度分佈、溫度極化現象、純水透膜通量增加百分率與水力損耗提升百分率的影響。

研究結果顯示，套管型與螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統之理論值與實驗值的相對誤差總平均為 7.61 %，而本研究設定螺旋因子能夠有效的提升系統透膜通量，最高可達到單位面積的 39.5% 的增益。本研究以操作在低體積流率之設備為主，除了有效利用通道內熱側流體以降低操作成本外，經由改善後的設計可提升設備效能並得到增加透膜通量總產量的效果。

關鍵詞：薄膜蒸餾、透膜通量、螺旋型通道、螺旋因子

表單編號：ATRX-Q03-001-FM030-02

Title of Thesis:

Total Pages: 131

Performance improvement of the concentric circular direct contact membrane distillation module with spiral wire channel

Key word: membrane distillation, trans-membrane flux increment, spiral wire channel.

Name of Institute: Department of Chemical and Materials Engineering,
Tamkang University

Graduate date: June, 2015

Degree conferred: Master

Name of student: Feng-Chi Tsai

Advisor : Dr. Chii-Dong Ho

蔡豐吉

何啟東 博士

Abstract:

A new design of the DCMD module winding a spiral wire within the annulus of the concentric circular tube was investigated theoretically and experimentally in aiming to increase the pure water productivity in saline water desalination. The hot sea water stream flowing through the annulus of a concentric circular tube, which a tight fitting spiral wire in a small annular spacing is inserted, could enhance the improvement of device performance. The purposes of this study are (1) to develop the heat-transfer coefficient correlation for the spiral wire channel; (2) to develop a one-dimensional mathematical model and propose a general numerical method for predicting pure water productivity of DCMD systems; (3) to study the effects of various operation parameters including the inlet fluid temperatures, volumetric flow rate spiral wire pitch on the pure water productivity improvement. The correlated equation of estimating heat-transfer coefficient for the wire helix by using spiral flow channel was obtained, and the results show that the agreement between the experimental results and the theoretical predictions are fairly good. The new design of DCMD module winding a spiral wire within the annulus of the concentric circular tube can effectively enhance the mass flux, among the operating conditions set in this study, up to 39.5% of the gain.

目錄

中文摘要	I
英文摘要	II
目錄	III
圖目錄	VI
表目錄	XI
第一章 緒論	1
1-1 引言	1
1-2 薄膜蒸餾系統簡介	4
1-3 研究動機與方向	8
第二章 文獻回顧	10
2-1 直接接觸式薄膜蒸餾	10
2-2 螺旋通道行系統設計	15
第三章 理論分析	16
3-1 直接接觸式薄膜蒸餾之熱量、質量傳送機制分析	16
3-1-1 直接接觸式薄膜蒸餾質傳機制之理論分析	18
3-1-2 直接接觸式薄膜蒸餾熱傳機制之理論分析	23
3-1-3 溫度極化現象與溫度極化係數	26
3-2 螺旋通道型系統之螺旋因子納賽數經驗公式建立與模型	28

3-3 螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統一維理論模型之建立	31
3-3-1 套管型與螺旋通道型薄膜蒸餾系統一維理論模型	32
3-3-2 理論數據取得與計算分析流程-朗吉庫塔數值解析方法與 高斯正交轉換	36
3-3-3 實驗數據之取得與分析計算流程	43
3-4 系統水力損耗	52
3-5 數學模擬參數之設定	54
第四章 實驗分析	57
4-1 螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統	57
4-2 直接接觸式薄膜蒸餾模組	62
4-3 實驗步驟	66
第五章 結果與討論	67
5-1 螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統之納賽數經驗公式迴歸 分析	67
5-2 套管型直接接觸式薄膜蒸餾系統	72
5-2-1 系統操作變因對於透膜通量之影響	72
5-2-2 溫度分佈與溫度極化現象	72
5-3 螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統	86
5-3-1 螺旋因子對於透膜通量之影響	86

5-3-2 溫度分佈與溫度極化現象	87
5-4 模組設計參數於透膜通量與水力損耗之影響	107
5-4-1 透膜通量增益程度與水力損耗提升程度	107
5-4-2 透膜通量與水力損耗提升程度之比較	108
第六章 結論與未來展望	116
6-1 新型擾流增益因子之納賽數經驗公式	116
6-2 套管型直接接觸式薄膜蒸餾系統	117
6-3 添加螺旋因子之螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統	117
6-4 模組設計參數於透膜通量與水力損耗之影響	118
6-5 未來展望	118
符號說明	119
參考文獻	124



圖目錄

圖 1-1-1	海水淡化成本	4
圖 1-2-1	薄膜蒸餾之操作型態	6
圖 1-2-2	薄膜蒸餾之模組型式	7
圖 1-3-1	研究架構圖	9
圖 3-1-1	薄膜蒸餾系統熱量及質量傳送機制示意圖	17
圖 3-1-2	薄膜蒸餾於薄膜內之質量傳送阻力模式	20
圖 3-1-3	薄膜蒸餾之質量傳送阻力示意圖	22
圖 3-1-4	熱量傳送之阻力串聯模式	23
圖 3-1-5	溫度極化示意圖	26
圖 3-3-1	質接觸式模組示意圖	32
圖 3-3-2	順流操作直接接觸式薄膜蒸餾系統示意圖	33
圖 3-3-3	逆流操作質接觸式薄膜蒸餾系統示意圖	35
圖 3-3-4	朗吉庫塔法求解聯立方程組之計算示意圖	39
圖 3-3-5	郎吉庫塔之布幅於實際螺旋通道型模組之示意圖	39
圖 3-3-6	朗吉庫塔法求解聯立方程組之計算示意圖	40
圖 3-3-7	修正後朗吉庫塔法求解聯立方程組之計算示意圖	41
圖 3-3-8	螺旋通道型系統之計算簡單示意圖	42
圖 3-3-9	螺旋通道型系統計算方式(1)	42

圖 3-3-10	螺旋通道型系統計算方式(2)	43
圖 3-3-11	螺旋通道型系統計算方式(3)	43
圖 3-3-12	不同操作流態之溫度分布示意圖	44
圖 3-3-13	熱對流係數運算流程圖	47
圖 3-3-14	順流套管型薄膜蒸餾系統運算流程圖	48
圖 3-3-15	逆流套管型薄膜蒸餾系統運算流程圖	49
圖 3-3-16	順流螺旋通道型薄膜蒸餾系統運算流程圖	50
圖 3-3-17	逆流螺旋通道型薄膜蒸餾系統運算流程圖	51
圖 4-1-1	順流螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統簡圖	58
圖 4-1-2	逆流螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統簡圖	58
圖 4-1-3	直接接觸式薄膜蒸餾實驗設備圖	59
圖 4-1-4	溢流桶實際圖	61
圖 4-2-1	直接接觸式薄膜蒸餾模組示意圖	62
圖 4-2-2	內側壓克力管實際圖	62
圖 4-2-3	中央之壓克力管實際圖	63
圖 4-2-4	螺旋型檔板實際圖	64
圖 4-2-5	固定螺旋檔板後之薄膜管	65
圖 4-2-6	直接接觸式模組實際圖	65
圖 5-1-1	通道流體速度與通道截面積關係圖	70

圖 5-1-2	納賽數理論值與實驗值比較圖	71
圖 5-2-1	順流操作下且熱側流體為純水時，不同操作參數對於透膜通量之影響	75
圖 5-2-2	順流操作下且熱側流體為鹽水時，不同操作參數對於透膜通量之影響	76
圖 5-2-3	逆流操作下且熱側流體為純水時，不同操作參數對於透膜通量之影響	77
圖 5-2-4	逆流操作下且熱側流體為鹽水時，不同操作參數對於透膜通量之影響	78
圖 5-2-5	順流狀態下且熱側流體為鹽水時，不同體積流率於主流區域與薄膜表面溫度分佈之影響	81
圖 5-2-6	逆流狀態下且熱側流體為鹽水時，不同體積流率於主流區域與薄膜表面溫度分佈之影響	82
圖 5-2-7	順流狀態下且熱側流體為鹽水時，不同操作參數於溫度極化係數之影響	83
圖 5-2-8	逆流狀態下且熱側流體為鹽水時，不同操作參數於溫度極化係數之影響	84
圖 5-3-1	順流操作下且熱側流體為純水時，裝載寬度 2cm 之螺旋型檔板，不同操作參數對於透膜通量之關係圖	88

圖 5-3-2	順流操作下且熱側流體為鹽水時，裝載寬度 2cm 之螺旋型檔板，不同操作參數對於透膜通量之關係圖	89
圖 5-3-3	逆流操作下且熱側流體為純水時，裝載寬度 2cm 之螺旋型檔板，不同操作參數對於透膜通量之關係圖	90
圖 5-3-4	逆流操作下且熱側流體為鹽水時，裝載寬度 2cm 之螺旋型檔板，不同操作參數對於透膜通量之關係圖	91
圖 5-3-5	順流操作下且熱側流體為純水時，裝載寬度 3cm 之螺旋型檔板，不同操作參數對於透膜通量之關係圖	92
圖 5-3-6	順流操作下且熱側流體為鹽水時，裝載寬度 3cm 之螺旋型檔板，不同操作參數對於透膜通量之關係圖	93
圖 5-3-7	逆流操作下且熱側流體為純水時，裝載寬度 3cm 之螺旋型檔板，不同操作參數對於透膜通量之關係圖	94
圖 5-3-8	逆流操作下且熱側流體為鹽水時，裝載寬度 3cm 之螺旋型檔板，不同操作參數對於透膜通量之關係圖	95
圖 5-3-9	順流操作下且熱側流體為鹽水時，不同螺旋型檔板之寬度與操作參數對於透膜通量之關係圖	96
圖 5-3-10	逆流操作下且熱側流體為鹽水時，不同螺旋型檔板之寬度與操作參數對於透膜通量之關係圖	97

圖 5-3-11	順流狀態下且熱側流體為鹽水時，套管型系統與螺旋通道型系統於主流區域與薄膜表面溫度分佈之影響	102
圖 5-3-12	逆流狀態下且熱側流體為鹽水時，套管型系統與螺旋通道型系統於主流區域與薄膜表面溫度分佈之影響	103
圖 5-3-13	順流狀態下且熱側流體為鹽水時，不同螺旋型檔板之寬度與操作參數於溫度極化係數之影響	104
圖 5-3-14	逆流狀態下且熱側流體為鹽水時，不同螺旋型檔板之寬度與操作參數於溫度極化係數之影響	105
圖 5-4-1	順流鹽水操作下，不同模組設計參數之理論透膜通量增益程度與水力損耗提升程度比較圖	113
圖 5-4-2	逆流鹽水操作下，不同模組設計參數之理論透膜通量增益程度與水力損耗提升程度比較圖	114

表目錄

表 1-1-1	全球水資源的蘊含量與分布情形	2
表 1-2-1	不同操作型態之薄膜蒸餾應用領域	7
表 3-2-1	經驗式參數表	28
表 3-5-1	模組相關參數	54
表 3-5-2	疏水性薄膜(聚四氟乙烯+聚丙烯複合膜)相關參數	54
表 3-5-3	流體相關參數	55
表 3-5-4	流體相關參數式	56
表 4-2-1	PTFE/PP 複合膜之薄膜性質	64
表 5-1-1	納賽數經驗公式所需實驗數據之操作變因表	67
表 5-2-1	順流操作下套管型直接接觸式薄膜蒸餾系統實驗值與理論值之相對誤差比較表	79
表 5-2-2	順流操作下套管型直接接觸式薄膜蒸餾系統實驗值與理論值之相對誤差比較表	80
表 5-2-3	不同操作流向於平均溫度極化係數之影響比較表	85
表 5-3-1	順流純水操作下螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統， 實驗值與理論值之相對誤差比較表	98
表 5-3-2	順流鹽水操作下螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統， 實驗值與理論值之相對誤差比較表	99

表 5-3-3	逆流純水操作下螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統， 實驗值與理論值之相對誤差比較表	100
表 5-3-4	逆流鹽水操作下螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統， 實驗值與理論值相對誤差比較表	101
表 5-3-5	不同操作流向與模組於平均溫度極化係數之影響比較表	106
表 5-4-1	順流純水操作下套管型與螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸 餾模組系統同螺旋檔板寬度之理論透膜通量增益比例表	110
表 5-4-2	逆流純水操作下套管型與螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸 餾模組，不同螺旋檔板寬度之理論透膜通量增益比例表	110
表 5-4-3	順流鹽水操作下套管型與螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸 餾模組，不同螺旋檔板寬度之理論透膜通量增益比例表	111
表 5-4-4	逆流鹽水操作下套管型與螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸 餾模組，不同螺旋檔板寬度之理論透膜通量增益比例表	111
表 5-4-5	不同螺旋檔板寬度之水力損耗提升程度比較表	112
表 5-4-6	順流鹽水操作下，不同模組設計參數之理論透膜通量增 益程度與水力損耗提升程度比值表	115
表 5-4-7	逆流鹽水操作下，不同模組設計參數之理論透膜通量增 益程度與水力損耗提升程度比值表	115

第一章 緒論

1-1 引言

聯合國人口基金會(U.N. Population Fund)之資料統計，全球人口總數以在西元 2011 年 10 月 31 日突破了 70 億的總人口數，而美國人口調查局(United States Census)的資料更顯示在西元 2014 年 12 月，世界總人口數以達到了 72 億人，在聯合國人口基金會按照目前人口成長的趨勢推測全球的人口數將於西元 2100 年到達 160 億人，世界正處於人口總數急速在攀升的狀況。

覆蓋了大半地球表面積的水資源，使得地球被稱做為「藍色行星」，是宇宙中相當珍貴的資源之一，因為有這水資源，使地球上孕育著許多生命，更是人類永續生存不可或缺的重要元素，但隨著時代的推演，人類從農業時代轉變為工業時代，卻造成許多的環境問題，最重要的即是溫室效應，日趨嚴重的暖化問題，使得南北極的冰層逐漸融化，造成海平面的上升，可用的淡水範圍縮小，使得水資源的缺乏成為了世界都在關注的重大議題。

實際上，全球水資源的蘊含量其實相當的龐大^[1]，分布情形如表 1-1 所表示，但是有辦法供人類食用、運用的淡水、例如；河川，湖泊，地下水...等之含量卻只占總水資源的約 0.7%，而海水(鹽水)的部分佔了總水資源含量的約 97%，因此，近年來「海水淡化」成為了紓緩與解決水資源缺乏的重要的技術發展項目。

表 1-1-1 全球水資源的蘊含量與分布情形

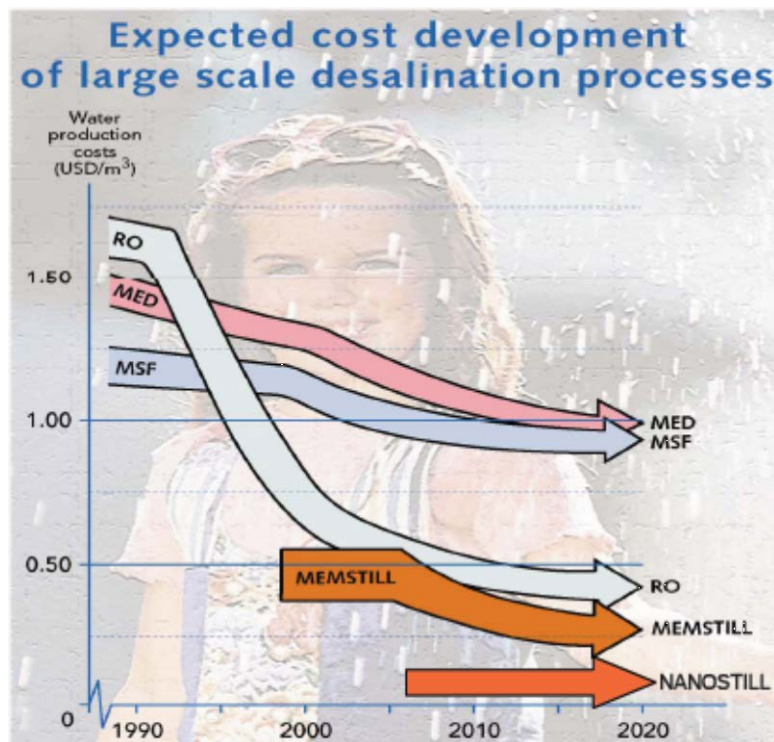
Reservoir	Volume(10^6km^3)	Percent of Total
Oceans	1370	97.25
Ice Caps and Glaciers	29	2.05
Groundwater	9.5	0.68
Lakes	0.125	0.01
Soil Moisture	0.065	0.005
Atmosphere	0.013	0.001
Streams and Rivers	0.0017	0.0001
Biosphere	0.0006	0.00004

海水淡化技術已經具有五十餘年的歷史，美國政府於 1950 年代成立了鹽水中心(Office of Saline Water)以進行海水淡化技術之研究與應用，1960 年代末期，全世界興建之海水淡化廠已有 8,000 噸之日產量，根據國際海水淡化協會(International Desalination Association, IDA)之統計，截至 2001 年底，全世界共有 133 國家應用海水淡化系統^[2]，具有 13,080 座海水淡化廠在運轉，淡化水的日產量已達 3,240 萬噸，截至 2010 年底，淡化水日產量已達 7,170 萬噸。

海水淡化之技術經由科學家長期的努力，發明了許多種海水淡化技術，例如：蒸餾法、薄膜逆滲透法、離子交換法、電透析法、水合物法、溶劑萃取法與薄膜蒸餾法等。而目前最主要之分離方式大致上分為薄膜法

與蒸餾法兩大類，薄膜法目前已達商業化之技術有逆滲透法與電透析法；而蒸餾法的技術則有多級閃化法(Multi-Stage Flash, MSF)、蒸氣壓縮法(Vapor Compression, VC)、多效蒸餾法(Multi-Stage Distillation, MSD) 及逆滲透法(Reverse Osmosis, RO)，其中多級閃化法及逆滲透法兩者之技術發展已臻成熟，為商轉運行主要技術，這兩種技術目前佔全球海水淡化能力的約 85%。

一般來說，各種的海水淡化系統皆有其優缺點，但是對於整體來說，能源消耗是最直接決定其淨水成本高低的關鍵，因應各地方所使用的海水淡化技術依據主要包括環境要素、經濟要素、需求要素和技術要素等，必須考慮地點之使用目標與環境特徵條件，評估各種海水淡化技術是否符合當地的環境與限制。近年來因技術的提升，海水淡化技術之成本雖然下降許多，但截至今日，因由淡化海水之技術所生產之淡水，還是只佔了全球總產水量的相當小一部分，其最主要的原因是目前現有的海水淡化程序的淡水產量，相較於傳統程序的供水量相比，不是產水效率相當低落，就是必須消耗非常大量之能源於淡化程序上^[3]，又如多級閃化法，可利用製程廢熱作為能源，但設備體積相當龐大，需耗費不少空間與成本；又如逆滲透法^[4,5]，設備精簡，但需要驅動高壓幫浦方能進行。不同海水淡化技術造成水成本的比較^[6]，如圖 1-1-1 所示。

圖 1-1-1 海水淡化成本^[3]

1-2 薄膜蒸餾系統簡介

薄膜蒸餾(membrane distillation, MD)是利用多孔性之疏水膜藉由某一驅動力進行有效之分離程序，其優點具有高介面接觸面積、較低成本、可模組化易拆裝、裝置簡單易維護等多方面優勢，而有機高分子薄膜早已被大量應用於多種先進分離技術，如氣體滲透、滲透蒸發、超過濾、微過濾、透析、薄膜萃取、薄膜吸收、薄膜蒸餾等，其中的薄膜蒸餾(membrane distillation)屬利用溫度差之熱驅動(thermal driven)裝置，近年來廣受世界之重視，薄膜蒸餾法的主要優點包括；(1)無需加壓幫浦，系統於常壓下即可進行分離操作；(2)操作溫度相對於傳統蒸餾程序低；(3)質量傳送機制是利用薄膜兩側工作流體之飽和蒸汽壓差進行分離，並不需要再添加任何物質

破壞工作流體之性質；(4)有機高分子膜對於物質的選擇性極佳，幾乎可以100%的將離子、大分子及非揮發之物質阻擋於膜的一側；(5)從蒸發到冷凝過程中，因為薄膜厚度薄，所以質量傳送阻力很小；(6)薄膜的特性並不會因為捲曲或其他物理形變而產生變化，因此即可製備出具有高接觸面積之設備，且設備之體積縮小即可有效減少設備所帶來的設備成本。而薄膜蒸餾之主要的質量傳送機制為：(1)進料側端工作流體在進料側之薄膜表面上汽化變成氣體；(2)利用薄膜兩端之飽和蒸汽壓差，使汽化之氣體分子藉由薄膜孔洞進行流動及擴散；(3)當氣體分子擴散至滲透側之薄膜表面，再將它冷凝移除。

薄膜蒸餾依不同的操作型態、不同的模組組裝方式，大致可分為四種類型，如圖 1-2-1 所示：(a)直接接觸式薄膜蒸餾(direct contact membrane distillation, DCMD)；(b)氣隔式薄膜蒸餾(air gap membrane distillation, AGMD)；(c)氣掃式薄膜蒸餾(sweep gap membrane distillation, SGMD)；(d)真空式薄膜蒸餾(vacuum membrane distillation, VMD)。其中直接接觸式薄膜蒸餾與氣隔式薄膜蒸餾較適合於主要滲透成分為水之應用，氣掃式薄膜蒸餾與真空式薄膜蒸餾則較適合於有機氣體或溶解性氣體為主要滲透成分之應用^[7]，若將氣掃式與真空式薄膜蒸餾系統應用於水之純化時，必須額外再系統的外部增加冷卻設備將純水蒸汽冷凝，導致需增加冷卻設備之設備成本。直接接觸式薄膜蒸餾與氣隔式薄膜蒸餾各具優勢，DCMD 因蒸發至

凝結的質量傳送阻力小，因此具有較高之滲透通量，但有熱傳導損失較高、溫度極化現象較明顯與滲透物可能受管線污染等缺點；AGMD 滲透物經由氣隔層收集，較不易受管線汙染，可獲得品質較高之產物，然而多了一層氣體之質傳阻力，導致滲透通量較低。此四種不同操作型態之薄膜蒸餾的其應用領域彙整如表 1-2-1 所示。

然而主要的模組系統還可在細項分類，可依薄膜形狀來分類，主要包括平板式(flat sheet)、中空纖維式(hollow fiber)與螺捲式(spiral wound)，如圖 1-2-2 所示。

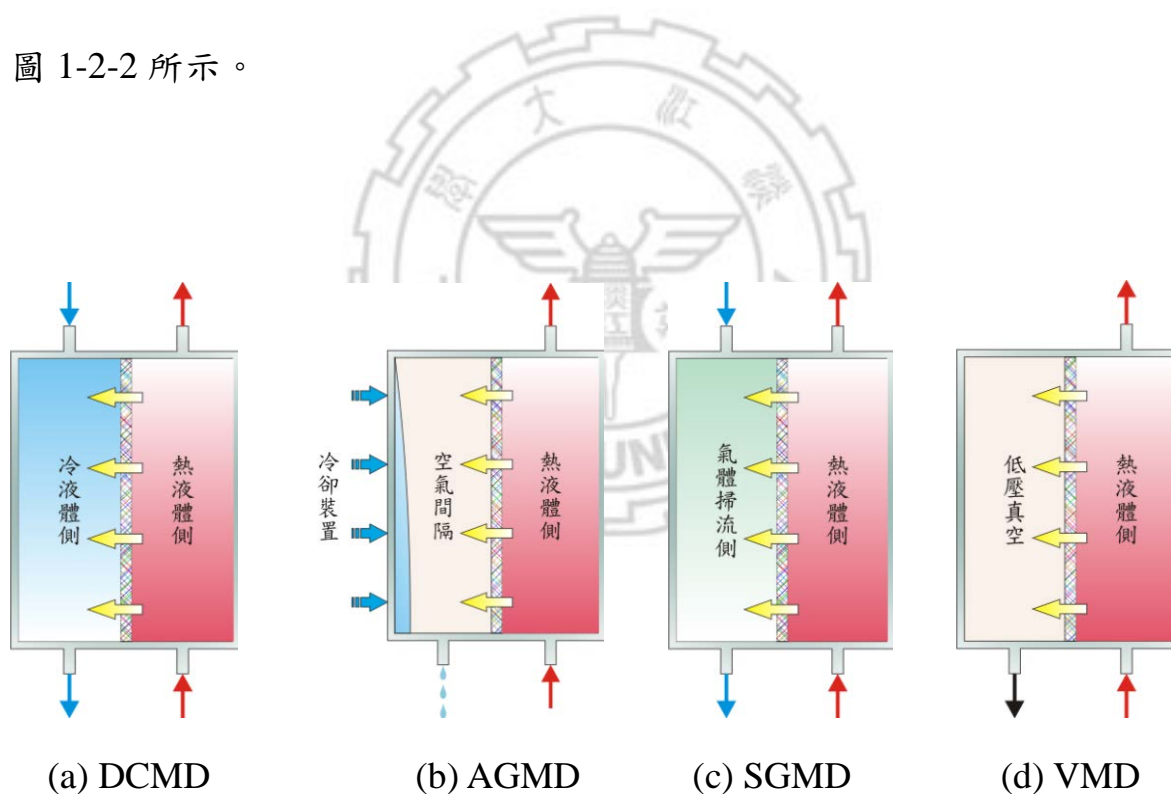


圖 1-2-1 薄膜蒸餾之操作型態

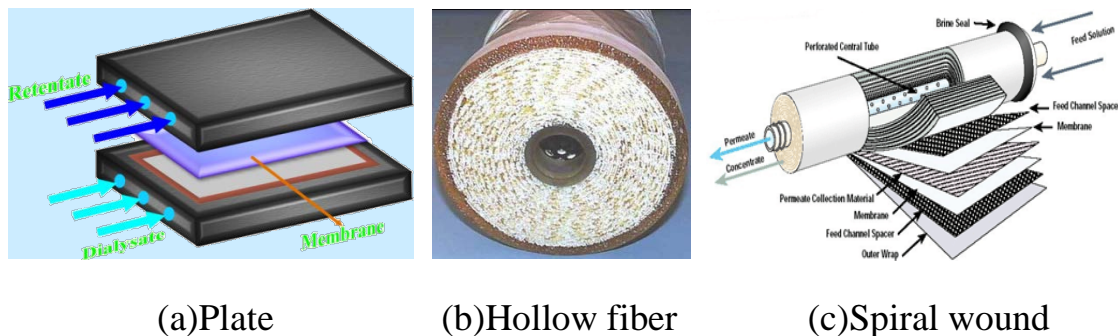


圖1-2-2 薄膜蒸餾之模組型式

表 1-2-1 不同操作型態之薄膜蒸餾應用領域^[7]

應用領域	薄膜蒸餾型態			
	DCMD	AGMD	SGMD	VMD
海水淡化系統	◎	◎	◎	◎
核子工業- 放射性溶液的濃縮及廢水處理	◎			
染整工業- 去除染劑及廢水處理	◎			◎
化學工業- 酸溶液的濃縮、去除水中的有機揮發物質、分離共沸溶液如酒精/水的混和溶液	◎	◎	◎	◎
製藥工業及生技業- 血液及蛋白質溶液移除水分及廢水處理	◎			
食品工業- 濃縮果汁及牛奶，並可應用於溫度敏感的分離系統中	◎	◎		◎

1-3 研究動機與方向

薄膜蒸餾技術應用於海水淡化為現今解決水資源問題重要方法之一，此技術所產出之純水品質優良，壓力操作條件低，模組成本相較於一般傳統製成低，且可以結合不同的低密度能源進行運作，例如：地熱，太陽的熱能或是工廠廢熱...等，因此很多學者相繼投入研究。薄膜兩側流體透過溫度差異產生飽和蒸汽壓差，以此為驅動力，促使進料側流體於薄膜表面蒸發，以氣體分子形式穿越薄膜，再於滲透側薄膜表面凝結形成液體分子，進料側薄膜表面流體會因為供應蒸發所需之潛熱導致溫度降低，滲透側薄膜表面流體則因為吸收凝結所釋放之熱能而促使溫度升高，讓兩側薄膜表面溫度之差異比兩側主流區域溫度之差異來的更小，造成極化現象，簡化而說極化現象即為主流區域流體與薄膜表面流體性質上的差異，此現象普遍存在於薄膜蒸餾系統當中。

而不管是一般平板式模組與套管式模組之工作流體，若不經由回流(Reflux)系統，則其工作流體之熱交換時間皆會被模組系統之總長度所限制，進料側之工作流體離開系統後還是具有可熱交換的能力，因此造成能源的消耗與浪費。為了增加工作流體滯留於系統內之時間，有學者^[8]提出了「螺旋型通道」的想法套用於不同的系統內進行實驗，藉由螺旋型通道增加工作流體滯留於系統內之時間，利用於套管內添加不同旋轉角度之螺旋型通道擋板計算相對於套管系統的增益量。

本研究遂以螺旋型通道的設計為主要研究範疇，對裝置設計、理論模型的建立和效率改善的問題進行探討，內容上可歸納為下列之研究主題：

(1) 螺旋型通道之螺旋因子：藉由於套管系統內進料側通道中增加不同通道寬度之螺旋型擋板(Spiral wire)，配合不同系統操作變因進行實驗，再將實驗結果分析，歸納出一納賽數經驗式，用以表現此系統之主流區與薄膜表面之間的熱對流效應；(2) 螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統：透過一維數學模型之建立、質量及熱量傳送機制之分析和數值解析程序的建構，求得系統於不同操作變因與模組設計參數的條件下，主流區域與薄膜表面的溫度分佈，用以預測透膜通量，進而探討系統效率改善的程度，並結合實驗輔佐來驗證理論模型的正確與否。研究架構如圖 1-3-1 所示。

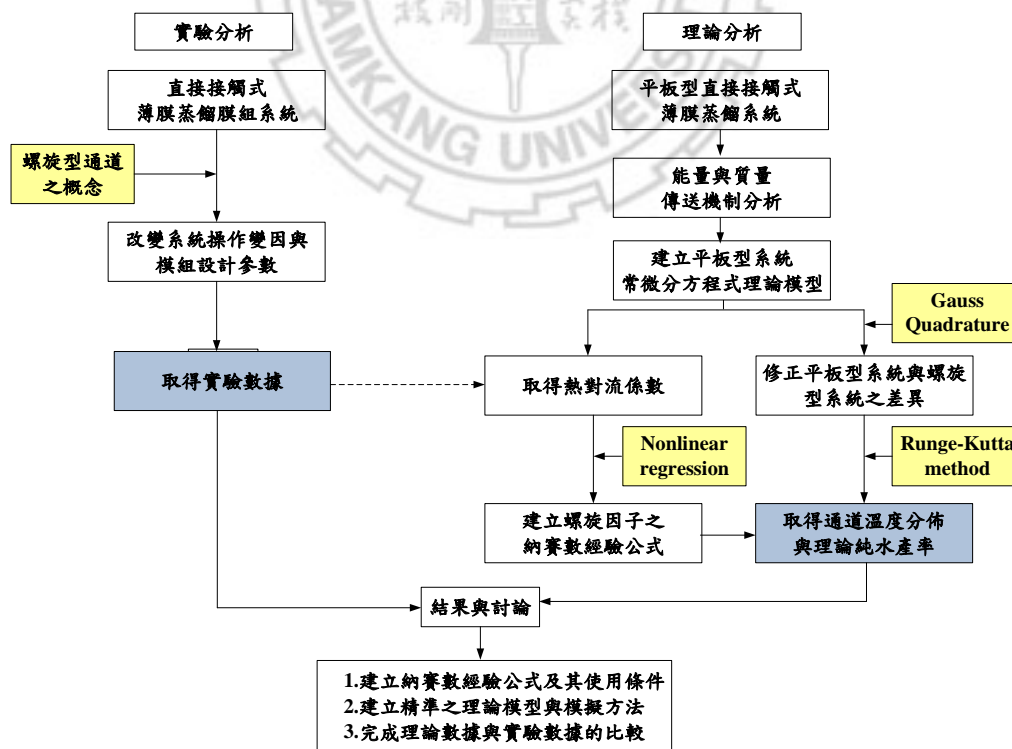


圖 1-3-1 研究架構圖

第二章 文獻回顧

2-1 直接接觸式薄膜蒸餾

薄膜蒸餾技術發展因為具有相當多的優點，至今已經將近 50 年的歷史，吸引眾多的研究學者進行薄膜蒸餾系統之研究。薄膜蒸餾模組因具有需求設備小、低耗能及高產水品質等優點^[9,10]，所以經常被應用於不同領域的分離系統，1991 年與 2006 年，V. Calabro^[11]與 J. L. Cartinella 等人^[12]先後利用薄膜蒸餾進行廢水之分離處理，V. Calabro^[13]與 P. Onsekizoglu 等人^[14]分別於 1994 年與 2010 年將薄膜技術用於果汁濃縮，M, Tomaszewskis 等人則用於有機酸濃縮^[15]與鹽酸濃縮^[16]，K, Sakai 等人^[17]更在 1986 年將其技術用於血液透析，現在薄膜蒸餾也常使用在海水淡化的研究上^[18-21]

薄膜蒸餾技術於 1963 年在 Bodell 的專利中^[22]第一次被提出應用，但該文獻中並未很仔細的說明實驗所使用的薄膜，其材質種類與規格為何。四年後於 1967 年 Weyl 所提出的專利中^[23]，對於整體的直接接觸式薄膜蒸餾系統即有相當詳細說明，已利用多孔性疏水膜分隔兩股冷與熱兩工作流體，流體透過直接接觸薄膜的方式，以降低質傳與熱傳阻力，利用薄膜兩側之溫度不同所產生的表面飽和蒸氣壓不同，水蒸氣由進料側蒸發後通過薄膜孔洞至滲透側冷凝的現象，降低質傳阻力，達到改善生產效率之目的，此過程包括了熱量傳送及質量傳送兩種現象。而在該文獻中描述到實驗系統所使用的薄膜，材質為聚四氟乙烯膜(PTFE)，其薄膜厚度為 3.2 mm、薄

膜孔徑 $9\ \mu\text{m}$ 、孔隙度 42%，並經由文獻中的實驗結果可發現此系統之透膜通量以可達 $1\ \text{kg}/\text{m}^2\text{h}$ 。

而在同年(1967)，Findley 也發表了有關直接接觸式薄膜蒸餾之基礎理論和實驗結果^[24]，文獻中使用了 7% 的含鹽溶液進行實驗，而在實驗系統中所使用之薄膜均塗佈上一層矽膠樹脂或鐵氟龍等的防水材質，使薄膜表面具有疏水之性質，而從文獻所提到的實驗結果觀察到出了幾項影響透膜通量的主要因素，例如薄膜熱傳導係數、薄膜厚度、薄膜孔隙度及薄膜孔洞曲率等，這幾個項目皆會影響到薄膜蒸餾系統中主要的通量表現，而文獻中亦提出了看法，若可研發出低成本、耐高溫和使用壽命長之薄膜以及降低製造薄膜的成本，則直接接觸式薄膜蒸餾系統將成為最具經濟效應之蒸餾方法之一，對於海水淡化系統具有龐大的發展潛力。然而，受限於當時製膜技術與知識，而且薄膜蒸餾系統所獲得之產量相較於逆滲透系統所能獲得之產量 $5\sim 75\ \text{kg}/\text{m}^2\text{h}$ 有相當顯著的差距，成本與其他的考量下薄膜蒸餾系統的研究熱潮只在 1960 年代後期有短暫的興盛，1970 年代後關於薄膜蒸餾之文獻則相當的稀少。

直到 1980 年代初期，製膜的技術漸漸的提昇，許許多多不同材質的商業用薄膜漸漸的量產，大量降低了薄膜的製膜成本，許多高疏水性及低熱傳導性商業化膜材相繼問世^[25]，如聚丙烯(polypropylene, PP)、聚四氟乙烯(polytetrafluoroethylene, PTFE)、聚偏氟乙稀(polyvinylidene fluoride, PVDF)

促使薄膜性質得以改良，其中孔隙度甚至可從 1960 年代的 40~50% 提升至 80%，而厚度可大幅度的降低至 50 μm ，因此薄膜蒸餾模組與成本開始大幅的下降，研究又開始受到矚目。

為了更進一步地了解薄膜蒸餾系統，並可以有效利用模擬進行預測，Schofield 等人^[26]於 1987 年為了了解薄膜蒸餾系統的熱量與質量傳送機制，而建立了一維之薄膜蒸餾熱量傳送與質量傳送之理論模型，並利用熱傳的阻力串聯模式以聯立求解的方法，求得薄膜表面的溫度，進而推算薄膜蒸餾系統的理論質傳產量，此篇文獻同時指出造成薄膜蒸餾系統透膜通量降低的主要原因為薄膜表面與邊界產生溫度極化現象所致，並定義溫度極化係數，用以探討此現象對於透膜通量之影響，並且將蒸氣分子穿透薄膜之傳送機制以結合 Knudsen 和 Molecular 擴散這兩種模型來表示，為近代的薄膜蒸餾的研究奠定理論基礎。影響薄膜蒸餾的最大因素乃為薄膜兩側表面的溫度差，而影響溫度差的參數包括流體的黏度、密度、熱傳導係數、比熱等，但最重要的影響參數為薄膜本身的熱傳導係數^[27]，從此篇文獻的結論可得知當系統之熱對流係數越大，則溫度極化係數越接近 1，也代表溫度極化現象越不明顯，則透膜通量就越大。

Phattaranawik 等人^[28]於 2001 年為探討薄膜蒸餾系統其質傳現象對於熱傳現象的影響，建立另一種不同於 Schofield 等人提出的熱傳理論模型，將質量傳送時伴隨之熱量的傳遞納入考量，藉此得知進料側(熱側)、滲透側

(冷側)和薄膜內部三者熱量傳遞機制的變化。結果發現大多數情況下，薄膜兩側(進料側與滲透側)因質傳現象伴隨之熱量的傳遞都能夠予以忽略，而薄膜內部的熱量傳遞主要是由質傳現象所致，且操作於高溫時(70°C 以上)時，其經由膜材的熱傳導所傳遞的熱量能夠忽略。

然而在 2001 年時 Phattaranawik 等人^[29]導入修正因子之概念，將網狀型擾流增益因子的設計與其規格化，並透過納賽數(Nusselt Number)經驗式可直接類比於謝塢數(Sherwood Number)經驗式之概念，求得描述此設計的納賽數經驗公式，以表現系統具有擾流增益因子時，主流區與薄膜表面之間的熱對流效應。而前述求得之納賽數經驗公式搭配一維數學模型進行模擬時，呈現的理論數值與實驗結果具有良好的一致性，但是在高溫時兩者誤差卻高達 20%。

Phattaranawik 等人^[30]繼而於 2003 年為求提升納賽數經驗公式的準確性，針對前篇文獻研究之系統，搭配 20 種不同規格的網狀墊片進行實驗分析，並且提出不同於前者的經驗公式模型，認為既有之納賽數經驗公式^[31]可搭配一個係數，以反映出系統具有擾流增益因子時，流體熱對流效應的變化，而此係數則具備所有網狀墊片的規格與型式。此篇文獻經由實驗結果與上述方法有系統地歸納出納賽數經驗公式。

由於大多數的文獻皆屬一維數學模式之模擬，為使一維數學模擬皆能適用於各種薄膜蒸餾模組，依然需配合不同的納賽數(Nusselt Number)或謝

塢數(Sherwood Number)的經驗公式^[32-36]與不同薄膜係數表示式，如克努德森-分子擴散(Knudsen-molecular diffusion)過渡式^[37,38]、馬克士威擴散(Maxwell diffusion)方程式^[39]、塵氣模式(Dusty-Gas model)^[40]及克努德森-泊醉(Knudsen molecular- Poiseuille)過渡式^[41]，分別計算通道流體的熱阻和透膜通量，增進一維模式模擬之準確性。

為了改善一維數學模式的模擬方法，Chen 等人^[42]於 2009 年利用二維的數學模式建立平板型薄膜蒸餾的熱量及質量傳送方程式，並導入有限(finite difference method)將差分法偏微分方程組降階為聯立的常微分方程組，再以朗吉庫塔法(Runge-Kutta method)求解此聯立之常微分方程組，以此獲得完整的薄膜蒸餾系統內部的溫度分佈，進而求得精確的理論透膜通量，並與實驗結果相互比較，此文獻中採用克努德森擴散模式(Knudsen diffusion model)與泊醉流動模式(Poiseuille flow model)兩者並聯所求得的薄膜係數公式，描述水蒸氣於薄膜孔洞內的運動行為^[43]。

然而，對於直接接觸式薄膜蒸餾系統添加任何改變條件(利如:擾流增益因子)亦會明顯提升系統的能量損耗^[44,45]，況且模組設計各有不同，並非所有系統皆可適用前人之設計。本研究遂針對超薄型通道直接接觸式薄膜蒸餾系統，提出通道中添加螺旋型檔板，並詳細探討其對於系統透膜通量的增益程度與能量損耗的提升比例。

2-2 螺旋通道型系統設計

本研究所著重的螺旋通道型系統模組設計之想法是由 Yeh 等人提出之觀點^[8]。螺旋因子原先是應用於熱擴散(Thermal diffusion)系統之中，利用較長之流體通道增加流體滯留於系統內的時間。

而此系統常常被學者拿來用於熱擴散方面之研究如 T, A, Washall.^[46] 等人也將此系統用於重水分離之其他研究當中。

螺旋通道型系統也可被應用於過濾系統當中，J, A, Howell^[47] 與 B. B. Gupta.^[48] 等人將此系統套用於微過濾(microfiltration)中用以消彌因為極化現象導致膜面物質濃度較高的問題，進而提升系統濾速，隨著技術之發展，進而於 2001 年 Yeh^[49] 等人將其用於超過濾系統中(ultrafiltration)中，在此文獻中，將使用螺旋型模組的超過濾系統之模擬，將套管系統之動量傳送轉換成平板系統進行模擬，其實驗結果符合模擬之結論。

近年來也有部分學著利用螺旋式通道進行兩相流體接觸之熱傳與質傳研究與氣體加熱裝置^[50]，因此不難發現具有螺旋通道之模組的應用是非常廣泛的。

而在 M.C Garcia-Payo^[51] 等人將螺旋通道置於氣掃式薄膜蒸餾模組之氣隔層中做為紊流因子，進行水與乙酸之雙成分分離，並得到較沒有螺旋通道之系統高純度、產量之產物。

第三章、理論分析

3-1 直接接觸式薄膜蒸餾之熱量、質量傳送機制分析

有鑒於Yeh^[49]等人利用動量傳送機制，建立的螺旋通道型超過濾系統 (ultrafiltration) 一維理論之數學模型，因此本研究中也將螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾之進料端與滲透端視為兩平板進行模擬，因此這章先建立本研究系統之熱量與質量傳送機制，並利用後面章節所敘述之方法修正平板型與螺旋通道型直接接觸式系統之差異，使實驗數據與理論模擬可以吻合。

直接接觸式薄膜蒸餾系統的特點為直接利用多孔疏水性薄膜分隔兩側具有不同溫度之工作流體，由於薄膜兩側表面工作流體溫度差異所產生之飽和蒸氣壓不同而造成熱量與質量傳送的機制，在此過程中，系統會產生質傳和熱傳阻力，系統之熱傳阻力(heat-transfer resistances)主要存在於：(1) 主流區域對於薄膜表面之熱對流現象；(2) 薄膜材質之熱傳導特性及質量傳遞時挾帶蒸發潛熱之傳送等；質傳阻力(mass-transfer resistances)則建立於：(1) 邊界層阻力(boundary layer resistance)；(2) 表面阻力(surface resistance)；(3) 薄膜阻力(membrane resistance)等其機制

主要的機制詳述如下：(1) 系統通入具有溫度差之兩股工作流體後，進料端主流區域溫度相對於薄膜表面高，因此熱量將會由主流區傳遞至進料端薄膜表面，如同將進料端薄膜表面流體加熱，滲透端則因主流區域溫度相對於薄膜表面低，因此熱量將會由滲透端薄膜表面傳遞至主流區，如同

將滲透側薄膜表面流體冷卻；(2)進料側與滲透側薄膜表面之工作流體皆處於氣液平衡狀態，且由於兩側流體溫度不同，因此各具有不同之飽和蒸氣壓，故於薄膜兩端形成驅動力，水蒸氣受薄膜兩側壓力梯度影響而通過薄膜孔洞，產生質傳現象；(3)通過薄膜孔洞之水蒸氣受滲透側流體冷卻而放熱，並達氣液平衡(4)質傳現象同時造就能量以潛熱型式傳遞，進料側流體吸收能量轉化為蒸氣分子，並於滲透側釋放能量凝結形成液體，而兩端薄膜表面之間存在的溫度差異，亦促使能量以顯熱形式，由進料側流體經薄膜傳導至滲透側流體，其熱量及質量傳送示意圖如圖3-1-1所示。

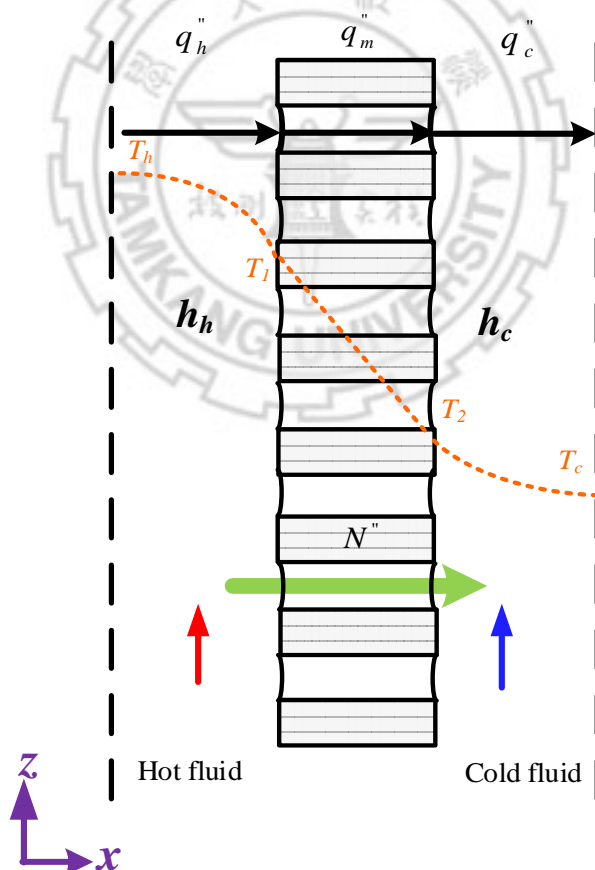


圖3-1-1 薄膜蒸餾系統熱量及質量傳送機制示意圖

本研究為進行直接接觸式薄膜蒸餾系統的理論分析，將搭配如下之特性與基本假設：(1)薄膜不被工作流體所濕潤；(2)薄膜需為多孔性的結構(多孔性疏水薄膜)；(3) 薄膜孔洞只允許水蒸氣分子通過(具有高選擇性)；(4) 薄膜與工作流體不會發生化學反應，且不影響工作流體之飽和蒸汽壓(工作流體之物化性不發生改變)；(5) 薄膜孔洞中不發生毛細冷凝現象(薄膜內不會有散失熱量)；(6)系統皆於常壓之下進行操作。

3-1-1 直接接觸式薄膜蒸餾質傳機制之理論分析

在直接接觸式薄膜蒸餾中，水蒸氣透過薄膜之質量流通量可表示如下：

$$N'' = c_m (P_1 - P_2) \quad (3.1)$$

其中 N'' 為透膜通量； c_m 為薄膜係數； P_1 與 P_2 分別為進料側及滲透側薄膜表面流體的飽和蒸氣壓。

本研究為結合熱傳機制之理論分析，遂將透膜通量轉換為如下之函數型式，使用條件為 $T_1 - T_2 < 15^\circ C$ [26]：

$$N'' = c_m \left. \frac{dP}{dT} \right|_{T_m} (T_1 - T_2) = c_m \frac{P_m \lambda M_w}{RT_m^2} (T_1 - T_2) \quad (3.2)$$

其中， T_1 與 T_2 分別為進料側及滲透側薄膜表面的流體溫度； T_m 為兩端薄膜表面流體之平均溫度； λ 為蒸發潛熱； M_w 為分子量； R 為氣體常數； P_m 為兩端薄膜表面流體之平均飽和蒸氣壓，由於本研究進料側流體分別為純水與濃度為 3.5 wt% 之鹽水，當中 3.5 wt% 之鹽水中包含了非揮發的溶質，並無法將其視為理想溶液，因而必須將鹽水之飽和蒸氣壓引入活性係數 a_w 作

為修正偏離理想溶液行為的衡量依據，因此進料側薄膜表面流體的飽和蒸氣壓關係式可以寫成：

$$P_1 = x_w a_w P_w \quad (3.3)$$

其中， x_w 為純水在鹽水溶液中的莫耳分率； P_w 為純水之飽和蒸氣壓； a_w 為活性係數。而純水於鹽水溶液中的活性係數經驗公式為^[52]：

$$a_w = 1 - 0.5x_{NaCl} - 10x_{NaCl}^2, x_{NaCl} < 0.097 \quad (3.4)$$

其中， x_{NaCl} 為氯化鈉於鹽水溶液中的莫耳分率。經由式(3.3)與式(3.4)，因此可將兩端薄膜表面流體之平均飽和蒸氣壓整理為：

$$P_m = ((1 - x_{NaCl})(1 - 0.5x_{NaCl} - 10x_{NaCl}^2)P_w + P_1) / 2 \quad (3.5)$$

將式(3-5)代入式(3-2)中，即可求得系統通量之計算方程式如式(3-6)：

$$N'' = c_m \frac{((1 - x_{NaCl})(1 - 0.5x_{NaCl} - 10x_{NaCl}^2)P_w + P_1)\lambda M_w}{2RT_m^2} (T_1 - T_2) \quad (3.6)$$

為了將式(3.6)完全轉換成溫度之函數，因此在此處引入安東尼方程式

(Antoine equation)，用以表示純水飽和蒸氣壓與溫度的關係：

$$P = \exp\left(23.238 - \frac{3841}{T - 45}\right) \quad (3.7)$$

然而式(3.6)中，薄膜係數 c_m 對於計算透膜通量而言扮演著相當重要的角色，其表示式用以描述水蒸氣分子在薄膜孔洞中的運動模式，有助於準確預測通過薄膜之氣體分子的多寡。而氣體分子通過疏水性薄膜時，可由下列模式描述：(1)當蒸氣分子的平均自由路徑(mean free path)遠小於薄膜

孔徑時，蒸氣自身碰撞頻率則遠大於與薄膜孔壁的碰撞頻率，此時蒸氣之流動方式適用泊醉流動(Poiseuille flow)(又稱黏滯流動(Viscous flow))模式來描述；(2)而當薄膜孔徑小於蒸氣分子的平均自由路徑，蒸氣分子與薄膜孔壁的碰撞頻率大於蒸氣分子自身碰撞頻率，此時可用克努德森擴散(Knudsen diffusion)模式來表示；(3)倘若存在於薄膜孔洞中之空氣為不凝結氣體，因此將在薄膜孔洞中形成一種阻力而阻礙蒸氣分子的流動，此現象適用傳統之分子擴散(Molecular diffusion)模式來描述與滲透通量之關係；(4)當蒸氣分子被薄膜表面吸附或吸收後擴散質傳，此時則可用表面擴散(surface diffusion)或溶解擴散(solution diffusion)來表示，然而考慮低壓常溫的不可壓縮氣體於疏水性薄膜之質傳現象，其表面擴散與溶解擴散是可以忽略的^[52]，此4種模式之串並聯關係如圖3-1-2所示。

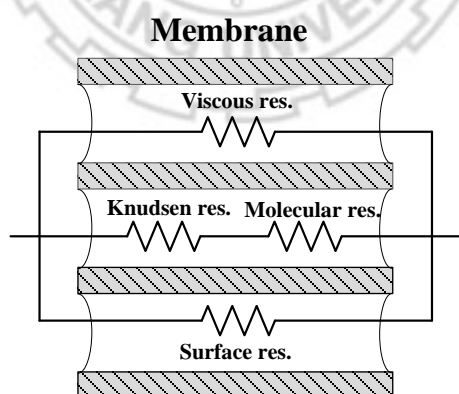


圖3-1-2 薄膜蒸餾於薄膜內部之質量傳送阻力模式

因此，克努德森擴散模式、泊醉流動(黏滯流動)模式及分子擴散模式這三種傳送模式被認定為主要的傳送機制^[26]，並經常使用於數學模式的建立中。以下為克努德森擴散模式、黏滯流動模式與分子擴散模式的表示式：

(1) 泊醉流動(Poiseuille flow)/黏滯流動(Viscous flow)模式

$$J_V'' = 0.125 \frac{\varepsilon r^2}{\tau \delta_m} \frac{M_w P_m}{\eta_v R T_m} (P_1 - P_2) = c_V \Delta P \quad (3.8)$$

其中， ε 為薄膜孔隙度； r 為薄膜孔洞半徑； τ 為孔洞曲率； δ_m 為薄膜厚度； M_w 為分子量； R 為氣體常數； T_m 為薄膜平均溫度； η_v 為蒸汽分子黏度； c_V 為泊醉流動係數； P_1 與 P_2 為熱流層和氣隔層薄膜表面之飽和蒸氣壓； ΔP 為薄膜表面兩側之蒸氣壓差。

(2) 克努德森擴散(Knudsen diffusion)模式

$$J_K'' = 1.064 \frac{\varepsilon r}{\tau \delta_m} \sqrt{\frac{M_w}{R T_m}} (P_1 - P_2) = c_K \Delta P \quad (3.9)$$

其中， c_K 為克努德森擴散係數。

(3) 分子擴散(Molecular diffusion)模式

$$J_M'' = \frac{D_m \varepsilon}{\delta_m \tau} \frac{M_w}{R T_m} \frac{1}{|Y|_{\ln}} (P_1 - P_2) = c_M \Delta P \quad (3.10)$$

其中， D_m 為薄膜內部的空氣及水蒸氣之擴散係數； c_M 為分子擴散係數； $|Y|_{\ln}$ 空氣之對數平均係數。

根據文獻得知，許多數學模式的建立方法多以一維數學模式為主，然而在探討薄膜係數關係式如何符合實際實驗情形下，必須加以考慮納賽數(Nusselt Number)或謝塢數(Sherwood Number)的經驗公式，方能推算出理論數值並與實驗結果比較。由於薄膜內部氣體分子之平均自由徑大於薄膜孔徑，其分子對孔壁之碰撞頻率大於分子本身之碰撞頻率，並且在孔道中含

有不凝結之氣體分子造成分子擴散阻力，故在本系統中使用克努德森-分子擴散理論^[53,54]來描述其質傳現象：

$$c_m = \left(\frac{1}{c_K} + \frac{1}{c_M} \right)^{-1} = \left\{ \left[1.064 \frac{\varepsilon r}{\tau \delta_m} \left(\frac{M_w}{RT_m} \right)^{1/2} \right]^{-1} + \left[\frac{1}{Y_m|_{\ln}} \frac{D_m \varepsilon}{\delta_m \tau} \frac{M_w}{RT_m} \right]^{-1} \right\}^{-1} \quad (3.11)$$

其中 $Y_m|_{\ln}$ 為薄膜內部的空氣之對數平均係數^[55]，其表示式如下：

$$Y_m|_{\ln} = \frac{(P_T - P_1) - (P_T - P_2)}{P_T * \ln \left[\frac{(P_T - P_1)}{(P_T - P_2)} \right]} \quad (3.12)$$

其中， P_T 為大氣壓力， P_1 與 P_2 為進料側和滲透側薄膜表面之飽和蒸氣壓。對於多孔性疏水薄膜 PTFE 而言，其孔洞的彎曲係數可由 Iversen 等人^[56]所提出之經驗公式計算：

$$\tau = \frac{1}{\varepsilon} \quad (3.13)$$

其中分子擴散係數(D_m)引用 Fuller 等人^[57]提出之雙成分氣體擴散經驗式，薄膜內部考慮空氣及水蒸氣之相互關係，如式(3.14)：

$$D_m = \frac{1 \times 10^{-7} T_m^{1.75}}{\frac{P_{sys}}{101325} M_{w-air}^{0.5} (\sigma_w^{1/3} + \sigma_{air}^{1/3})^2} \quad (3.14)$$

其中 T_m 為薄膜平均溫度； P_{sys} 為系統總壓； M_{w-air} 為水蒸氣-空氣分子量；

表示為 $M_{w-air} = \left[\left(\frac{1}{M_w} \right) + \left(\frac{1}{M_{air}} \right) \right]^{-1}$ ； σ_{air} 為空氣原子體積； σ_w 為純水原子體積。

綜合上述結果，將直接接觸式薄膜蒸餾之質量傳送阻力繪成圖 3-1-3 形式：

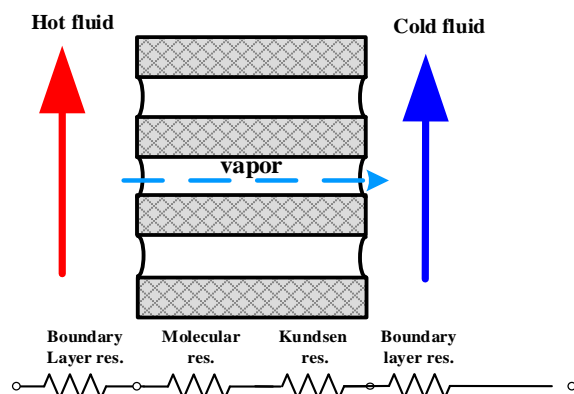


圖3-1-3 薄膜蒸餾之質量傳送阻力示意圖

3-1-2 直接接式薄膜蒸餾熱傳機制之理論分析

探討薄膜蒸餾系統的熱傳機制時，大致可將系統區分為進料側(熱側)、滲透側(冷側)與薄膜內部三個區塊以作探討。根據 Phattaranawik 等人的研究結果^[28]，進料側與滲透側於薄膜表面的邊界層內部質量傳送時，隨之傳遞的熱量可予以忽略。因此，直接接觸式薄膜蒸餾系統之熱傳機制，可分成三個部分來說明，如圖 3-1-4 所示。

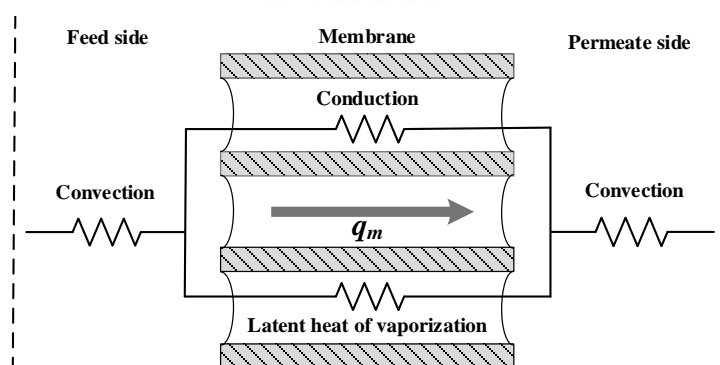


圖3-1-4 熱量傳送之阻力串聯模式

(1) 進料側(熱側)之熱傳機制

流體於通道中藉由熱對流方式將熱量由主流區域傳遞至薄膜表面，因為進料側主流區域與薄膜表面具有溫度梯度，遂可表示成：

$$q_h = h_h(T_h - T_1) \quad (3.15)$$

其中， h_h 為進料側熱對流係數； T_h 為進料側主流區域溫度。

(2) 滲透側 (冷側)之熱傳機制

熱量藉由熱對流方式將由薄膜表面傳送至主流區域，因為滲透側主流區域溫度較薄膜表面來的低，可表示為：

$$q_c = h_c(T_2 - T_c) \quad (3.16)$$

其中， h_c 為滲透側熱對流係數； T_c 為滲透側主流區域溫度。

(3) 薄膜內部之熱傳機制

薄膜兩端因溫度差異所產生之熱傳導現象，可經由傅立葉第一定律 (Fourier's 1st law) 表示如下：

$$q_{cond.} = \frac{k_m}{\delta_m}(T_1 - T_2) \quad (3.17)$$

其中， δ_m 為薄膜厚度； T_1 與 T_2 分別為進料側及滲透側薄膜表面流體溫度； k_m 為薄膜之平均熱傳導係數。

此外，流體於薄膜表面吸收能量轉化為氣體分子而穿越薄膜，進料側的熱量以潛熱方式傳遞，被氣體分子挾帶並傳送至滲透側，其潛熱之熱量的傳遞可表示為：

$$q_{vap.} = N''\lambda \quad (3.18)$$

將式(3.6)代入式(3.18)，並結合式(3.17)，則經由薄膜所傳遞的總熱量可表示為：

$$\begin{aligned} q_m &= q_{cond.} + q_{vap.} \\ &= \left(c_m \frac{((1-x_{NaCl})(1-0.5x_{NaCl}-10x_{NaCl}^2)P_2 + P_1)\lambda^2 M_w}{2RT_m^2} + \frac{k_m}{\delta_m} \right) (T_2 - T_1) \\ &= H(T_2 - T_1) \end{aligned} \quad (3.19)$$

其中 H 為薄膜之總括熱傳係數。

式(3.15)、式(3.16)以及式(3.19)即為薄膜蒸餾系統，於進料側、滲透側與薄膜內部的熱傳機制，倘若系統在穩態的操作狀況下，由於三部分為串聯關係，因此三者的熱傳通量相等，並可表示為：

$$q_h = q_m = q_c \quad (3.20)$$

又由於使用之薄膜為具有孔洞之結構，因此平均熱傳導係數將會受到存在於薄膜孔洞內之空氣的影響，因此在考慮薄膜淨孔度下，薄膜之平均熱傳導係數可利用 G.C. Sarti^[58] 等人提出之方程式計算：

$$k_m = \varepsilon k_g + (1 - \varepsilon)k_s \quad (3.21)$$

其中， k_g 為空氣的熱傳導係數； k_s 為薄膜的熱傳導係數； ε 為薄膜孔隙度。

3-1-3 溫度極化現象與溫度極化係數

於熱傳機制分析提到，系統兩端因溫度差所造成之飽和蒸汽壓差做為驅動力，因此會導致熱量由進料側傳遞至滲透側造成熱量之散失，導致進料側之薄膜表面溫度會較主流區溫度低，形成溫度梯度，因此在薄膜表面附近形成溫度極化之現象，而同時在滲透側也因主流區溫度較薄膜表面溫度低，因此也會形成溫度梯度。而在薄膜兩側所產生之極化現象則稱為薄膜蒸餾系統之溫度極化層，如圖 3-1-5 所示。

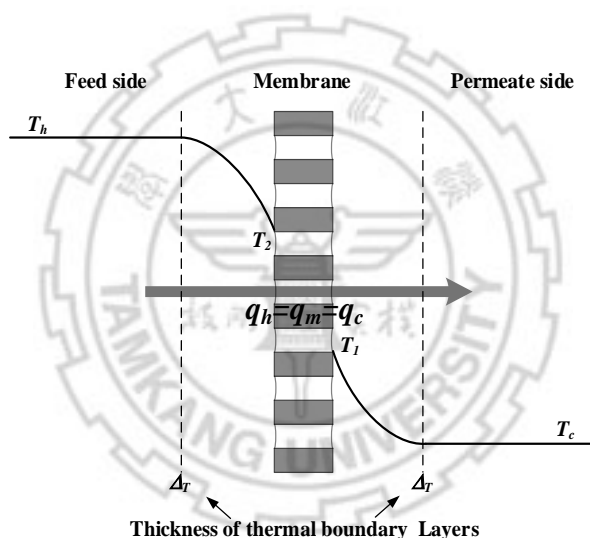


圖 3-1-5 溫度極化示意圖

本研究引用 Schofield 等人^[26]溫度極化係數(temperature polarization coefficient, TPC)之定義，並配合本研究之熱量與質量傳送機制分析，整理出溫度極化係數表示式。

運用式(3.20)之熱通量關係式，將式(3.19)分別與式(3.16)、式(3.15)結合，並移項求得進料側與滲透側主流區域溫度關係式，可表示如下：

$$T_h = T_1 + \frac{H}{h_h}(T_1 - T_2) \quad (3.22)$$

$$T_c = T_2 - \frac{H}{h_c}(T_1 - T_2) \quad (3.23)$$

將式(3.22)與式(3.23)相減，即求得兩端主流區域溫度之差異：

$$\begin{aligned} T_h - T_c &= (T_1 - T_2) + \frac{H}{h_h}(T_1 - T_2) + \frac{H}{h_c}(T_1 - T_2) \\ &= \left(1 + \frac{H}{h_h} + \frac{H}{h_c}\right)(T_2 - T_1) \end{aligned} \quad (3.24)$$

將式(3.24)整理成薄膜表面溫度差異與主流區域溫度差異的比值，即可求得溫度極化係數(Temperature Polarization Coefficient, TPC)表示式：

$$\frac{T_1 - T_2}{T_h - T_c} = \tau_{temp} = \frac{h_h h_c}{h_h h_c + h_h H + h_c H} \quad (3.25)$$

一般而言，當溫度極化係數會介在 0~1 之間，若 TPC 越接近 1，表示薄膜表面溫度差異趨近於主流區域溫度差異，即於薄膜兩側之溫度極化層越小、則系統溫度極化現象較不明顯。薄膜表面溫度差異所產生的薄膜兩端之飽和蒸氣壓差，為質量傳遞的驅動力，理想狀況下的薄膜表面溫度差異極大值應等同於主流區域溫度差異，然而因系統內具有熱傳於質傳現象發生，迫使薄膜表面溫差小於主流區域溫差

本研究也會針對螺旋通道型系統進行溫度極化係數之計算，然而對於螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾模組，進料側與滲透側之長度不同，因此修正方式將於後面章節中說明。

3-2 螺旋通道型系統之螺旋因子納賽數經驗公式建立與模型

本研究藉由添加螺旋型檔板所形成之螺旋因子，透過白金漢 π 理論 (Buckingham Pi theorem) 整理出一納賽數經驗式，並利用實驗數據歸納出所有相關參數之影響，以增進探討內容的完整性與此設計應用於其他系統的適用性。

為了建立經驗公式，必須要考量到模組規格及流體性質，因此，所有關於影響薄膜蒸餾系統的參數，歸納整理成表 3-2-1，茲表示如下：

表 3-2-1 經驗式參數表

Symbol	Nomenclature	Dimensionless
L_h	channel length of feed side	L
L_c	channel length of permeate side	L
d_h	hydraulic diameter	L
ρ	fluid density	$\frac{M}{L^3}$
μ	fluid viscosity	$\frac{M}{L\theta}$
u	fluid velocity	$\frac{L}{\theta}$
k	thermal conductivity	$\frac{ML}{\theta^3T}$
C_p	specific heat	$\frac{L^2}{\theta^2T}$
h	convective coefficient	$\frac{M}{\theta^3T}$

由於需要考慮之條件眾多，本研究運用白金漢 Pi (Buckingham π theorem) 學說可將上述參數轉換成無因次群，本研究以 d_h ， u ， μ ， k 四個參數作為

基本共同變數，而將其他參數個別分配於 5 個無因次群當中，結果如下所示：

$$\pi_1 = \frac{L_h}{d_h}, \text{ 無因次進料側通道長度(channel length of feed side)} \quad (3.26)$$

$$\pi_2 = \frac{L_c}{d_h}, \text{ 無因次滲透側通道長度(channel length of permeate side)} \quad (3.27)$$

$$\pi_3 = \frac{\rho u d_h}{\mu} = Re, \text{ 雷諾數(Reynolds number)} \quad (3.28)$$

$$\pi_4 = \frac{\mu C_p}{k} = \frac{\frac{\mu}{\rho}}{\frac{k}{\rho C_p}} = \frac{\nu}{\alpha} = Pr, \text{ 普朗多數(Prandtl number)} \quad (3.29)$$

$$\pi_5 = \frac{h d_h}{k} = Nu, \text{ 納賽數(Nusselt number)} \quad (3.30)$$

將進料側與滲透側之通道長度納入納賽數關係式中，可表示為：

$$Nu = f\left(\frac{L_h}{d_h}, \frac{L_c}{d_h}, Re, Pr\right) \quad (3.31)$$

在式(3.31)中，囊括了不同流體、流動型態與兩側通道長度等所有因素，因此可將式(3.31)改寫成數學關係式，而當中的係數可經本研究利用實驗數據知整理將其定出：

$$Nu = a \left(\frac{L_h}{d_h}\right)^b \left(\frac{L_c}{d_h}\right)^c (Re)^d (Pr)^e \quad (3.32)$$

由於 Phattaranawik 等人提出既有之納賽數經驗公式^[59,60]可藉由搭配一

個係數，以反映出系統中增加其他增益因子時，對於納賽數的影響，而此係數基本上為螺旋因子的規格與型式之關係式，如式(3.33)與式(3.34)：

$$Nu^s = \alpha^s Nu_{laminar} \quad (3.33)$$

$$\alpha^s = f(\text{spiral wire specification}) \quad (3.34)$$

為了符合本研究以平板型之模擬基礎，既有之納賽數經驗公式之選擇，將採用 Phattaranawik 等人^[34]所使用之納賽數經驗公式如下：

$$Nu_{laminar} = 4.36 + \frac{0.036 \text{RePr}(d_h/L)}{1 + 0.011(\text{RePr}(d_h/L))^{0.8}} \quad (3.35)$$

在該文獻中，透過平板型直接接觸式模組之實驗，且對其進行簡單之熱傳阻力分析，利用不同納賽數經驗公式求得其實驗之熱對流係數，經理論與實驗之比對下，發現式(3.35)之經驗公式的理論值與實驗值之間相對誤差最小，約 6%，即代表此經驗公式適合應用於平板型薄膜蒸餾模組當中。

本研究中將套管型直接接觸式模組作為最基本型之操作系統，利用修正因子之概念，使得實驗能有效的減少需要之操作條件，如不同工作流體、工作流體之流動速度與工作流體之溫度，因此可將實驗注重於增加螺旋檔板之螺旋因子上，以較少之實驗數據求得此納賽數經驗公式(式(3.33))。

3-3 螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統一維理論模型之建立

本節將分別針對順流與逆流型式之套管型與螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統，其理論模式的建立進行研究，目的在於(1)建立系統的一維數學模式和建構完整的數值解析程序；(2)探討當系統操作在不同模組設計(螺旋型檔板之寬度不同)、不同流動型態(順流、逆流)與不同操作條件(體積流率、進口溫度)，並建立下列之基本假設：

- (1) 薄膜蒸餾系統操作於穩定狀態(steady-state)；
- (2) 系統流動狀態為層狀流動(Laminar flow)；
- (3) 流體於通道中達到全展開流動(fully develop)；
- (4) 系統內無能量生成與消耗；
- (5) 忽略濃度極化的影響^[37]；
- (6) 系統內部熱傳不受支撐層影響^[61]；
- (7) 忽略進料端與滲透端質量流率的變化；
- (8) 忽略入口長度(entrance length)效應；
- (9) 同心管的曲率減小相比厚度小的環狀面積，在螺旋通道的熱傳遞行為趨近在平面通道熱傳^[62]；

因此本研究將利用以上假設，建立平板型一維理論模型套入套管型與螺旋通道式模組進行模擬。

3-3-1 套管型與螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統一維理論模型

本研究之套管型與螺旋通道型直接接觸薄膜蒸餾系統，係利用中空壓克力管，管外徑為 0.0153m，於管表面打出大量小孔，範圍長度 20cm，每一個小孔直徑為 2mm，經由計算可得孔洞約占 68.8%之管面積，在於管上將多孔洞疏水性薄膜覆蓋於上層，將通道分隔為內與外兩側，即進料側與滲透側，且於進料側處加裝螺旋型檔板，如圖 3-3-1(a)、(b)所示，管外側即為進料測，而內側即為滲透側。由於是利用兩側液相物流因為溫度差而使薄膜兩端產生飽和蒸汽壓差，促使水蒸氣從進料側擴散至滲透側，進而讓進料側達到分離和純化之目的，於此同時也伴隨著熱量的傳遞，因此，進料側流體溫度隨著流動方向勢必隨之降低，而滲透側則隨之升高。

由於進料測與滲透側通道皆為環形區域利用 3-3 節之假設，忽略其圓管之曲率半徑，將其環型區域攤開，可視為兩長度相同但寬度不同之平板通道，因此本研究之理論模型將以平板型直接接觸式薄膜蒸餾系統為基礎進行建立。

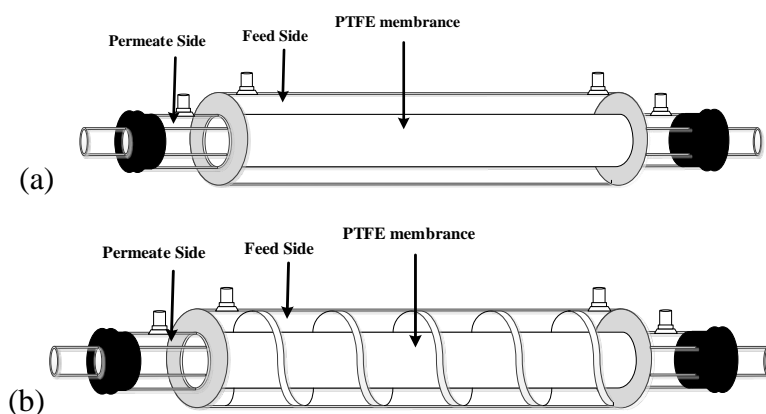


圖 3-3-1 直接接觸式模組示意圖 (a)套管型 (b)螺旋通道型

(1) 順流形式

依上述觀點以及基本假設，考慮一直接接觸式薄膜模組，其進料側與滲透側之通道長度分別為 L_h 與 L_c ，寬度為 W_h 與 W_c ，薄膜為厚度 δ_m 與兩端通道厚度皆為 D 之套管型與螺旋通道型順流式薄膜蒸餾模組，如圖 3-3-2(a) 與 (b) 所示，將流動方向定為 z 方向，並且分別對於進料側與滲透側進行能量平衡：

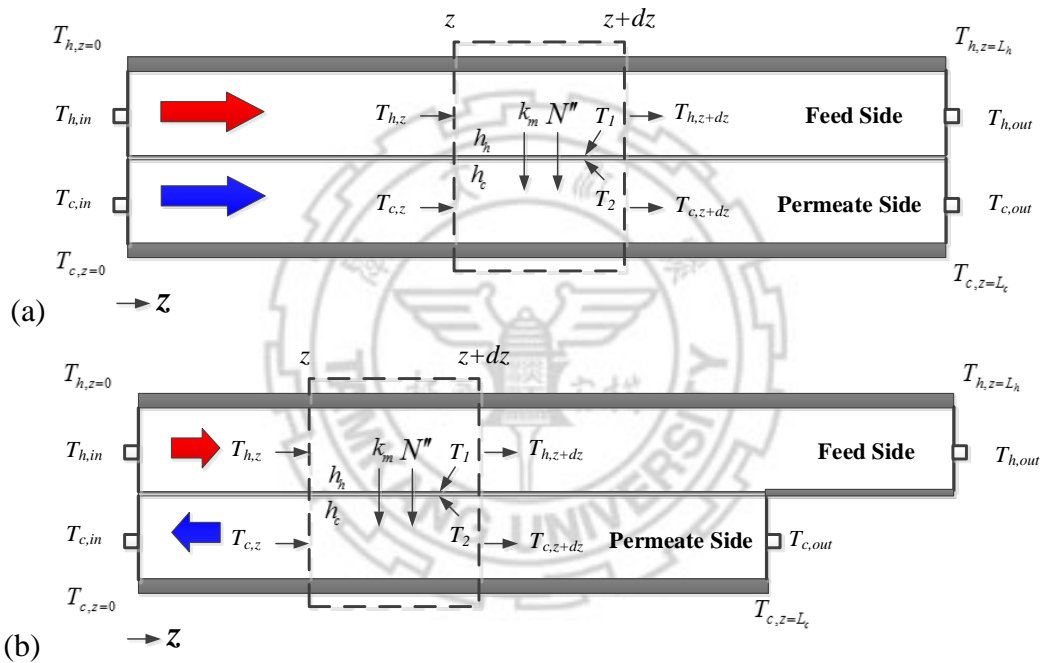


圖 3-3-2 順流操作直接接觸式薄膜蒸餾系統示意圖(a)套管型(b)螺旋通道型

由圖 3-3-2 可得之，無論是套管型還是螺旋通道型系統，其能量平衡方程式皆為式(3.36)與式(3.37)所表示：

$$\text{進料側：} \dot{m} C_{ph} T_{h,z+dz} = \dot{m} C_{ph} T_{h,z} - \left[N'' \lambda + \frac{k_m}{\delta_m} (T_1 - T_2) \right] W_h dz \quad (3.36)$$

$$\text{滲透側：} \dot{m} C_{pc} T_{c,z+dz} = \dot{m} C_{pc} T_{c,z} + \left[N'' \lambda + \frac{k_m}{\delta_m} (T_1 - T_2) \right] W_c dz \quad (3.37)$$

式(3.36)與式(3.37)移項整理，可改寫成：

$$\text{進料側：} \frac{dT_h}{dz} = \frac{-W_h}{\dot{m} C_{ph}} \left[N'' \lambda + \frac{k_m}{\delta_m} (T_1 - T_2) \right] \quad (3.38)$$

$$\text{滲透側：} \frac{dT_c}{dz} = \frac{W_c}{\dot{m} C_{pc}} \left[N'' \lambda + \frac{k_m}{\delta_m} (T_1 - T_2) \right] \quad (3.39)$$

將式(3.19)與式(3.25)代入至式(3.38)與式(3.39)中，即可求得一聯立常微分方程組，而此方程組即為進料側與滲透側之溫度統制方程式：

$$\text{進料側：} \frac{dT_h}{dz} = \frac{-W_h}{\dot{m} C_{ph}} H \tau_{temp} (T_h - T_c) \quad (3.40)$$

$$\text{滲透側：} \frac{dT_c}{dz} = \frac{W_c}{\dot{m} C_{pc}} H \tau_{temp} (T_h - T_c) \quad (3.41)$$

其中， \dot{m} 為質量流率； C_{ph} 與 C_{pc} 為流體的比熱。由於探討的系統之中，並非一般完美之平板系統，因此無法明確求得流體之徑向速度分佈，且為了配合一維模擬，便以整體的平均質量流率或體積流率表示之。在求得統制方程式之後，可利用 3-3 之基本假設，將套管型與螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統之熱傳與質傳可視為平板型直接接觸式薄膜蒸餾，且為了配合一維模擬，便以整體的平均質量流率或體積流率表示之。求得統制方程式之後，本研究運用四階的 Runge-kutta 方法求其數值解，配合不同起始條件，即進口溫度，以計算出薄膜蒸餾系統的溫度分佈情形，最後得到系統透膜通量的理論值，然而於螺旋通道型系統中所遇到無法使用 Runge-Kutta method 之問題，會於下一小節進而說明。

(2) 逆流形式

同樣依照上述觀點以及基本假設，考慮一直接接觸式薄膜模組，其進料側與滲透側之通道長度分別為 L_h 與 L_c ，寬度為 W_h 與 W_c ，薄膜為厚度 δ_m 與兩端通道厚度皆為 d 之套管型與螺旋通道型薄膜蒸餾模組，如圖 3-3-3(a)、(b)所示，將進料端流動方向定為 z 方向，對進料側與滲透側進行能量平衡：

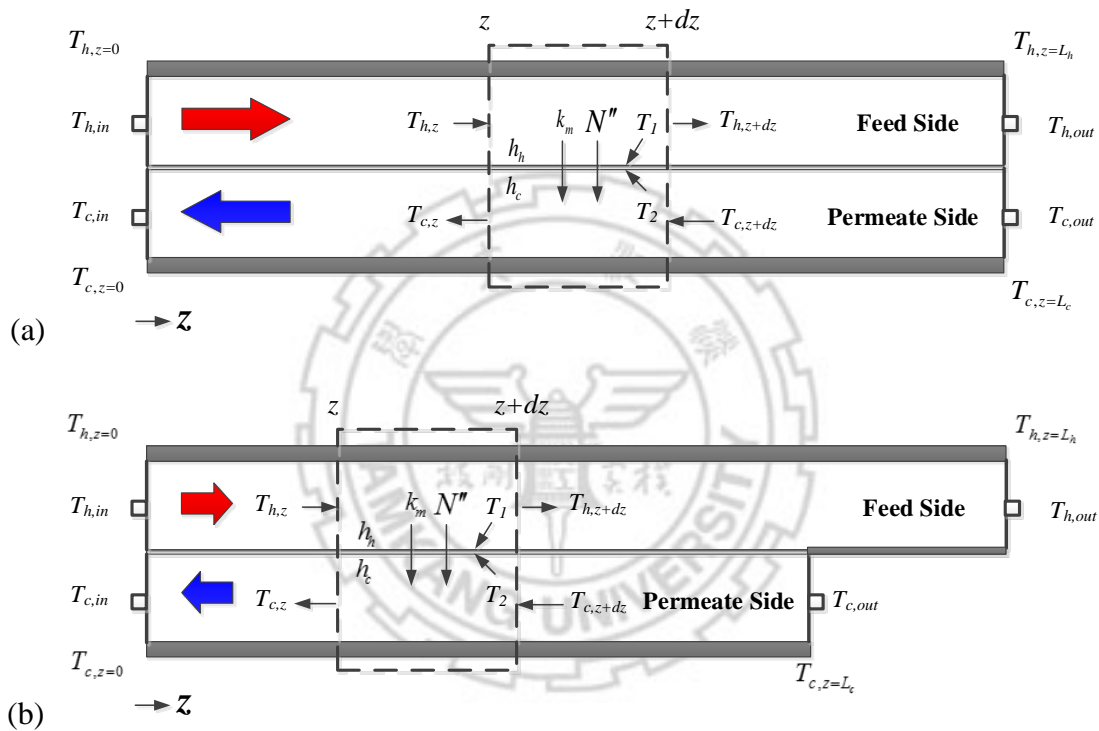


圖 3-3-3 逆流操作直接接觸式薄膜蒸餾系統示意圖(a)套管型(b)螺旋通道型

由圖 3-3-3 也可得之，無論是套管型還是螺旋通道型系統，其能量平衡方程式皆為式(3.42)與式(3.43)所表示：

$$\text{進料側：} \dot{m} \cdot C_{ph} T_{h,z+dz} = \dot{m} C_{ph} T_{h,z} - \left[N'' \lambda + \frac{k_m}{\delta_m} (T_1 - T_2) \right] W_h dz \quad (3.42)$$

$$\text{滲透側：} \dot{m} C_{pc} T_{c,z+dz} = \dot{m} C_{pc} T_{c,z} - \left[N'' \lambda + \frac{k_m}{\delta_m} (T_1 - T_2) \right] W_c dz \quad (3.43)$$

式(3.42)與式(3.43)移項整理，可改寫成：

$$\text{進料側：} \quad \frac{dT_h}{dz} = \frac{-W_h}{\dot{m} C_{ph}} \left[N'' \lambda + \frac{k_m}{\delta_m} (T_1 - T_2) \right] \quad (3.44)$$

$$\text{滲透側：} \quad \frac{dT_c}{dz} = \frac{-W_c}{\dot{m} C_{pc}} \left[N'' \lambda + \frac{k_m}{\delta_m} (T_1 - T_2) \right] \quad (3.45)$$

將式(3.19)與式(3.25)代入至式(3.44)與式(3.45)中，可求得溫度統制方程式：

$$\text{進料側：} \quad \frac{dT_h}{dz} = \frac{-W_h}{\dot{m} C_{ph}} H \tau_{temp} (T_h - T_c) \quad (3.46)$$

$$\text{滲透側：} \quad \frac{dT_c}{dz} = \frac{-W_c}{\dot{m} C_{pc}} H \tau_{temp} (T_h - T_c) \quad (3.47)$$

此處同樣利用四階的 Runge-kutta 方法求其數值解，但由於沒有滲透側於 $z=0$ 之初始條件，僅知 $z=L$ 處之條件為設定的進口溫度，遂引入 Shooting method 的計算方式，方能求得系統溫度分佈，進而得知理論透膜通量。

3-3-2 理論數據取得與計算分析流程-朗吉庫塔數值解析與高斯正交轉換

朗吉庫塔法是一種在工程上應用於具有初始值(initial value)之常微分方程組的高精確度演算法，其求解過程只需用到上一步驟的計算值，與上一個步驟之前的資料無關，屬於單步法(single-step method)的一種。因為初始條件為已知，故可以由起始值一點一點地求出其後各點的數值，所以此種方法也稱為自我啟動(self-starting)。而其理論基礎來自於泰勒公式(Taylor's formula)和使用斜率近似表示微分式，它在積分區間多預計算出幾個點的斜率，然後進行加權平均，作為下一點的依據，因此建構出了高精

確度的數值積分計算方法，但缺點為導函數計算次數太多，亦會造成局部截尾誤差(truncation error)，因此通常採用積分步幅較小且階數小於五之朗吉庫塔法。本研究所用之數值方法為四階的朗吉庫塔法，其優點為程式較為簡單、模擬之計算誤差小，且改變積分步幅容易故選擇之，其計算公式如下：

$$y_{i+1} = y_i + \frac{h}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) ; i = 0, 1, 2 \dots i = N_n \quad (3.48)$$

其中，下一個值 y_{i+1} 由現在的值 y_i 和計算間隔 h 與估算的加權平均斜率的乘積相加決定，這些斜率分別為：(1) k_1 ：是計算間隔段開始時的斜率；(2) k_2 ：計算間隔段中點的斜率，利用尤拉法(Euler method)以斜率 k_1 來決定 y 在點 $x_i + h/2$ 的值；(3) k_3 ：亦為計算間隔段中點的斜率，但以斜率 k_2 決定 y 值；(4) k_4 ：計算間隔段終點的斜率，其 y 值以 k_3 決定。斜率 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 可以下列表示式計算

$$k_1 = f(x_i, y_i) \quad (3.49a)$$

$$k_2 = f\left(x_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{1}{2}k_1\right) \quad (3.49b)$$

$$k_3 = f\left(x_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{1}{2}k_2\right) \quad (3.49c)$$

$$k_4 = f(x_i + h, y_i + k_3) \quad (3.49d)$$

(A) 套管型直接接觸式薄膜蒸餾系統之計算

利用 3-3-1 節求得之直接接觸式薄膜蒸餾一維數學模型，說明其運算過程，將四階的朗吉庫塔法應用於式(3.40)、(3.41)及式(3.46)、(3.47)之聯

立常微分方程組時，可依式(3.49a)至式(3.49d)寫出常微分方程式之斜率表

示式：

進料側：

$$k_{h1} = f_c(T_h, T_c) \quad (3.50a)$$

$$k_{h2} = f_h\left(T_h + \frac{h}{2}k_{h1}, T_c + \frac{h}{2}k_{c1}\right) \quad (3.50b)$$

$$k_{h3} = f_h\left(T_h + \frac{h}{2}k_{h2}, T_c + \frac{h}{2}k_{c2}\right) \quad (3.50c)$$

$$k_{h4} = f_h(T_h + hk_{h3}, T_c + hk_{c3}) \quad (3.50d)$$

滲透側：

$$k_{c1} = f_c(T_h, T_c) \quad (3.51a)$$

$$k_{c2} = f_c\left(T_h + \frac{h}{2}k_{h1}, T_c + \frac{h}{2}k_{c1}\right) \quad (3.51b)$$

$$k_{c3} = f_c\left(T_h + \frac{h}{2}k_{h2}, T_c + \frac{h}{2}k_{c2}\right) \quad (3.51c)$$

$$k_{c4} = f_c(T_h + hk_{h3}, T_c + hk_{c3}) \quad (3.51d)$$

將數值代入式(3.50a)至式(3.51d)，求得計算間隔各點之斜率後，將其加

權平均，即可得到下一個計算步幅的溫度為：

$$T_{h,i+1} = T_{h,i} + \frac{h}{6}(k_{h1} + 2k_{h2} + 2k_{h3} + k_{h4}) ; i = 0, 1, 2 \cdots i = N_n \quad (3.52)$$

$$T_{c,i+1} = T_{c,i} + \frac{h}{6}(k_{c1} + 2k_{c2} + 2k_{c3} + k_{c4}) ; i = 0, 1, 2 \cdots i = N_n \quad (3.53)$$

本研究所使用之計算步幅 $h = 2 \times 10^{-6}$ 。使用朗吉庫塔法求解的示意圖如圖

3-3-4(a)、(b)所示，運算流程如圖 3-3-14 與圖 3-3-15 所示。

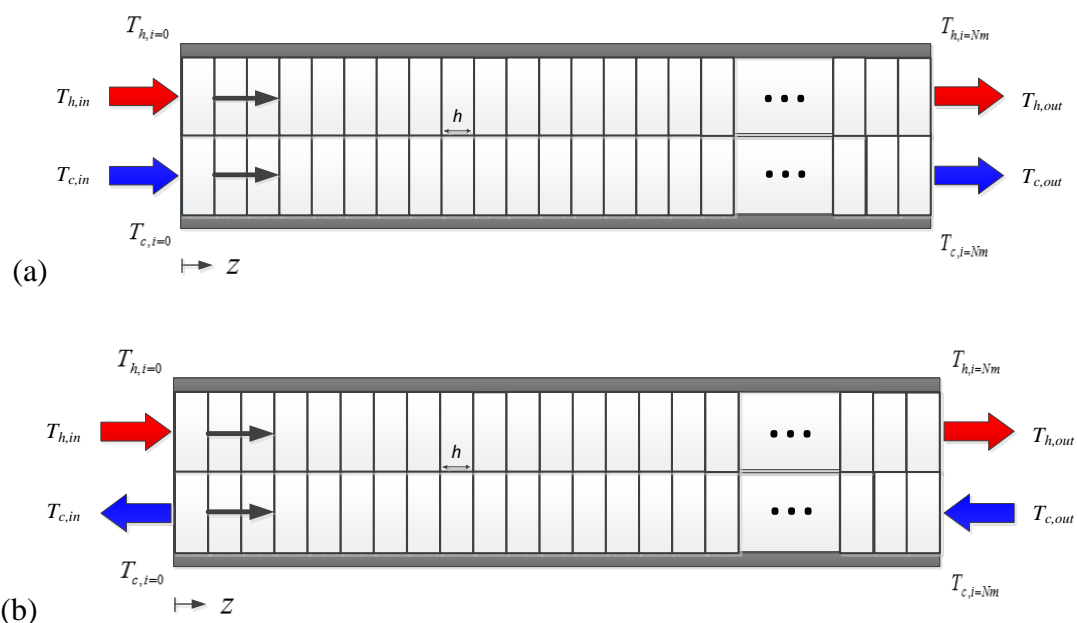


圖 3-3-4 朗吉庫塔法求解聯立方程組之計算示意圖(a)順流(b)逆流

(B) 螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統之計算

如果將螺旋型直接接觸式模組以圖 3-3-4 方式畫出使用朗吉庫塔法計算之示意圖，圖 3-3-5 為實際模組之步幅示意圖，虛線為進料側之步幅，實線為滲透側之步幅，可以發現，在相同步幅下，由於模組中加裝了螺旋型擋板，增加了進料側之長度，因此若將圖 3-3-5 轉換至平板系統中，其聯立方程組解之計算示意圖則為圖 3-3-6 所示：

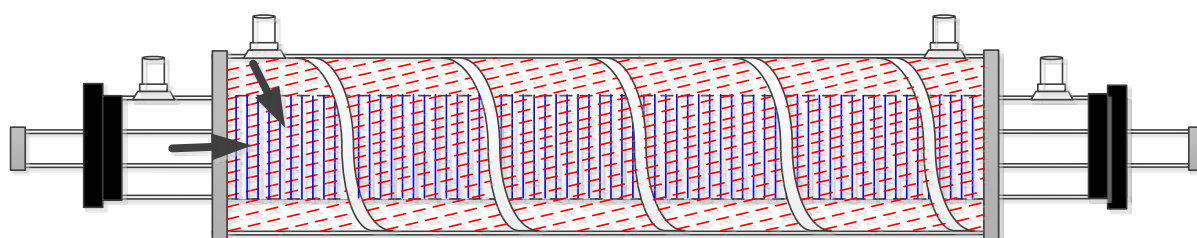


圖 3-3-5 朗吉庫塔法之步幅於實際螺旋通道型模組之示意圖

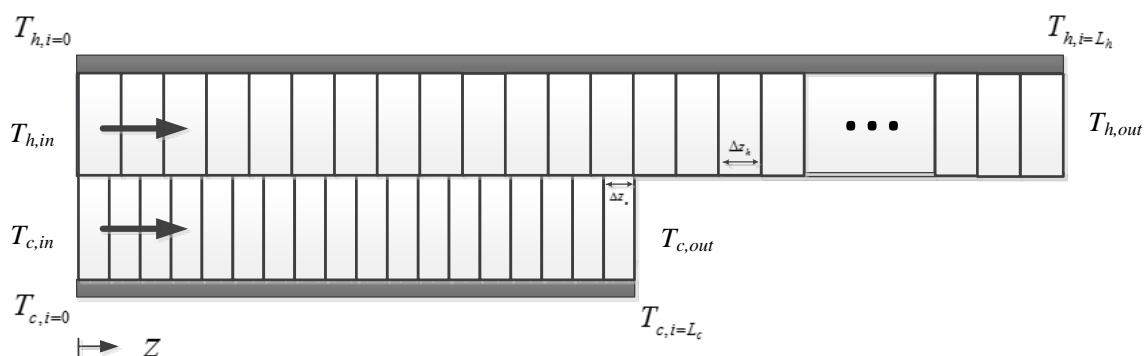


圖 3-3-6 朗吉庫塔法求解聯立方程組之計算示意圖

在螺旋通道型直接接觸式模薄蒸餾模組中，若取相同步幅 h 時，其進料側與滲透側之總步幅將無法對應，若在進料側與滲透側取相同總數之步幅則在進料側之步幅 Δz_h 與滲透側之步幅 Δz_c 將不會相等，如圖 3-3-6 所示，因此將無法正常使用朗吉庫塔法進行聯立方程組之計算。

本研究為了將一維數學模型與朗吉庫塔計算方式套用至螺旋型直接接觸式薄膜蒸餾系統內，將系統修正至可使用朗吉庫塔法進行數值解，因此帶入了高斯正交轉換的方法進行模組的修正。

高斯正交法由 Carl Friedrich Gauss 所提出，本使用目的為將一積分函數從原本的積分上下限 $[a, b]$ ，經由高斯正交轉換法將積分上下限轉換為 $[-1, 1]$ ，借由這個方式，修正積分函數，使得計算化簡且可能到較精確之數值，本研究將利用高斯正交法之式(3.54)與式(3.55)套用至螺旋通道型直接接觸式模組，即可修正系統之進料側與滲透側，其修正結果如圖 3-3-7 所示：

$$z = z_o + \frac{z_i - z_o}{2}(\xi_i + 1) \quad (3.54)$$

$$\xi_i = \frac{2(z - z_o)}{z_i - z_o} - 1 \quad (3.55)$$

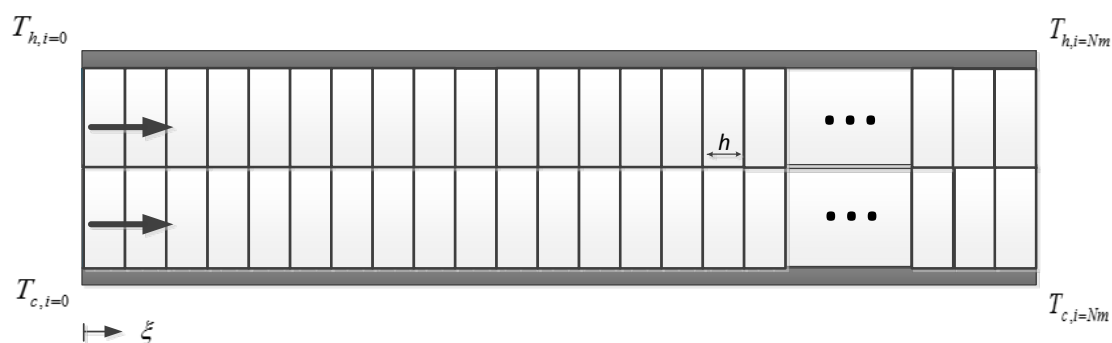


圖 3-3-7 修正後之朗吉庫塔法求解聯立方程組之計算示意圖

利用新修正之統制方程式，即可相同利用 Runge-kutta method 的數值計算方式配合本節前段所敘述的方式，利用式(3.53)、式(3.54)，計算出新座標之螺旋通道型系統的各個步幅溫度。

本研究為建立一維理論數學模型，因此流體於系統內被假設只具有單方向之溫度分布與單方向之速度分布，若在平板型系統內，進料側與滲透側具有一對一熱量與質量之傳遞性質，反觀螺旋通道型之系統(如圖 3-3-5 所示)滲透側之工作流體會與進料側之流體產生一對多熱量與質量之傳遞，因此若使用一般朗吉庫塔法求得之溫度變化並無法有效描述螺旋通道型系統，因此我們採用計算進料側平均溫度的方式搭配朗吉庫塔法進行溫度的修正。

在此以螺旋型檔板之寬度 2cm 來說明，朗吉庫塔法之步幅設定為 1000 即為 $h=0.002$ ，而 2cm 之螺旋型檔板可有效使進料側之流體沿著通道在薄

膜管表面流動 8 圈之距離，其系統簡單示意圖如圖 3-3-8 所示，其虛線為進料側之一步幅點，實線為滲透側之一步幅點，可得知滲透端之一步幅點所接觸到的進料端步幅點為 1 圈螺旋型通道距離。

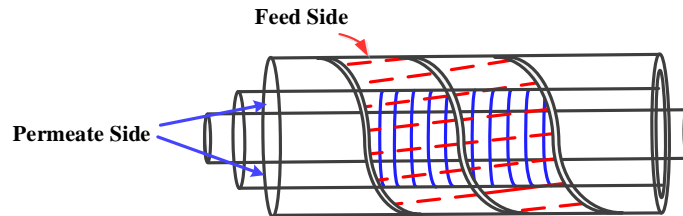


圖 3-3-8 螺旋通道形系統之計算簡單示意圖

因此可以先計算出，於進料側之 1 圈的總步幅數，即是 $1000/8=125$ 點步幅。

計算方式與步驟則為：

- (1) 利用朗吉庫塔法計算前 125 點步幅各個進料側與滲透側溫度，此處計算出之溫度，進料端以 $T_{h1,g}$ 到 $T_{h125,g}$ 代表，滲透端以 $T_{c1,g}$ 到 $T_{c125,g}$ 代表，如圖 3-3-9 所示。

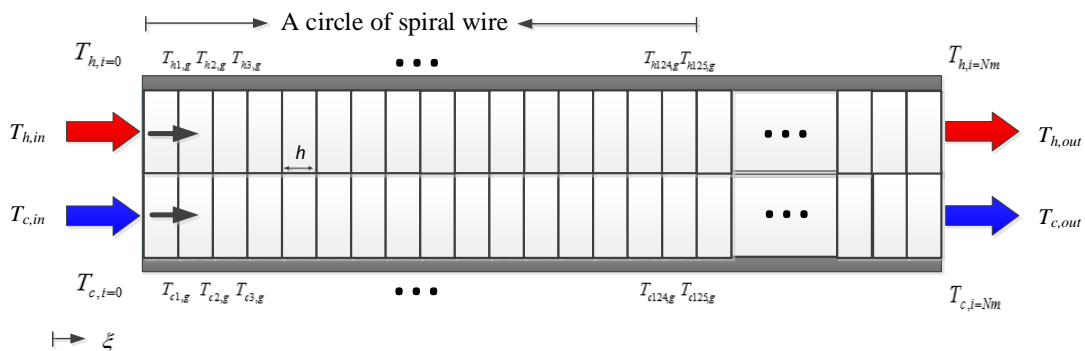


圖 3-3-9 螺旋通道型系統計算方式(1)

(2) 由於滲透側之接觸點為 1 步幅對 125 步幅，因此將進料側前 125 點步幅距離中計算出實際第 1 點步幅所代表之平均溫度，即為

$$\frac{T_{h1,g} + \dots + T_{h125,g}}{125} = T_{h1,r} \text{ , 如圖 3-3-10 所示。}$$

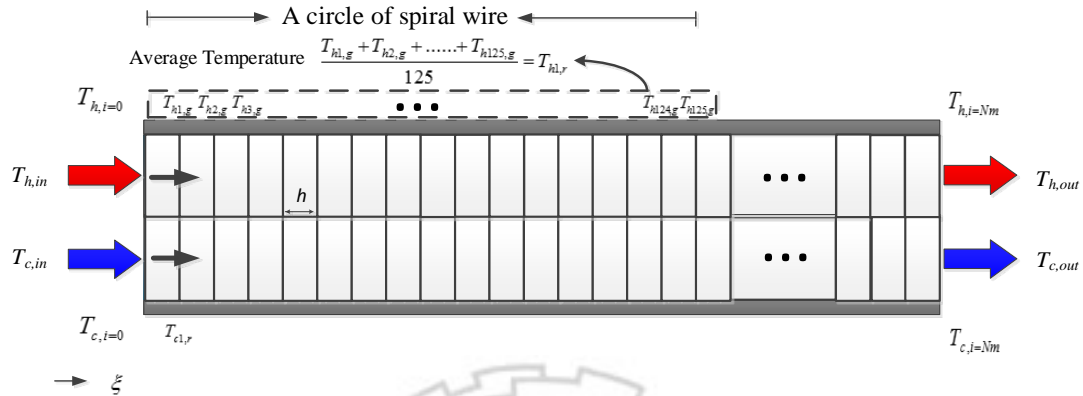


圖 3-3-10 螺旋通道型系統計算方式(2)

(3) 利用 $T_{h1,r}$ 、 $T_{c1,g} = T_{c1,r}$ 做為實際第 1 步幅之已知條件，重複上步驟進行第 1

點後之各步幅溫度之計算，如圖 3-3-11 所示。

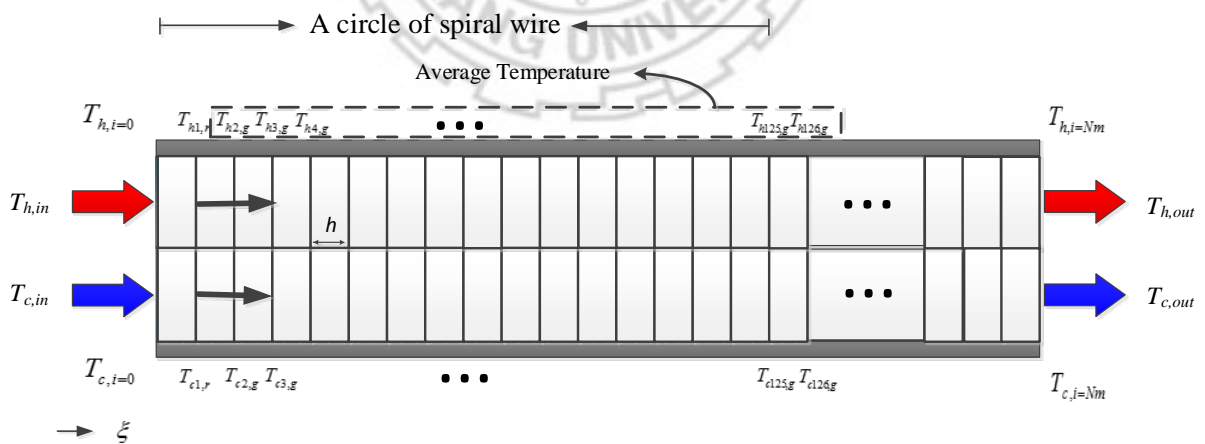


圖 3-3-11 螺旋通道型系統計算方式(3)

運算流程如圖 3-3-16 與圖 3-3-17 所示。

3-3-3 實驗數據之取得與分析計算流程

納賽數經驗公式模型決定後，首先必須取得實驗數據，然而，根據 Chen 等人^[42]的研究結果得知，使用平板型模組操作於順流狀態時，薄膜表面會隨流體流動方向位置的不同而有一溫度分佈，導致膜面溫差逐漸縮小，而此情況取得之數據，會導致經驗式有所誤差，但依熱傳觀點而言，倘若將模組操作於逆流狀態時，雖然薄膜表面仍會有一溫度分佈，其膜面溫差卻能保持一定差距，如此可消彌平板型模組膜面溫差不一致之疑慮，如圖 3-3-12 所示。因此，本研究將以套管型與螺旋通道型模組操作於順、逆流狀況之下，配合不同操作變因以取得實驗數據，並透過 3-1 節中的熱量、質量傳送機制分析求得之關係式，推算出熱對流係數。

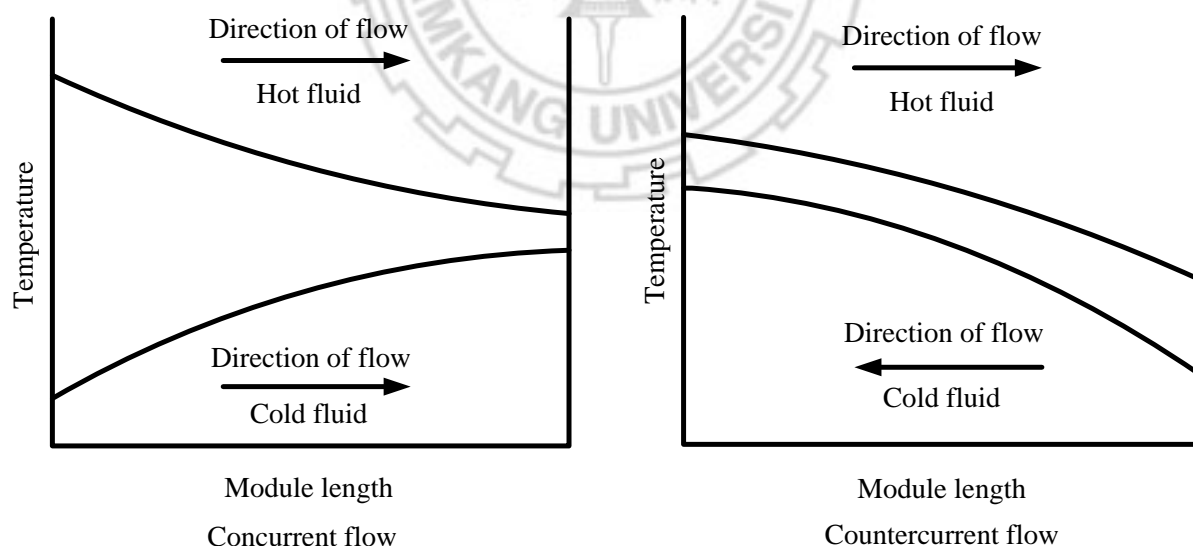


圖 3-3-12 不同操作流態之溫度分佈示意圖

為從實驗數據估算出熱對流係數，本研究計算方式將依據圖 3-3-6 計算流程進行，經由實驗獲得透膜通量(N_{exp}'')與進料側、滲透側通道之進、出口

溫度($T_{h,in}, T_{h,out}, T_{c,in}, T_{c,out}$)之後，將以對數平均溫度($T_{h,ln}, T_{c,ln}$)代表熱側與冷側

主流區域溫度：

$$T_{h,ln} = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{\ln(T_{h,in} / T_{h,out})} \quad (3.56)$$

$$T_{c,ln} = \frac{T_{c,in} - T_{c,out}}{\ln(T_{c,in} / T_{c,out})} \quad (3.57)$$

為求得膜面溫度，便可透過式(3.15)、(3.16)、(3.19)，移項改寫成薄膜表面

溫度表示式：

$$T_1 = \frac{h_h T_{h,ln} + HT_2}{h_h + H} \quad (3.58)$$

$$T_2 = \frac{h_c T_{c,ln} + HT_1}{h_c + H} \quad (3.59)$$

將式(3.58)與式(3.59)等號右側的薄膜表面溫度，先以式(3.56)與式(3.57)求得之主流區域溫度代入，同時假設一熱對流係數 h_h ，並輸入相關已知參數($x_{NaCl}, \lambda, \rho, \mu, Cp, k_m, h_c, \text{etc.}$)，遂取得薄膜表面溫度初始猜測值，如式(3.60)

與式(3.61)：

$$T_1^{n=0} = \frac{h_h T_{h,ln} + HT_{c,ln}}{h_h + H} \quad (3.60)$$

$$T_2^{n=0} = \frac{h_c T_{c,ln} + HT_{h,ln}}{h_c + H} \quad (3.61)$$

此時進行疊代運算，同樣運用式(3.58)與式(3.59)，代入上述求得之初始猜

測值，以計算新的膜面溫度，如式(3.62)與式(3.63)：

$$T_1^{n+1} = \frac{h_h T_h^n + HT_2^n}{h_h + H} \quad (3.62)$$

$$T_2^{n+1} = \frac{h_c T_c^n + HT_1^n}{h_c + H} \quad (3.63)$$

其中 n 代表疊代次數，並運算至兩者變化程度皆小於千分之一時，即求得理論薄膜表面溫度，經由式(3.6)計算出理論透膜通量，再與實驗透膜通量相比較，即可求得具有不同擾流促進因子下熱側的熱對流係數。求得所有不同設計條件下的進料端熱對流係數之後，即運算出相關參數，如質傳有效面積、無因次水力直徑、雷諾數、普朗多數與納賽數，將上述數值利用數值分析軟體，進行回歸處理方能求得式(3.33)中各未定係數之值。



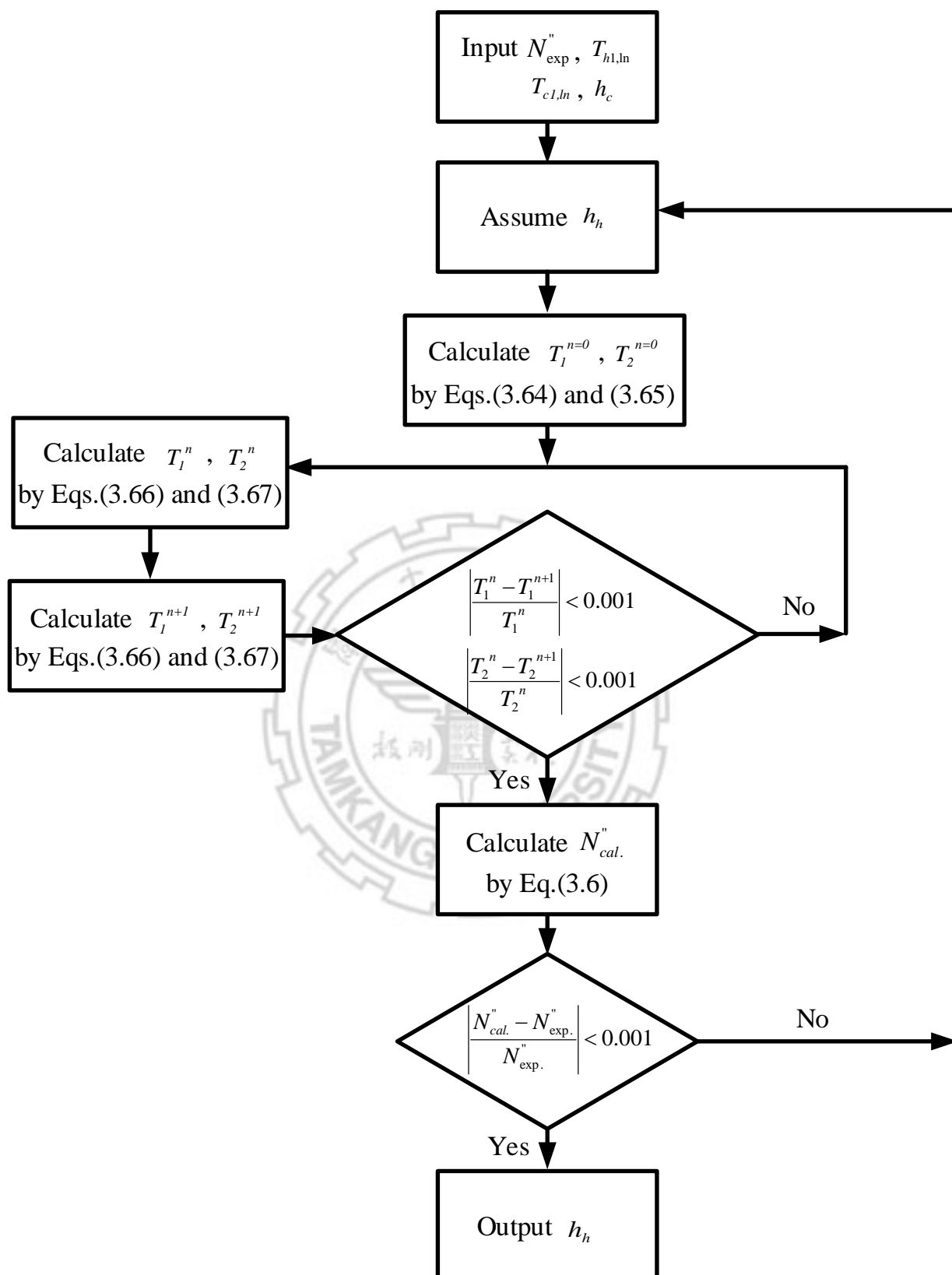


圖 3-3-13 熱對流係數運算流程圖

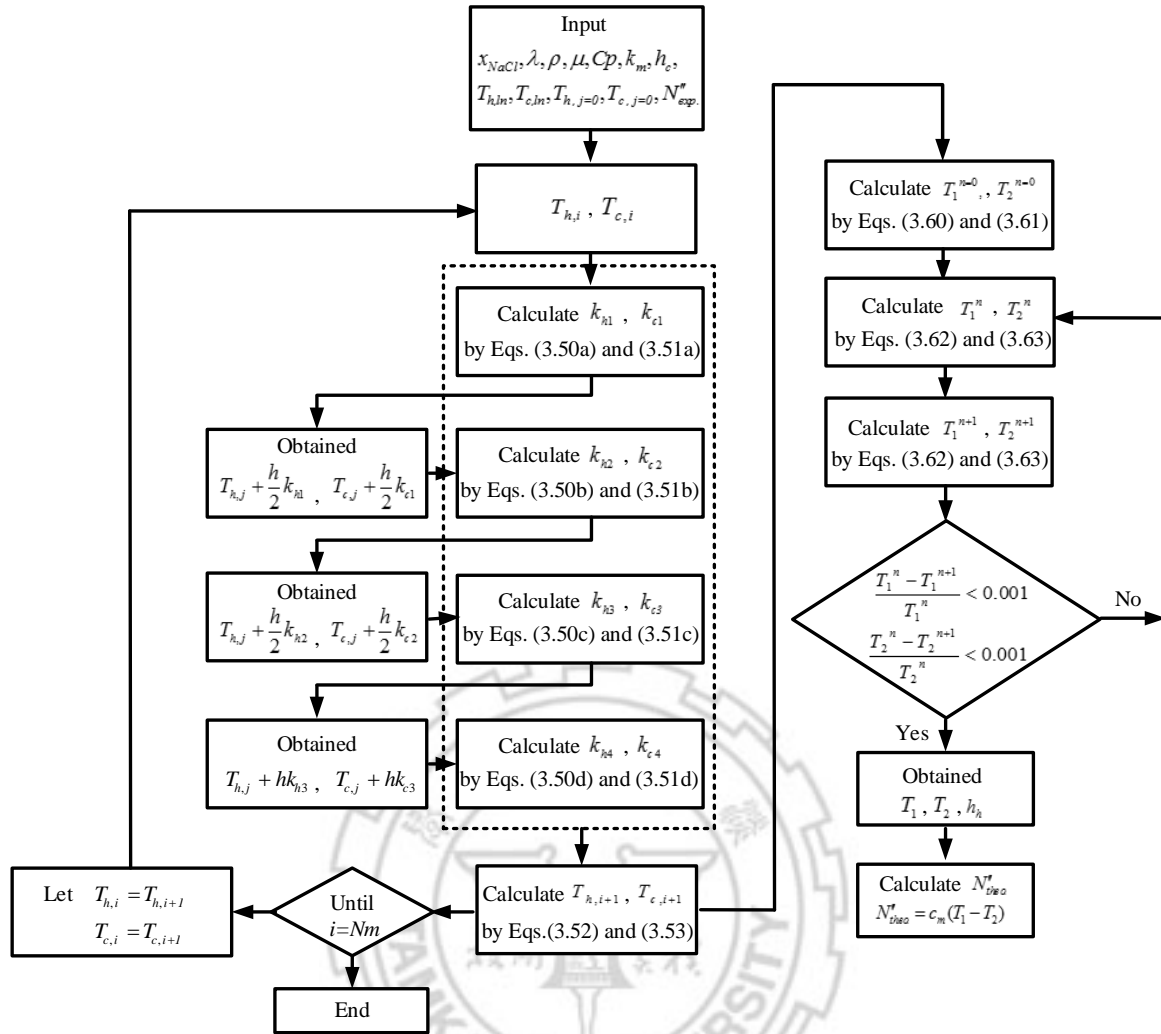


圖 3-3-14 順流套管型薄膜蒸餾系統運算流程圖

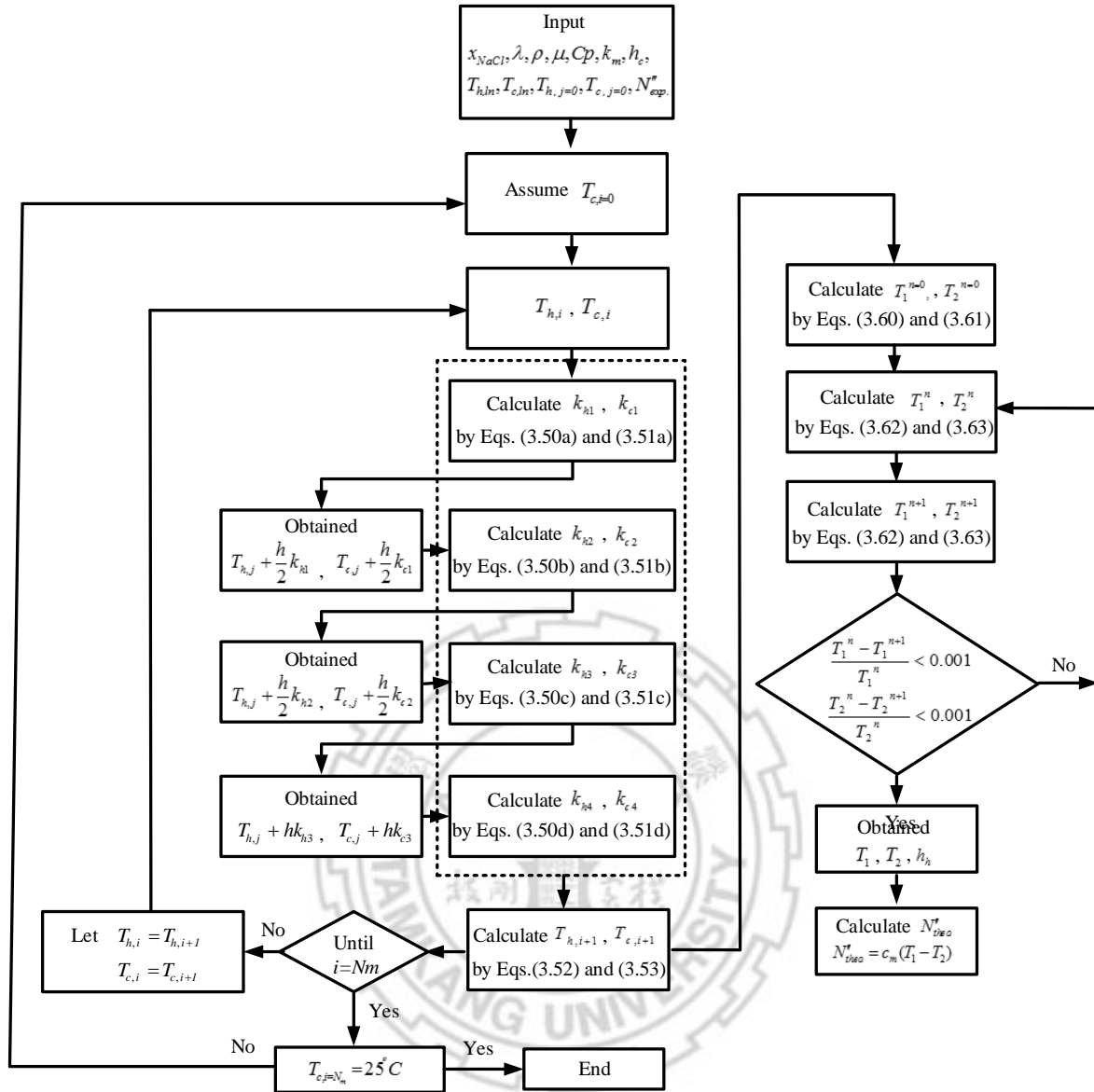


圖 3-3-15 逆流套管型薄膜蒸餾系統運算流程圖

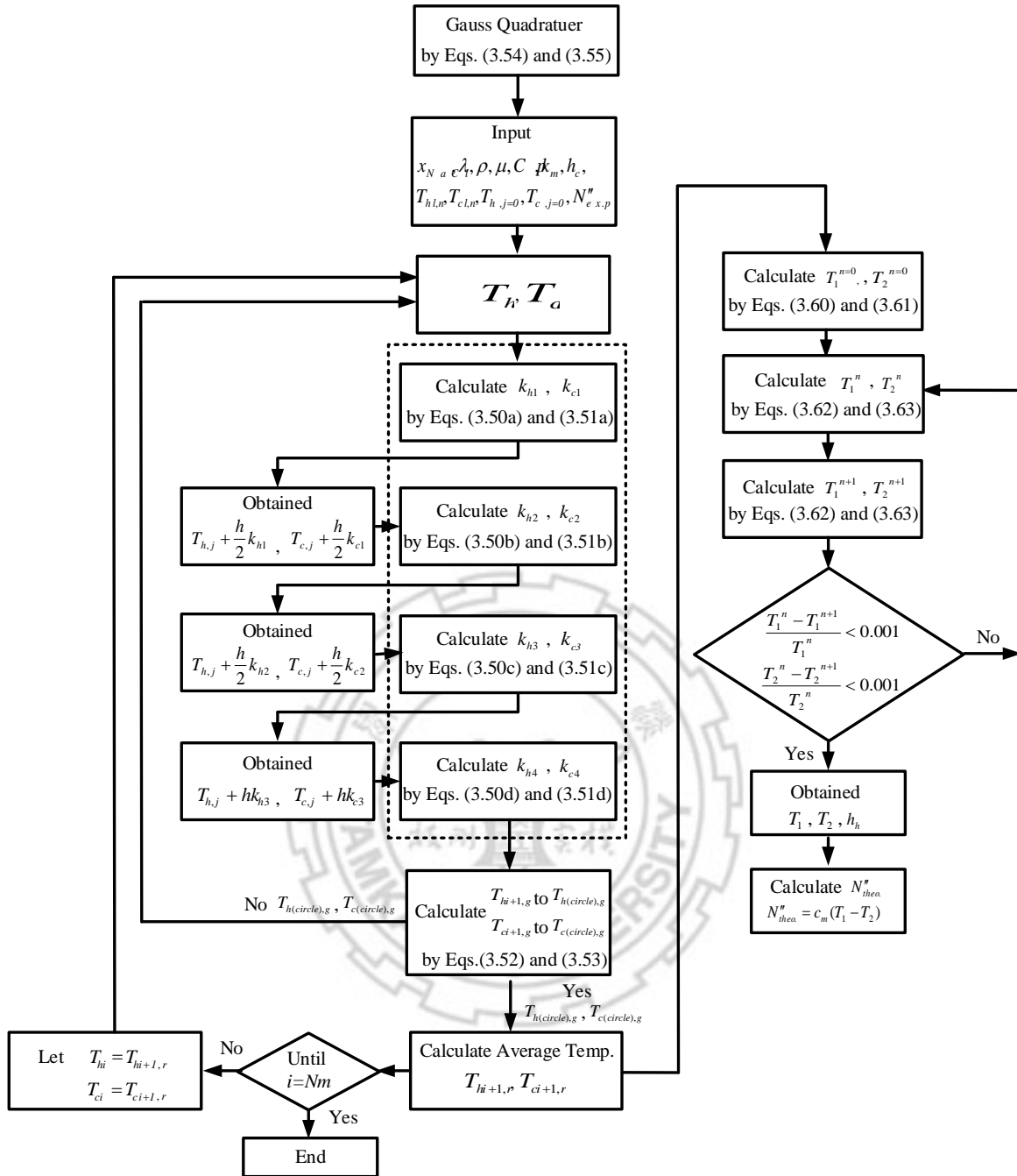


圖 3-3-16 順流螺旋通道型薄膜蒸餾系統運算流程圖

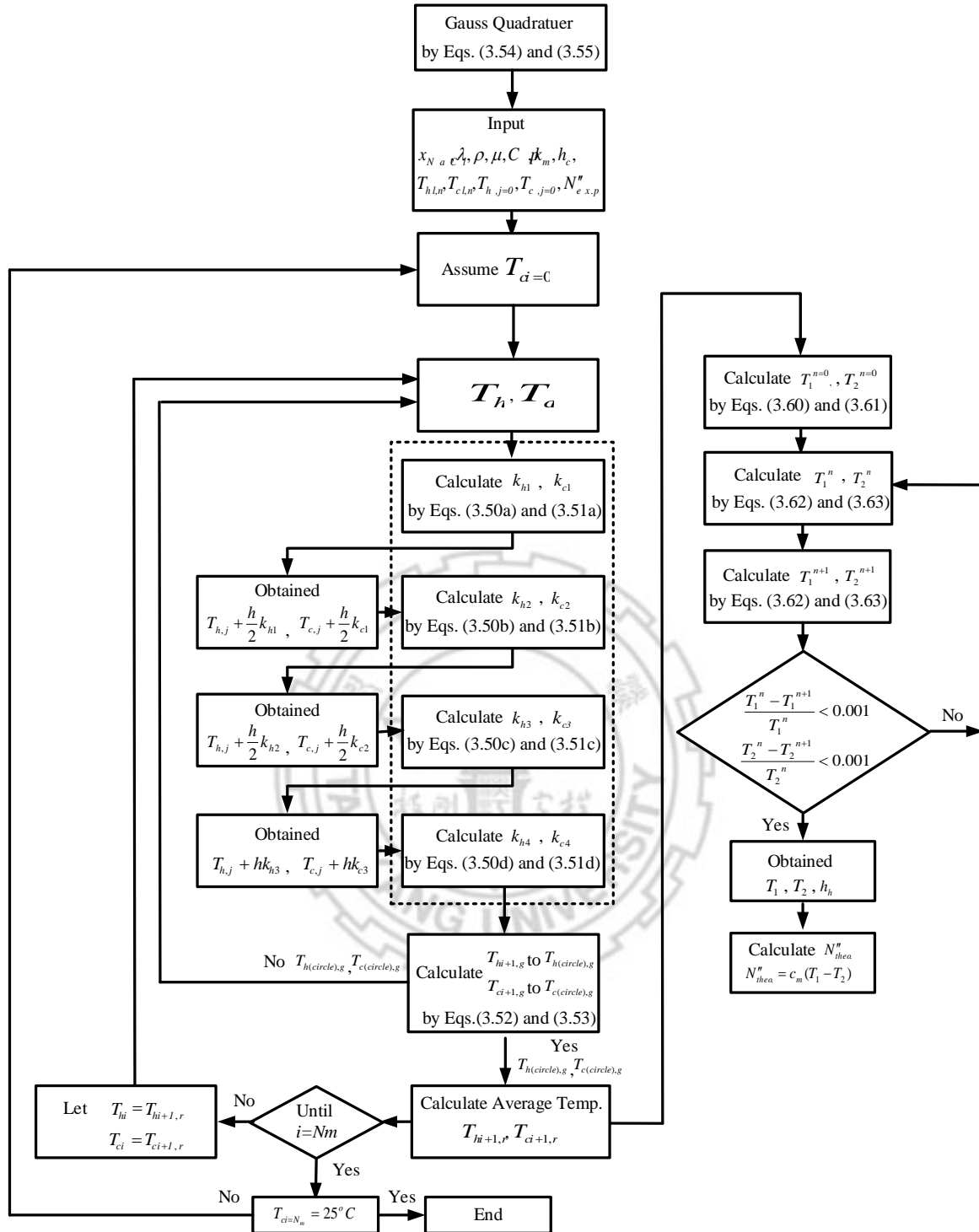


圖 3-3-17 逆流螺旋通道型薄膜蒸餾系統運算流程圖

3-4 系統水力損耗

工作流體於系統內部流動時，流體因摩擦力造成的動力學之能量消耗，稱之為水力耗損，而水力耗損提升則會使得流體輸送時，輸送設備消耗之能源增加，因此水力耗損也為一很重要之經濟考量因素。

本研究中，針對螺旋通道型直接接觸式模組進行水力耗損之計算，在不考慮管線及閥件摩擦所產生之水力耗損，其計算方式為：

$$H_{lost} = \sum_1^4 \dot{m}_1 \ell w_{f,h} + \sum_1^4 \dot{m}_1 \ell w_{f,c} = \sum_1^4 Q_h \rho_h \ell w_{f,h} + \sum_1^4 Q_c \rho_c \ell w_{f,c} \quad (3.64)$$

其中， Q_h 、 Q_c 分別為進料側與滲透側之流體體積流率； \dot{m}_1 為質量流率； ρ_{hl} 、 ρ_{cl} 為進料側與滲透側之流體密度。

式(3.68)中，通道造成之摩擦損失可由學者 Welty 等人^[63]所提出之公式計算獲得，如下所示：

$$\ell w_{f,h} = \frac{2f_{F,h} \bar{v}_h^2 L_h}{d_{h,h}}, \quad \ell w_{f,c} = \frac{2f_{F,c} \bar{v}_c^2 L_c}{d_{h,c}} \quad (3.65)$$

其中 $f_{F,h}$ 、 $f_{F,c}$ 分別為進料側與滲透側通道壁面之泛寧摩擦因子(fanning fraction factor)； \bar{v}_h 、 \bar{v}_c 為進料側與滲透側之平均流速； L_h 、 L_c 分別為進料側與滲透側通道長度； $d_{h,h}$ 、 $d_{h,c}$ 為進料側與滲透側相當管徑；。當流體為層流狀態時，其泛寧摩擦因子可表示為^[64]：

$$f_{F,h} = \frac{C}{\text{Re}_h}, \quad f_{F,c} = \frac{C}{\text{Re}_c} \quad (3.66)$$

$$C = 24(1 - 1.3553\alpha + 1.9467\alpha^2 - 1.7012\alpha^3 + 0.9564\alpha^4 - 0.2537\alpha^5) \quad (3.67)$$

$$\alpha = D/W \quad (3.68)$$

其中， D 為流體通道之厚度； W 為流體通道之寬度；而 $0 < D/W \leq 1$ ，若超過此範圍則 $0 < W/D \leq 1$

上式中，熱側與冷側流體之雷諾數(Reynold number)定義如下：

$$\text{Re}_h = \frac{\rho_h \bar{v}_h d_{h,h}}{\mu_h}, \quad \text{Re}_c = \frac{\rho_c \bar{v}_c d_{h,c}}{\mu_c} \quad (3.69)$$

兩端之相當管徑則利用一般相當水利直徑之算法，如下所示：

$$d_{h,h} = \frac{4D_h W_h}{2(D_h + W_h)}, \quad d_{h,c} = \frac{4D_c W_c}{2(D_c + W_c)} \quad (3.70)$$

其中， D_h 、 D_c 代表進料側與滲透側之通道厚度； W_h 、 W_c 代表進料側與滲透側之通道寬度。由式(3.73)及(3.74)亦可求得流體進入流體通道中，流體之流動曲線欲發展成完全層狀流動所需之進口長度(entrance length)，其表示如下^[65]：

$$Le_h = 0.035 \text{Re}_h d_{h,h}, \quad Le_c = 0.035 \text{Re}_c d_{h,c} \quad (3.71)$$

但以本研究模擬系統而言，由於進口長度遠小於流體通道長度，因此可忽略通道進口端之效應。

3-5 數學模擬參數之設定

本研究針對套管型與螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統的模擬參數整理如下列表所式：

表 3-5-1 模組相關參數

Parameter	Value
進料端有效流體通道長度 (L_h)	0.2 m、0.32 m、0.44 m
滲透端有效流體通道長度 (L_c)	0.2 m
進料端有效流體通道寬度 (W_h)	套管模組：0.015 m 具螺旋檔板模組：0.02 m、0.03 m
滲透端有效流體通道寬度 (W_c)	0.009 m
通道高度 (d)	0.002 m

表 3-5-2 疏水性薄膜(聚四氟乙烯+聚丙烯複合膜)相關參數

Parameter	Value
薄膜厚度(δ_m)	130 μm
薄膜孔洞半徑(r)	0.1 μm
薄膜淨孔率(ε)	0.72

表 3-5-3 流體相關參數

Parameter	Value
進料端進口溫度($T_{h,in}$)	45, 50, 55, 60 °C
滲透端進口溫度($T_{c,in}$)	25 °C
流體平均流速(\bar{v}) (分別於體積流率 0.3、0.5、0.7、0.8 下)	套管模組： 0.0045, 0.0767, 0.1073, 0.1227 m/s 具有 2cm 螺旋之檔板模組： 0.1250, 0.2083, 0.2917, 0.3333 m/s 具有 3cm 螺旋之檔板模組： 0.0833, 0.1389, 0.1944, 0.2222 m/s
活性係數(a_w)	0.993256
純水於鹽水溶液之莫耳分率(x_w)	0.988952
氯化鈉重量莫耳濃度(m)	0.621 mol/kg
氯化鈉比重(ρ_{NaCl})	2170 kg/m ³
純水分子量(M_w)	0.018 kg/mol
氣體常數(R)	8.3143 (J/(mol K))

表 3-5-4 流體相關參數式^[66.67.68.69]

Parameter	Value
純水比熱 J/(kg °C) (16.85 °C < T < 96.85 °C)	$C_{P,b} = 1000(6.18507 - 0.0159(T + 273.15) + 3.99 \times 10^{-5}(T + 273.15)^2 - 3.06 \times 10^{-8}(T + 273.15)^3)$
鹽水比熱 J/(kg °C) (0.5 < m (mol/kg) < 6)	$C_{P,a} = 4144.4574 - 241.35681m + 16.47156m^2$
純水蒸發潛熱 J/kg (16.85 °C < T < 96.85 °C)	$\lambda = 1000(3167.95 - 2.43(T + 273.15))$
純水比重 kg/m ³ (16.85 °C < T < 96.85 °C)	$\rho_b = 1000(0.819 + 1.49 \times 10^{-3}(T + 273.15) - 2.9975 \times 10^{-6}(T + 273.15)^2)$
鹽水水比重 kg/m ³	$\rho_a = \frac{100}{\frac{W_{NaCl}}{2170} + \frac{100 - W_{NaCl}}{\rho_w}}$
水蒸氣黏度 kg/(m s) (16.85 °C < T < 96.85 °C)	$\eta_v = -2.91 \times 10^{-6} + 4 \times 10^{-8}(T + 273.15)$
鹽水及純水黏度 kg/(m s) (20 °C < T < 50 °C) (0 < m (mol/kg) < 4.5)	$\mu_w \text{ or } \mu_s = 0.011 - 9.376 \times 10^{-4}(T + 273.15) + 2.687 \times 10^{-6}(T + 273.15)^2 - 2.58 \times 10^{-9}(T + 273.15)^3 + 6.94 \times 10^{-5}m + 5.47 \times 10^{-6}m^2 + 9.56 \times 10^{-8}m^3$
水蒸氣熱傳導係數 W/(m °C) (16.85 °C < T < 96.85 °C)	$k_g = 0.0144 - 2.16 \times 10^{-5}(T + 273.15) + 1.32 \times 10^{-7}(T + 273.15)^2$
水溶液熱傳導係數 W/(m °C) (20 °C < T < 100 °C) (0 < m (mol/kg) < 5)	$k_{fa} \text{ or } k_{fb} = -0.465288 + 5.75172 \times 10^{-3}(T + 273.15)^2 - 7.1843 \times 10^{-6}(T + 273.15)^2 - 7.3 \times 10^{-3}m + 4.0873 \times 10^{-4}m$

第四章 實驗分析

4-1 螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統

本系統裝置之目的係利用螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統，搭配不同螺旋檔板之寬度，並取其操作在順、逆流狀態下之實驗數據，而後透過第三章中所提及之數據分析方式與納賽數經驗公式模型，改良既有之納賽數經驗公式，並納入改變通道後所造成流速、水力直徑改變、通道因螺旋檔板所增加之長度，以及通道中流體的熱對流係數之影響，並作為模擬螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統理論數據之用，將獲得之實驗數據與理論數據做比較，以驗證理論模型與經驗式之正確性。圖 4-1-1 與圖 4-1-2 為順、逆流螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統裝置圖，圖 4-1-3 為螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統實驗設備圖，圖中之紅色管線為進料側流體管路，而藍色管線為滲透側流體管路，其詳細之模組組裝於 4-2 節進行詳述，其實驗裝置大致可分為九個部分，其設備包括了：(A) 恆溫槽設備(熱)；(B) 恆溫槽設備(冷)；(C) 燒杯；(D) 電子天秤；(E) 流體輸送幫浦；(F) 流量計；(G) 熱電偶探棒及溫度量測儀；(H) 溢流裝置；(I) 直接接觸式薄膜蒸餾模組，茲分別簡述如下：

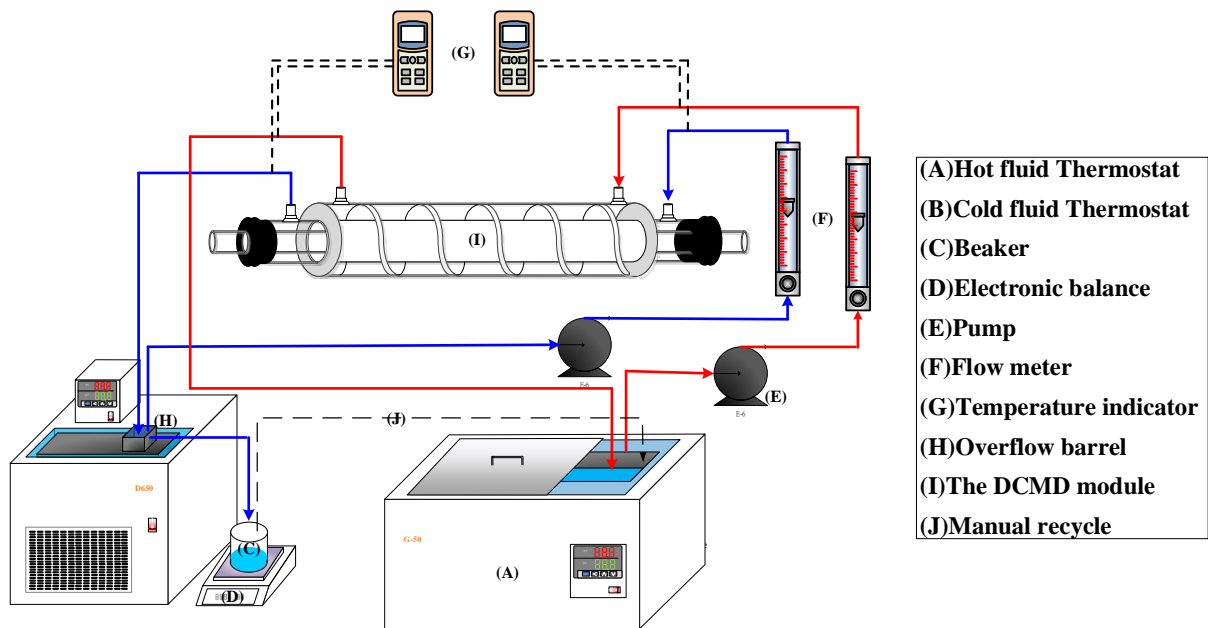


圖 4-1-1 順流螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統簡圖

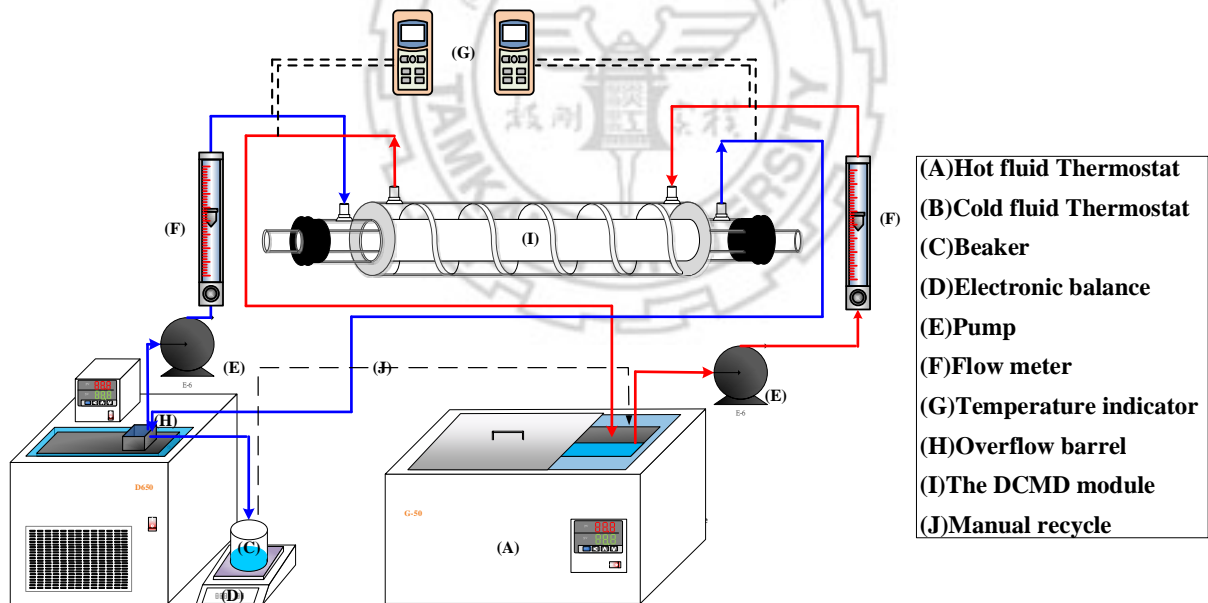


圖 4-1-2 逆流螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統簡圖

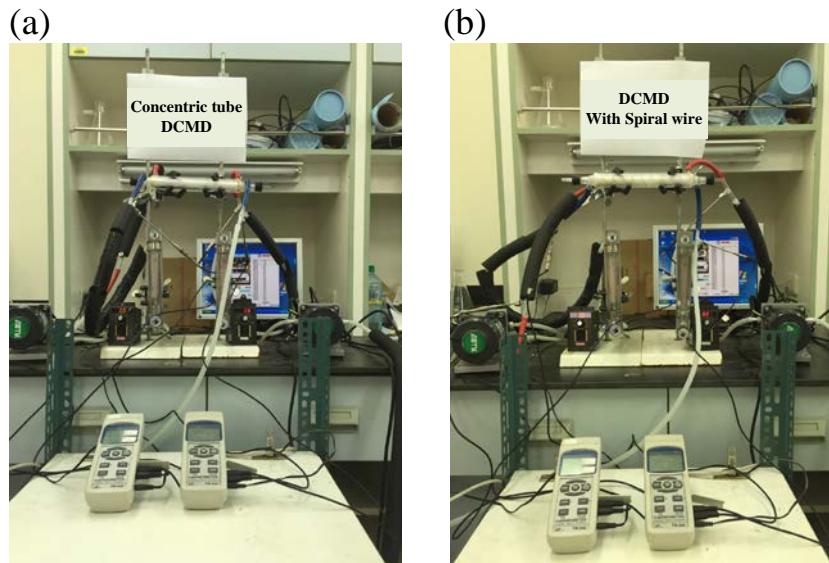


圖 4-1-3 直接接觸式薄膜蒸餾系統實驗設備圖(a)套管型(b)螺旋通道型

(A) 恆溫槽設備(熱)：

恆溫槽(熱)主要用途為控制進料側工作流體之進口溫度，本實驗利用隔水加熱法，使鹽水及純水達到設定值。高溫恆溫槽設備為 DENG YNG 公司產品，型號為 G-50，容量 60L，加熱功率為 3500W。

(B) 恆溫槽設備(冷)：

恆溫槽(冷)其用途為控制滲透側工作流體之進口溫度，為 DENG YNG 公司產品，容量 30L，壓縮機功率為 0.5 Hp，在低溫恆溫槽內設置一不鏽鋼製溢流槽，收集穿透薄膜的純水。

(C) 燒杯：

主要用途為收集從溢流槽流出之純水，供電子天秤量測使用。

(D) 電子天秤：

廠牌為 Precisa，瑞士製型號 BJ 610C，最大可測重量為 610 g，解析度至 0.01 g，秤盤為鎳鉻不鏽鋼材質。主要用途為量秤燒杯所收集之滲透量，並以 RS-232 連接與個人電腦連接，記錄滲透量與時間之關係。

(E) 流體輸送幫浦：

本研究使用 Flowjet 的流體輸送幫浦，其最大輸送量為 6.2 L/min，本研究利用一可變電流式的幫浦轉速控制器來控制，並配合流量計的調整以控制所需的流體流量。

(F) 流量計：

流量計為 FONG-JEI 所製造，最高流量標示為 1 L/min 之流量計。

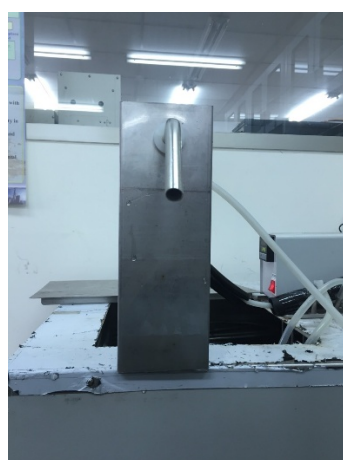
(G) 熱電偶探棒及溫度量測儀：

溫度為影響各參數的主要變數之一，於是在模組之冷、熱側物流的進、出口處設置溫度探棒，其型式為 PT100 白金溫度探棒，可感應溫度範圍為 -50~700°C。而溫度顯示器其製造商及型號為 Lutron TM-946，針對 PT100 白金溫度探棒可量測之溫度範圍為 -199.9~850°C，精確度約 $\pm(0.4\% + 1^\circ\text{C})$ 。

(H) 溢流裝置：

主要用途為儲存純水溶液及滲透液，圖 4-1-4 為冷溶液儲槽之實體照片，材質為不鏽鋼製，長、寬、高分別為 0.1、0.1、0.29 m 的長方體，並於長方體上方開啟一約直徑 0.03 m 的圓形孔洞，連接一直徑為 0.01 m 之彎型圓管，以溢流方式來收集從溢流槽流出之純水。

(a)



(b)

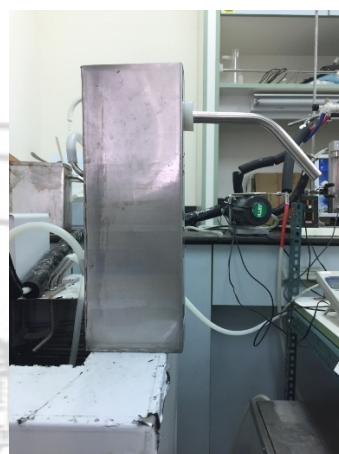


圖 4-1-4 溢流桶實際圖(a)正面圖(b)側面圖

(I) 直接接觸式薄膜蒸餾模組：

主要材質為壓克力所組裝而成，主要分可分為幾個部分，其詳細的尺寸與組裝之方法於 4-2 節中會在詳細敘述

4-2 直接接觸式薄膜蒸餾模組

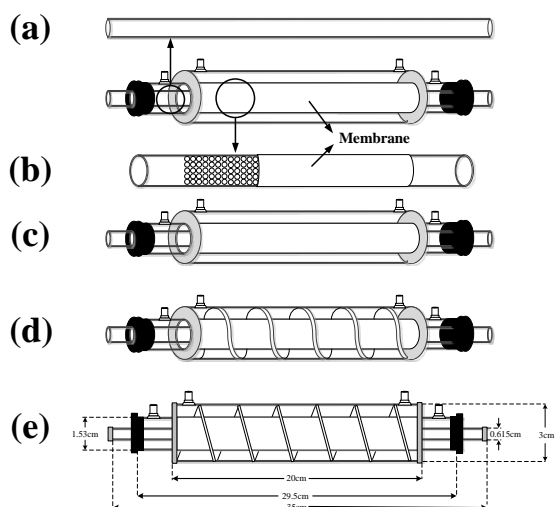


圖 4-2-1 直接接觸式薄膜蒸餾模組示意圖(a)內側壓克力管

(b) 中央之壓克力管(c)套管型直接接觸式(d) 螺旋通道型直接接觸式

本研究之模組示意圖如圖 4-2-1 所示，模組最主要由三根圓柱管所組成，由內而外分別為內側壓克力管(圖 4-2-1(a))、中央之壓克力管(圖 4-2-1(b))與最外側之壓克力管。而圖 4-2-1(e)上所標明之尺寸皆為管外徑。

(A) 內側壓克力管(圖 4-2-1(a))：

如下圖 4-2-2 所示，主要材質為壓克力，長為 0.35m，管外徑為 0.00715m，為減少系統中熱之散失，因此採用壓克力之材質，目的使得滲透端工作流體之流動通道為一套管區域，利於將通道視為一平板吻合本研究之模擬定義。



圖 4-2-2 內側壓克力管實際圖

(B)中央之壓克力管 (圖 4-2-1(b)) :

如下圖 4-2-3(a)所示，主要材質為壓克力管，長為 0.295m，管外徑為 0.0153m，在此管上利用機器在管上鑽出許多小孔洞，孔洞直徑為 2mm，做為滲透用孔洞，而中心壓克力管因無孔洞處所造成的薄膜遮蔽面積約為 31.2%，利用強力黏著劑將 PTFE 複合疏水性薄膜(Membrane)固定黏貼於此管表面，如圖 4-2-3(b)所示，而內側壓克力管與中央之壓克力管中間之 2mm 的環型區域將做為滲透側工作流體之流動通道，利用塑膠製成的蓋子與防漏水之橡膠環固定住。

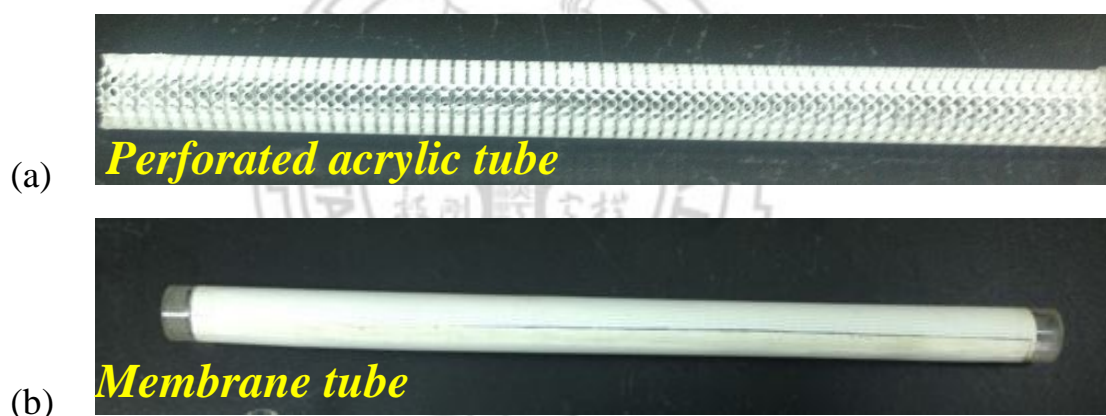


圖 4-2-3 中央之壓克力管(a)實際圖(b)將薄膜固定於管上

(C)PTFE 複合疏水性薄膜(Membrane) :

實驗中所使用的薄膜為疏水性薄膜，由日本 Advantec 製造的材質為聚四氟乙烯(PTFE)和聚丙烯(PP)的複合膜，薄膜性質如表 4-2-1 所示；

表 4-2-1 PTFE/PP 複合膜之薄膜性質

Pore size (μm)	Bubble Point		Flow Rate		Porosity (%)	Maximum Operating Temperature ($^{\circ}\text{C}$)	Water Break Through		Thickness (μm)
	MPa	Psi	Acetone (mL/(min cm^2))	Air (L/(min cm^2))			MPa	Psi	
0.2	≥ 0.14	≥ 20.3	39.1	2.5	72	120	>0.4	>58	130

(D) 螺旋型檔板：

材質為壓克力，長寬尺寸為 $2\text{mm} \times 2\text{mm}$ 的壓克力條，利用不鏽鋼之模具(如圖 4-2-4(a)所示)，將模具利用溫度微電腦 PID 控制器(TC-10A)加熱至 $80\sim 90^{\circ}\text{C}$ ，將壓克力條利用高溫軟化後壓入模具內，並注意加熱溫度不可超過 100°C 以免壓克力條熔化，將壓克力條完全壓入模具後利用耐熱膠帶固定冷卻，完全冷卻後利用脫模劑(WD40)進行脫模，將壓克力條卸下即可獲得螺旋通道之檔板。



圖 4-2-4 螺旋型檔板(a)模具(b)檔板製作之壓克力條(c)螺旋型檔板實際圖

將以成型之螺旋型檔板利用強力黏著劑將檔板固定於圖 4-2-3(b)之薄膜管上，並注意檔板與薄膜間並無縫隙，若有縫隙則利用 AB 接著劑進行填補，以避免進料側之工作流體經由縫隙流過，其實際圖如圖 4-2-5 所示。

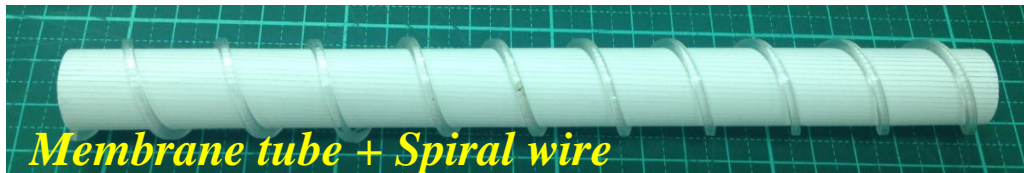


圖 4-2-5 固定螺旋檔板後之薄膜管

(E)最外側之壓克力管：

主要材質為壓克力，長為 0.2m，管外徑為 0.03m，中央之壓克力管與外側之壓克力管間之 2mm 環形區域將做為進料側工作流體之流動通道，本研究中在通道內置入不同寬度之螺旋型檔板以增加進料側工作流體之流動時間。

模組之各零件經由機器研磨、組裝與利用 AB 接著劑填補過後，其實際模組為圖 4-2-6(a)，(b)所示，本研究將利用本模組進行海水淡化之實驗與數據分析處理。

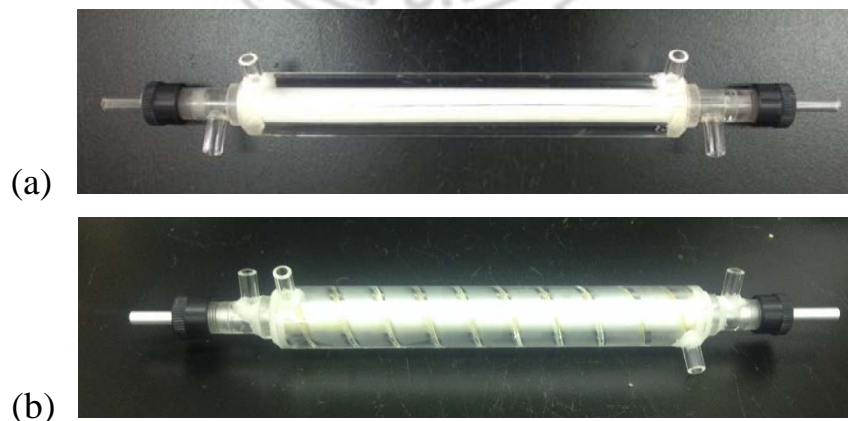


圖 4-2-6 直接接觸式模組實際圖(a)套管型(b)螺旋通道型

4-3 實驗步驟

海水淡化實驗：

- (1) 配置 3.5 wt% 之鹽水或純水於不鏽鋼容器中，在流體輸送幫浦接上進出口圓管，並置入熱恆溫槽內。
- (2) 將溢流槽置入冷恆溫槽中，一樣也流體輸送幫浦接上進出口圓管。
- (3) 開啟冷熱恆溫槽之電源，並將兩恆溫槽注水 8~9 分滿。
- (4) 紀錄恆溫水槽之液位高度，實驗時須隨時保持以確保實驗為穩態連續操作。
- (5) 確認電子秤與電腦軟體之連線，並將溢流槽出口對準電子秤上之燒杯。
- (6) 開啟流體輸送幫浦並調整恆溫槽設定溫度，使流體進口溫度符合設定條件。
- (7) 固定流量後待至流體進出口溫度至穩態(Steady-State)。
- (8) 記錄流體進出口溫度與溢流槽之溢流量。
- (9) 改變流體體積流率、進口溫度，重複步驟(5)~(7)。
- (10) 改變模組螺旋檔板之寬度，重複步驟(5)~(8)。
- (11) 實驗結束，關閉流體輸送幫浦與恆溫槽電源開關。

第五章 結果與討論

本研究在此章節會先透過實驗數據的歸納與整理，探討螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統的納賽數經驗公式其數學型式，以及式子中的未定係數之值。將求得之納賽數經驗公式，套用至螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾模組當中，進行不同操作條件模擬運算，並與實驗數據比較，用以驗證經驗公式與數學模型準確性。最後，詳細探討不同模組設計參數對於系統溫度分佈、溫度極化現象以及透膜通量的影響。

5-1 螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統之納賽數經驗公式迴歸分析

依照 3-2 節中所述內容，將螺旋通道型直接接觸式模組操作於順流、逆流狀態之下，配合不同操作條件，如表 5-1-1 所示，獲取經驗公式迴歸分析所需之實驗數據。整體而言，冷側進口溫度固定為 25°C，系統進料側纏繞壓克力螺旋型檔板，並依照兩端體積流率為相等的條件之下，進料側以不同流體、體積流率、進口溫度與檔板寬度作為變數進行實驗。

表 5-1-1 納賽數經驗公式所需實驗數據之操作變因表

OPERATING VARIABLES		VALUE
熱側	流體類型	pure water、3.5wt% saline water
	體積流率(L/min)	0.3、0.5、0.7、0.8
	進口溫度(°C)	45、50、55、60
	通道截面積(m ²)	1.08×10 ⁻⁴ 、4×10 ⁻⁵ 、6×10 ⁻⁵
	通道長度(m)	0.2、0.44、0.32
冷側	流體類型	pure water
	體積流率(L/min)	0.3、0.5、0.7、0.8
	進口溫度(°C)	25
	通道截面積(m ²)	7.02×10 ⁻⁵
	通道長度(m)	0.2

求得 實驗數據後即可進行迴歸分析，此處配合前面之第三章 3-2 節所述內容，將式(3.33)整理成式(5.1)：

$$\frac{Nu^s}{Nu_{laminar}} = \alpha^s = f\left(\frac{L_h}{d_h}\right) \quad (5.1)$$

其中， Nu^s 是當選定操作條件(流體類型、流量、溫度、螺旋型檔板之寬度造成通道截面積與通道流速的不同)進行實驗取得數據後，經 3-3 節運算過程計算出熱對流係數之後，與式(3.70)求得相當管徑，並配合流體熱傳導係數，三者結合而得； $Nu_{laminar}$ 則是相同操作條件之下(流體類型、體積流率、進口溫度)，基本的套管模組系統，經由式(3.35)運算而得。兩者比值反映出相同條件下，螺旋型檔板之寬度對於納賽數的變化，而式(5.2)定義即為兩者變化與通道長度與水力直徑的數學關係。

取得所有條件下的納賽數比值後，對通道流體速度與通道截面積作圖，如圖 5-1-1 所示。經由圖 5-1-1 不難發現，隨著螺旋檔板之寬度的增加，通道流體速度因水利直徑的改變也相對改變，通道截面積也因此改變，本研究遂大膽假設，將式(5-1)等號右側令為：

$$\alpha^s = f\left(\frac{L_h}{d_h}\right) = a \ln\left(\frac{L_h}{d_h}\right)^b \quad (5.2)$$

結合式(5.1)與式(5.2)，移項整理可得：

$$Nu^s = a \ln\left(\frac{L_h}{d_h}\right)^b Nu_{laminar} \quad (5.3)$$

經上述過程至此，便可決定出納賽數經驗公式其數學型式，將式(5.3)與所有

不同操作條件下的納賽數比值，以及相對應之通道水力直徑以及通道截面積，輸入至數值分析軟體進行回歸，求得式中未定係數之值， $a = 0.061069$ 、 $b = 2.061398$ ，代入式(5.3)即可得螺旋因子之納賽數經驗公式：

$$Nu^s = 0.061069 \ln \left(\frac{L_h}{d_h} \right)^{2.061398} Nu_{laminar} \quad (5.4)$$

此式回歸判定係數(R^2)為 0.958 由此可知， Nu^s 、 $Nu_{laminar}$ 兩者的變化與通道截面積與通道水力直徑之間確實呈現對數之關係，實驗數據的趨勢也相當一致，方能達到如此結果。倘若選定操作條件(流體類型、流量、溫度螺旋檔板之寬度)，透過式(5.4)運算得到納賽數理論值，並且與納賽數實驗值進行比較，其結果呈現於圖 5-1-2，由此圖可發現兩者雖有誤差，但大多落在 10% 以內，仍具有良好的的一致性，證明此式應用於薄膜蒸餾系統中，以求得納賽數時，具有良好的準確度。本研究將於後續章節中，進一步驗證此經驗公式，應用於薄膜蒸餾系統預測透膜通量之準確性與適用性。

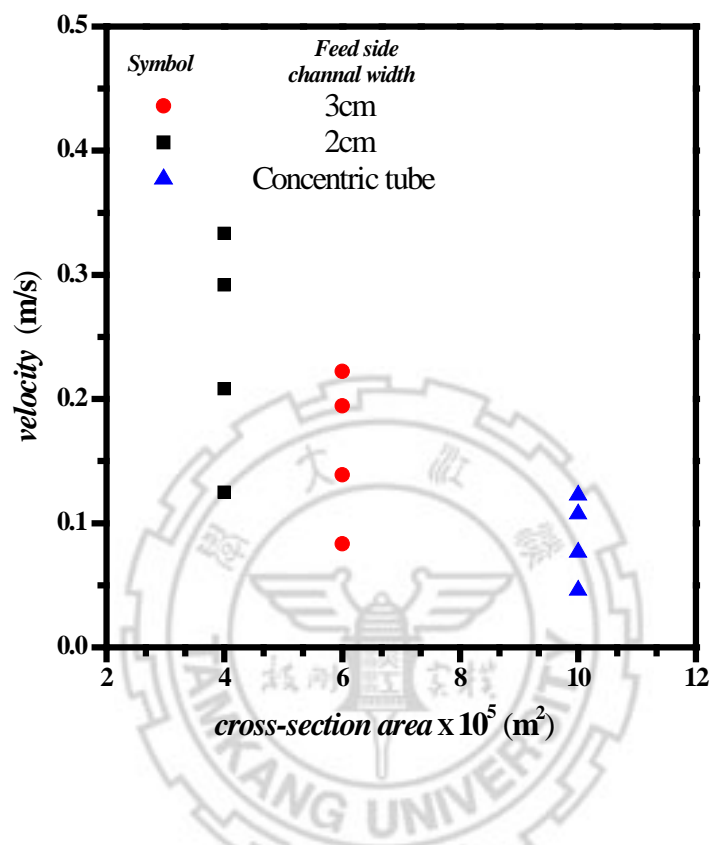


圖 5-1-1 通道流體速度與通道截面積關係圖

(體積流率皆在 0.3、0.5、0.7、0.8 L/min)

)

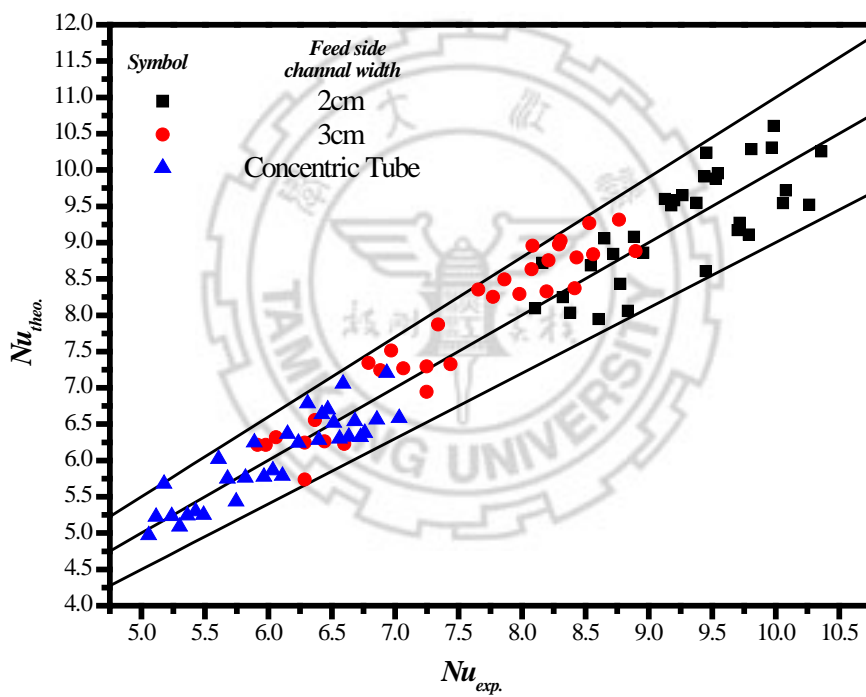


圖 5-1-2 納賽數理論值與實驗值比較圖

5-2 套管型直接接觸式薄膜蒸餾系統

5-2-1 系統操作變因對於透膜通量之影響

此研究對於一系統總長為 0.2 m、兩端通道厚度為 2 mm 之套管型直接接觸式模組，固定其滲透側流體進口溫度為 25 °C 之純水溶液，且兩端體積流率相同的條件之下，分別以純水及 3.5 wt% 之鹽水作為滲透側流體，將不同滲透側流體進口溫度、體積流率與流動方向作為系統操作變因，探討系統操作變因對於純水透膜通量的影響，並驗證經驗公式與數學模型的準確性，其結果如圖 5-2-1 至 5-2-4 所示。圖中均呈現出純水的透膜通量會隨著體積流率及滲透側流體進口溫度增加而增加，並且逆流操作均略高於順流操作，箇中原因將於後續章節藉由溫度分佈與溫度極化現象進行分析。由圖 5-2-1 至 5-2-4 亦可得知利用 3-3-1 節之經驗公式結合一維數學模式所得到的理論值與實驗值相當接近，其理論值與實驗值的相對誤差可參照表 5-2-1 與表 5-2-2，相對誤差總平均為 7.42%。

5-2-2 溫度分佈與溫度極化現象

在套管型直接接觸式薄膜蒸餾系統中，從進料側至滲透側輸送熱量與質量的角色是由疏水薄膜扮演著，因此，在質量與熱量的傳送過程，通道各點的流體溫度會因熱量傳送的關係而隨著通道位置增加有所變化，當流體體積流率較低時，薄膜表面溫度遞減或提升的速度會比體積流率高時還要明顯，如圖 5-2-5 與圖 5-2-6 所示。這是因為當流體體積流率較大時，促

進兩端主流區域對於薄膜表面的熱對流效應，進料側薄膜表面上的流體可獲得較多的熱能，使得薄膜表面溫度上升，而滲透側反之亦然，薄膜表面上的流體可被帶走的熱能更多，使得薄膜表面溫度下降；同時，熱側主流區域的流體因體積流率提升的關係，滯留時間縮短，使得主流區域內流體的溫度受滲透側流體冷卻的現象較不明顯，因此溫度下降情形也比體積流率較低時較為減緩，滲透側亦是如此，因此，薄膜兩端能保有較大的溫度差距，使得純水透膜通量增加；而流體進口溫度則是影響薄膜蒸餾系統透膜通量的關鍵因素，當進料側流體進口溫度較高時，兩端薄膜表面溫度差距更大，可想而知，飽和蒸汽壓的差距更為明顯，遂造成純水透膜通量的提升；而圖 5-2-5 與圖 5-2-6 兩相比較亦可觀察出，薄膜蒸餾系統操作於逆流狀態時，如同逆流式熱交換器的概念，薄膜表面兩側溫度仍可保持一定差距，不同於順流操作隨著流動方向的變化溫度差距逐漸縮小，遂導致逆流狀態時的透膜通量高於順流狀態時的透膜通量，而本研究當中兩者透膜通量平均差異為 18.2%，相對與平板型直接接觸式薄膜蒸餾之文獻中提出的 12% 數據，本研究因螺旋因子所增加之通道長度，在於順、逆流比較當中，是有其增益量的。

由於質量傳送現象的發生，薄膜蒸餾系統中於進料側的薄膜表面上，流體會進行汽化變成蒸氣分子以及因為薄膜兩側溫度差所產生之熱傳導現象，導致熱量由進料側薄膜表面散失，溫度下降，而主流區域與薄膜表面

所形成之溫度梯度即為溫度極化現象。本研究為探討不同系統操作變因對於溫度極化現象的影響，遂引用 Schofield 等人溫度極化係數之定義 (temperature polarization coefficient, TPC)，將其量化以便進行比較：

$$\tau_{temp} = \frac{T_2 - T_1}{T_h - T_c} \quad (3.35)$$

其意義為薄膜表面溫度差異與主流區域溫度差異的偏離程度，倘若趨近於 1，則代表溫度極化現象愈不明顯。不同系統操作變因下的溫度極化係數的變化情形如圖 5-2-7 與圖 5-2-8 所示，圖中皆呈現溫度極化係數會隨著流體進口溫度的增加而降低，隨著體積流率的增加而增加。在固定兩端體積流率的狀況下，隨著進料側流體進口溫度的提升，兩端主流區域溫度差異以及主流區域與薄膜表面之間的溫度梯度更為明顯，導致溫度極化現象加劇，因此溫度極化係數呈現出隨著進口溫度的增加而降低；而在固定兩端流體進口溫度的狀況之下，體積流率的增加，使得主流區域對於薄膜表面的對流效應提高，兩端薄膜表面溫度也更趨近主流區域溫度，因此溫度極化係數呈現出隨著體積流率的增加而增加。本研究為比較系統操作於不同的流動方向對於溫度極化係數的影響，遂求取平均溫度極化係數，即透過主流區域與薄膜表面的溫度分佈，代入式(3.35)再求其平均，結果呈現於表 5-2-3，在相同進口溫度與體積流率的情況時，逆流操作的溫度極化係數皆略高於順流操作，如前段所述，順流操作時隨著流動方向的變化溫度差距逐漸縮小，其薄膜表面平均溫度差距勢必低於逆流操作，而導致此結果。

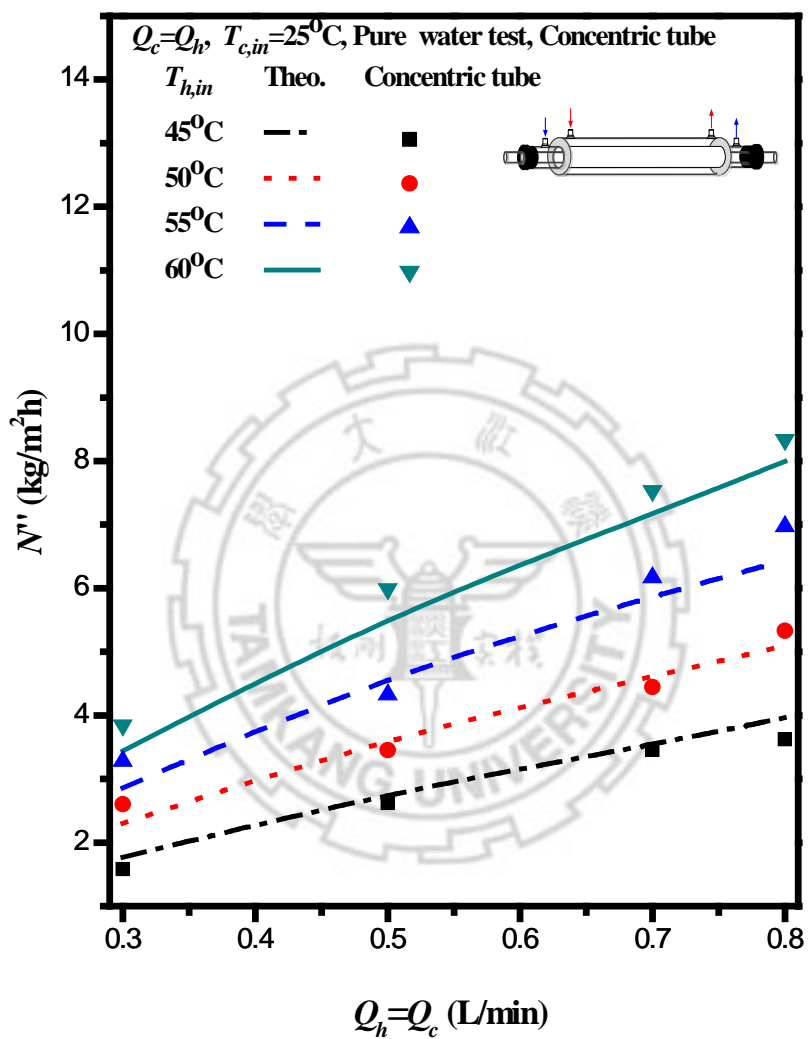


圖 5-2-1 順流操作下且熱側流體為純水時，

不同操作參數對於透膜通量之影響

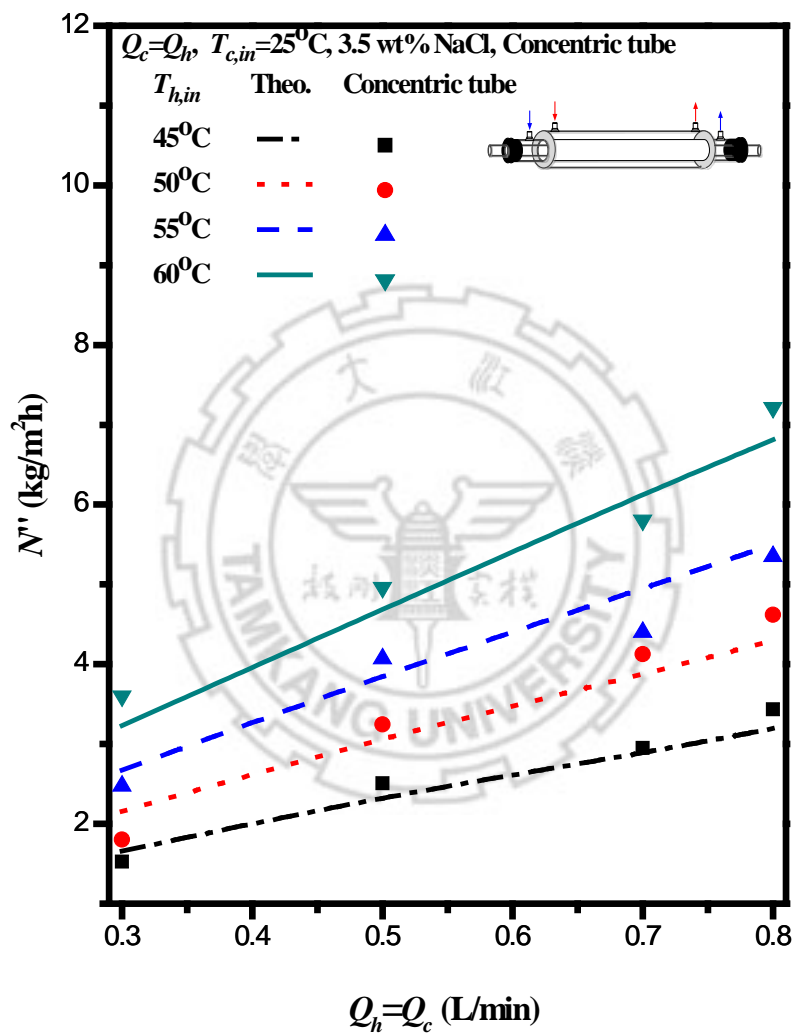


圖 5-2-2 順流操作下且熱側流體為鹽水時，
不同操作參數對於透膜通量之影響

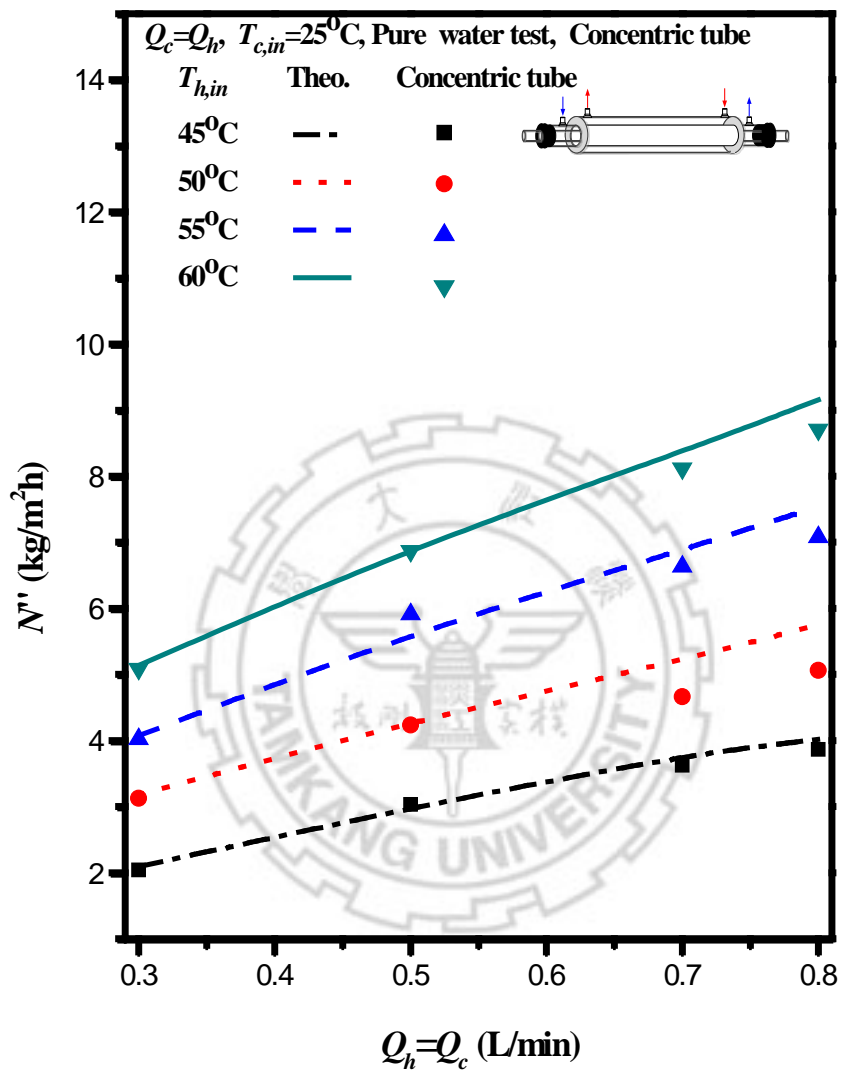


圖 5-2-3 逆流操作下且熱側流體為純水時，

不同操作參數對於透膜通量之影響

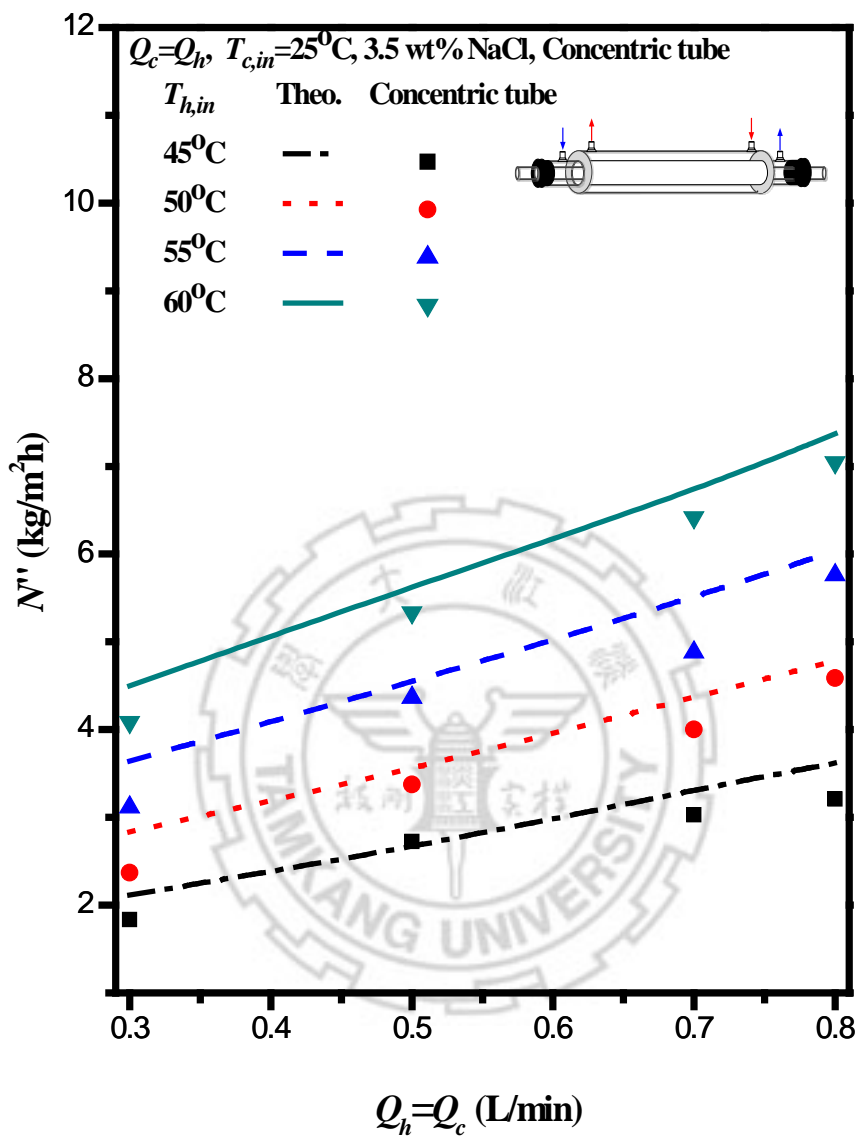


圖 5-2-4 逆流操作下且熱側流體為鹽水時，

不同操作參數對於透膜通量之影響

表 5-2-1 順流操作下套管型直接接觸式薄膜蒸餾系統

實驗值與理論值之相對誤差比較表

$T_{h,in}$ (°C)	Q (L/min)	pure water test			saline water, NaCl = 3.5 wt%		
		N''_{exp} (kg/(m ² hr))	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	error %	N''_{exp} (kg/(m ² hr))	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	error %
45	0.3	1.5825	1.7707	10.63	1.6584	1.5248	8.05
	0.5	2.6207	2.7821	5.80	2.3449	2.5091	7.00
	0.7	3.4559	3.5353	2.25	2.8802	2.9512	2.46
	0.8	3.6231	3.9641	8.60	3.1931	3.4321	7.49
50	0.3	2.6033	2.3029	13.05	2.1573	1.8030	16.42
	0.5	3.4506	3.6508	5.48	3.0778	3.2459	5.46
	0.7	4.4443	4.6058	3.51	3.8699	4.1259	6.61
	0.8	5.3308	5.0932	4.66	4.2969	4.6210	7.54
55	0.3	3.2812	2.8591	14.76	2.6727	2.4739	7.44
	0.5	4.3254	4.6387	6.75	3.8611	4.0715	5.45
	0.7	6.1720	5.8736	5.08	4.9460	4.4003	11.03
	0.8	6.9745	6.4307	8.46	5.4989	5.3522	2.67
60	0.3	3.8458	3.4411	11.76	3.2312	3.5998	11.41
	0.5	5.9878	5.5767	7.37	4.6903	4.9623	5.80
	0.7	7.5279	7.1640	5.08	6.1298	5.8051	5.30
	0.8	8.3344	7.9946	4.25	6.8154	7.2163	5.88
average error				7.34			7.25

表 5-2-2 逆流操作下套管型直接接觸式薄膜蒸餾系統

實驗值與理論值之相對誤差比較表

$T_{h,in}$ (°C)	Q (L/min)	pure water test			saline water, NaCl = 3.5 wt%		
		N''_{exp} (kg/(m ² hr))	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	error %	N''_{exp} (kg/(m ² hr))	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	error %
45	0.3	2.0901	2.4326	14.08	2.1144	1.8363	13.15
	0.5	3.0854	3.3248	7.20	2.6508	2.7244	2.78
	0.7	3.6746	3.8133	3.64	3.3154	3.0263	8.72
	0.8	3.9146	4.2398	7.67	3.6181	3.8075	9.35
50	0.3	3.1786	3.6208	12.21	2.8355	2.3682	16.48
	0.5	4.2831	4.4809	4.41	3.5424	3.3735	4.77
	0.7	4.7135	5.1169	7.88	4.3697	4.0033	8.38
	0.8	5.1107	5.4973	7.03	4.7862	4.9874	4.16
55	0.3	4.0737	4.6149	11.73	3.6406	3.1177	14.36
	0.5	5.9652	5.6990	4.67	4.5363	4.3645	3.79
	0.7	6.6852	6.5332	2.33	5.5064	4.8829	9.32
	0.8	7.1338	6.8863	3.59	6.0337	5.7610	4.52
60	0.3	5.1343	5.7068	10.03	4.4974	4.0850	9.17
	0.5	6.9215	7.0761	2.18	5.6293	5.3353	5.22
	0.7	8.1678	8.0915	0.94	6.7175	6.4193	4.44
	0.8	8.7569	8.8367	0.90	7.3731	7.4419	4.49
average error				7.28			7.94

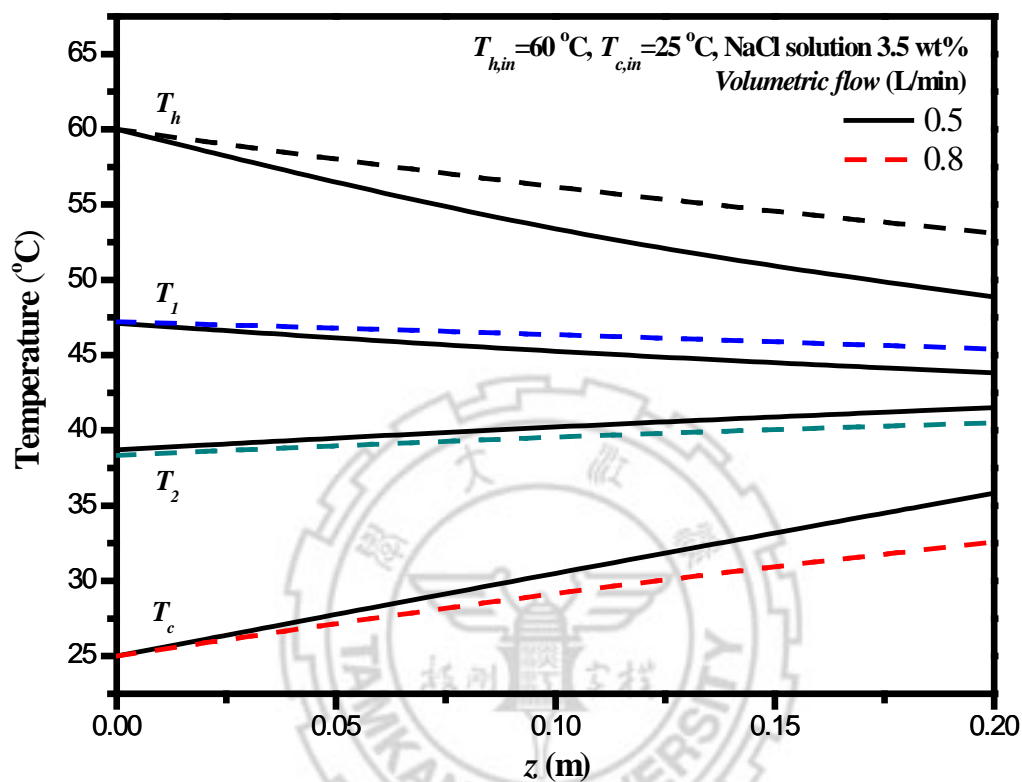


圖 5-2-5 順流狀態下且熱側流體為鹽水時，

不同體積流率於主流區域與薄膜表面溫度分佈之影響

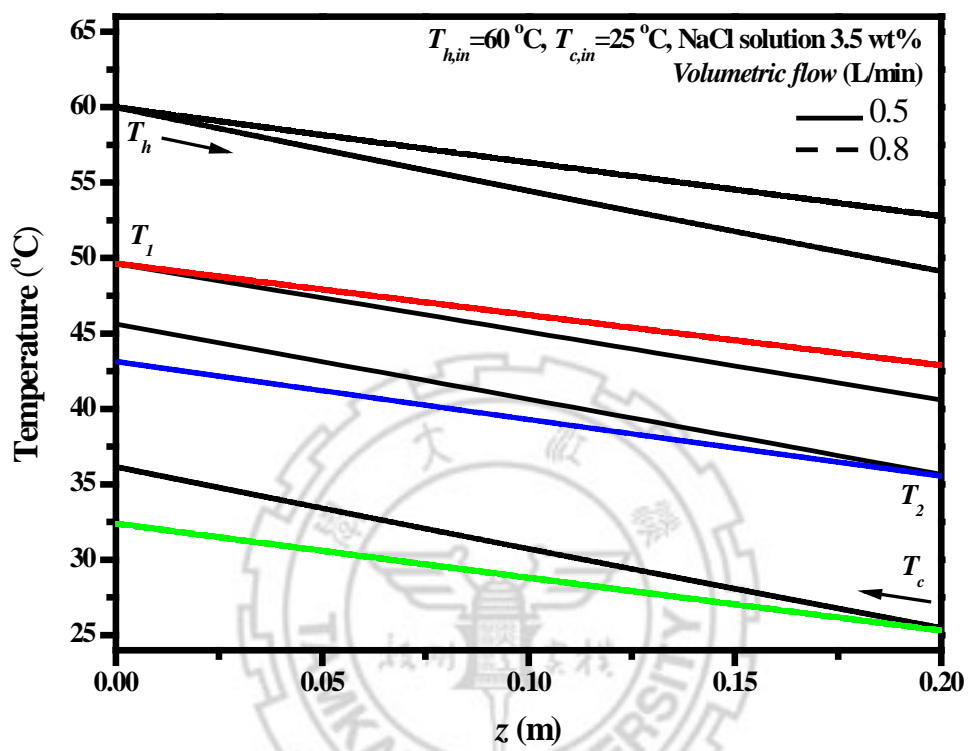


圖 5-2-6 逆流狀態下且熱側流體為鹽水時，
不同體積流率於主流區域與薄膜表面溫度分佈之影響

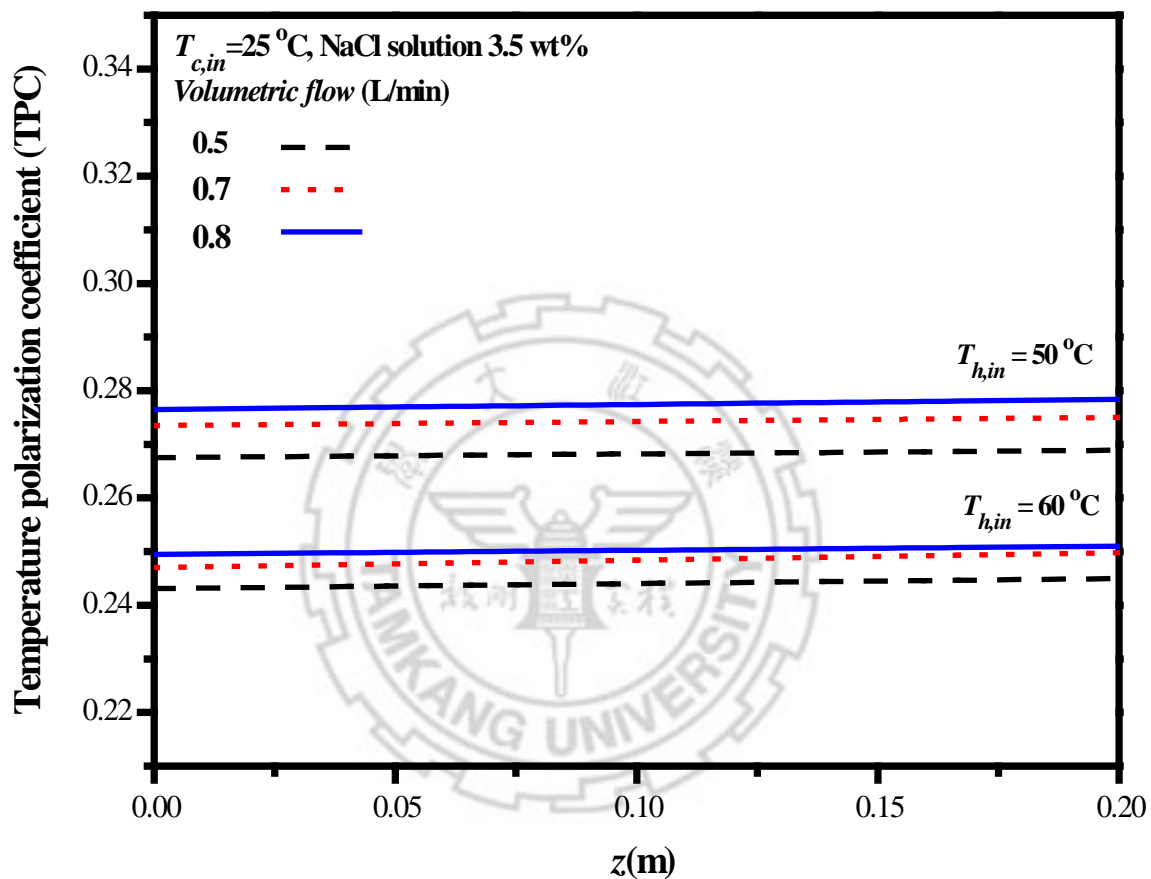


圖 5-2-7 順流狀態下且熱側流體為鹽水時，

不同操作參數於溫度極化係數之影響

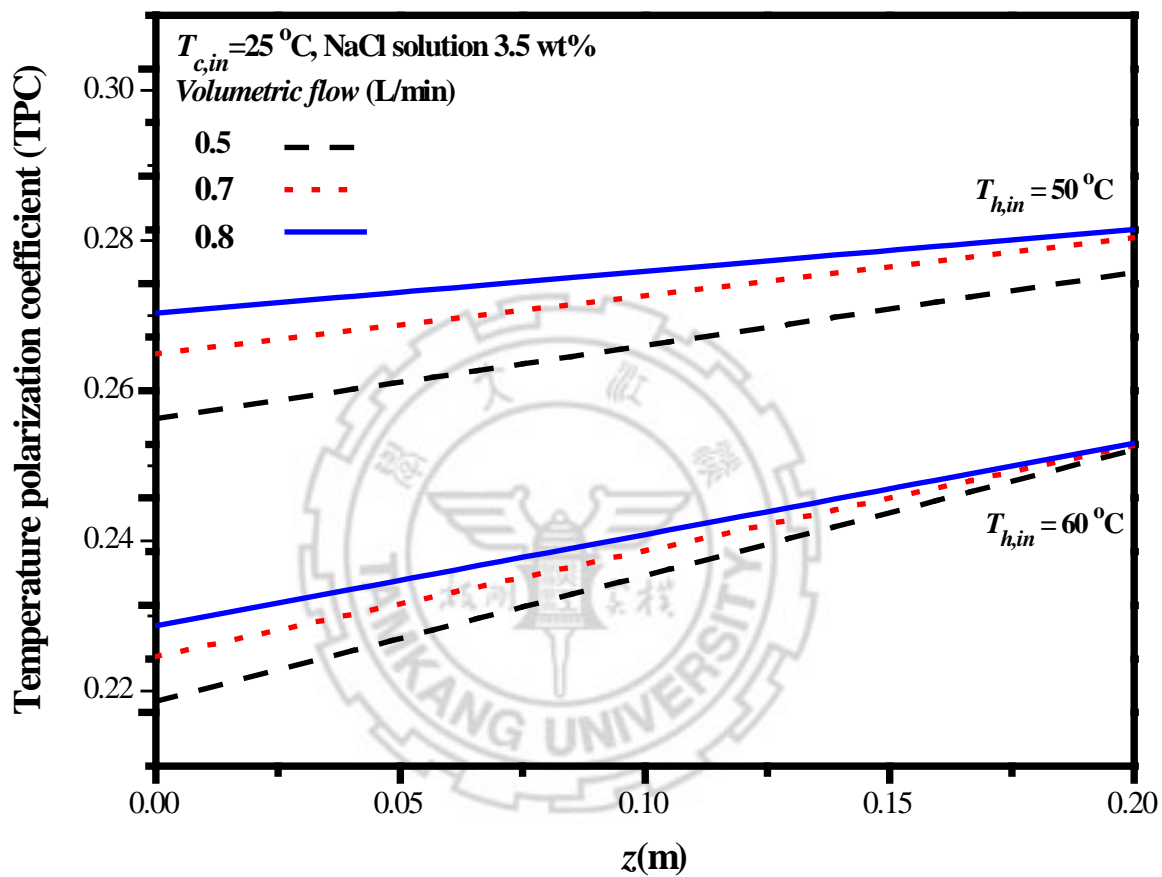


圖 5-2-8 逆流狀態下且熱側流體為鹽水時，
不同操作參數於溫度極化係數之影響

表 5-2-3 不同操作流向於平均溫度極化係數之影響比較表

Average Temperature polarization coefficient saline water, NaCl = 3.5 wt%			
<i>Concurrent flow</i>			
$T_{h,in}$ (°C)	<i>Volumetric flow (L/min)</i>		
	0.5	0.7	0.8
50	0.2682	0.2743	0.2779
60	0.2441	0.2486	0.2503
<i>Countercurrent flow</i>			
$T_{h,in}$ (°C)	<i>Volumetric flow (L/min)</i>		
	0.5	0.7	0.8
50	0.2719	0.2760	0.2792
60	0.2463	0.2513	0.2532

5-3 螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統

5-3-1 螺旋因子對於透膜通量之影響

因 5-2 節已充分對於套管型直接接觸式薄膜蒸餾系統進行操作變因的相關分析，並驗證本研究於 3-3-1 節所提出之經驗公式與一維系統之數學模型對於模擬一般系統具有良好的準確性。

從本章節開始將著重於螺旋因子所造成的實驗差異，並配合 3-3-2 節的修正方式與 3-3-1 節之數學模型，提出具有準確性之模擬結果。

本研究同樣使用套管型直接接觸式模組進行探討，與套管型模組不同之處在於進料側加裝螺旋型檔板以增加進料側之通道長度，並依照滲透側流體為進口溫度 25 °C 之純水溶液的條件下，將鹽水溶液作為進料側之流體，配合不同進料側之流體進口溫度、體積流率與流動方向等操作變因，探討增加螺旋型檔板對於純水透膜通量的影響，以及進一步驗證經驗公式與數學模型的適用性，其結果如圖 5-3-1 至 5-3-8 所示。圖中呈現的結果大致與套管型系統雷同，純水的透膜通量會隨著體積流率及熱側流體進口溫度增加而增加，逆流操作均高於順流操作，此外，不難發現當固定流體進口溫度與體積流率的條件下，隨著加裝螺旋型檔板後，透膜通量則有顯著的提升，如圖 5-3-9 至 5-3-10 所示，亦會因為螺旋型檔板之寬度的不同而有所差異，導致此結果的因素將透過溫度分佈進行解析。由圖 5-3-9 與圖 5-3-10 亦可得知經驗公式結合一維數學模式所得到的理論值與實驗值雖然略

為不同，但仍有一致的趨勢，其理論值與實驗值的相對誤差，可參照表 5-3-1 與表 5-3-4，相對誤差總平均可維持在 7.82%，因此，可以確定此經驗公式與數學模型對於添加螺旋因子之螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統的準確性與適用性。

5-3-2 溫度分佈與溫度極化現象

在固定操作變因(如體積流率與進口溫度)的螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統中，倘若改變其螺旋型檔板之寬度，其溫度分佈的不同如圖 5-3-11 與圖 5-3-12 所示，當通道加裝螺旋型檔板後，系統進料側所流動之距離相對於套管型直接接觸式模組長，因此於兩側之主流區進出口溫度差，會比套管型系統之溫度差來的大，因為進料側流體在系統內進行更長時間的熱交換，此時進料側之工作流體可以具有更充裕之時間釋放自身能量，造成兩側主流區域之流體溫度更接近，所以造成透膜通量的提升。

利用 5-2-2 節所述之計算方式與 3-3-2 節所述之修正系統方式，在固定體積流率的情況下，改變螺旋型檔板之寬度與進料側進口溫度之溫度極化係數的變化情形如圖 5-3-13 與圖 5-3-14 所示，其呈現之狀態與一般套管型模組有雷同之趨勢，而系統的平均溫度極化係數如表 5-3-5，可以發現，溫度極化係數會因螺旋型檔板之寬度下降而上升且逆流操作略高於順流操作，以溫度極化係數之角度也可了解，螺旋型之檔板具有提升通量之效果。

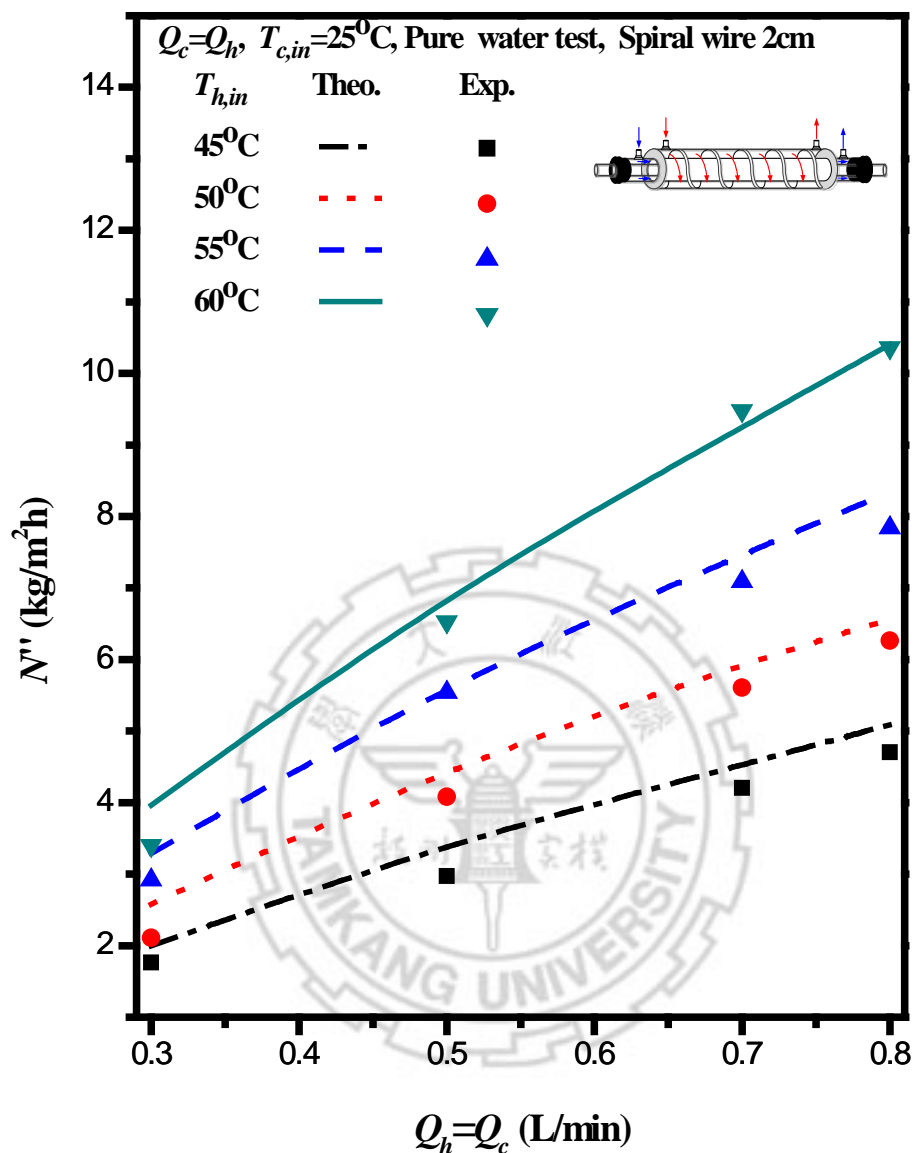


圖 5-3-1 順流操作下且熱側流體為純水時，裝載寬度 2cm 之螺旋型檔板，

不同操作參數對於透膜通量之關係圖

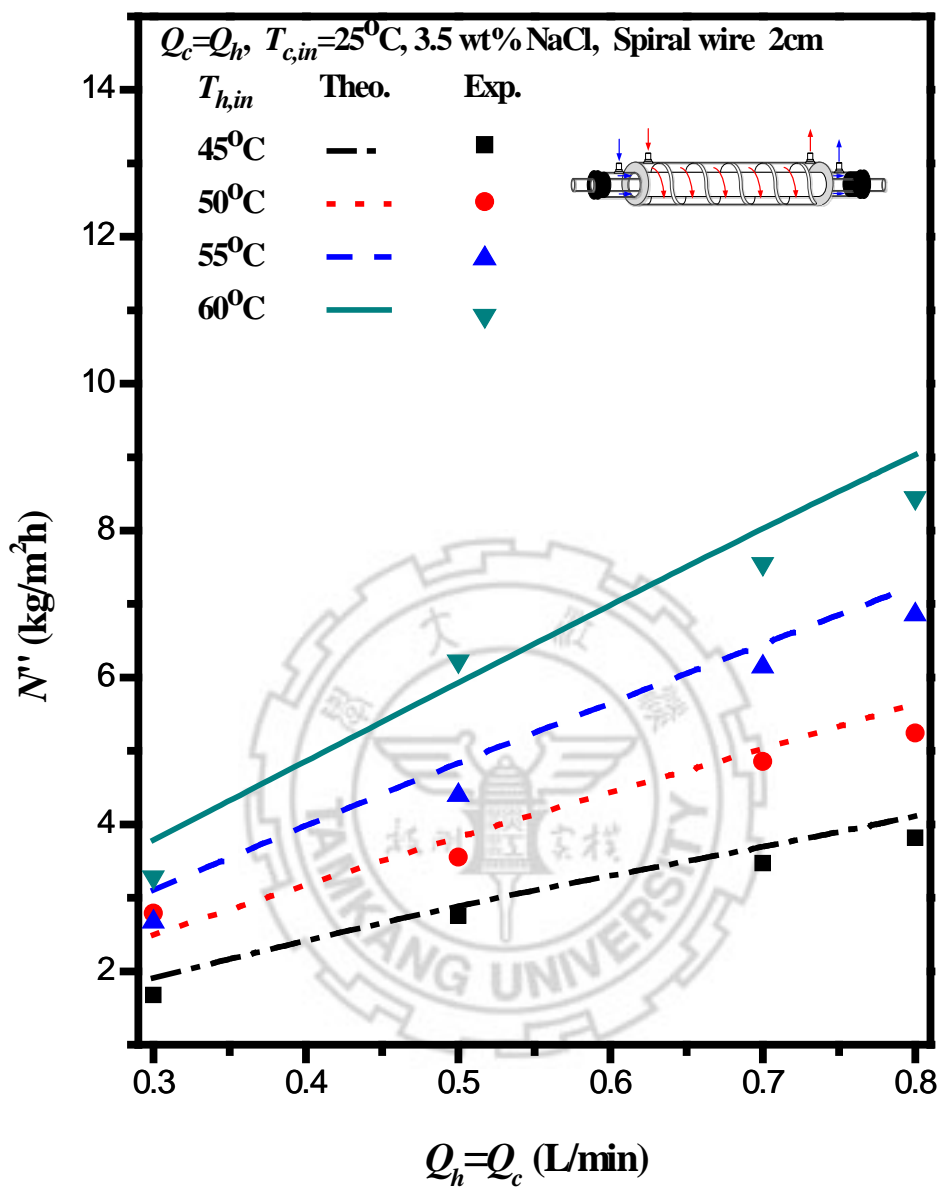


圖 5-3-2 順流操作下且熱側流體為鹽水時，裝載寬度 2cm 之螺旋型檔板，不同操作參數對於透膜通量之關係圖

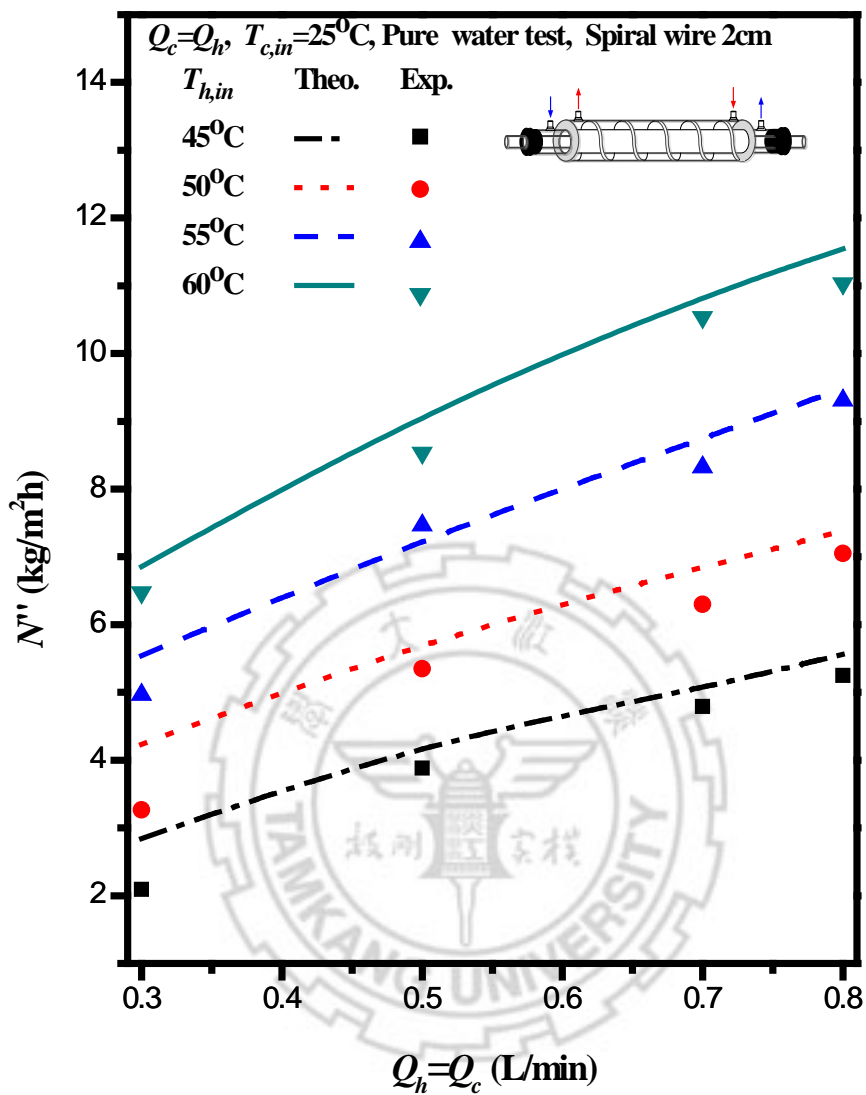


圖 5-3-3 逆流操作下且熱側流體為純水時，裝載寬度 2cm 之螺旋型檔板，

不同操作參數對於透膜通量之關係圖

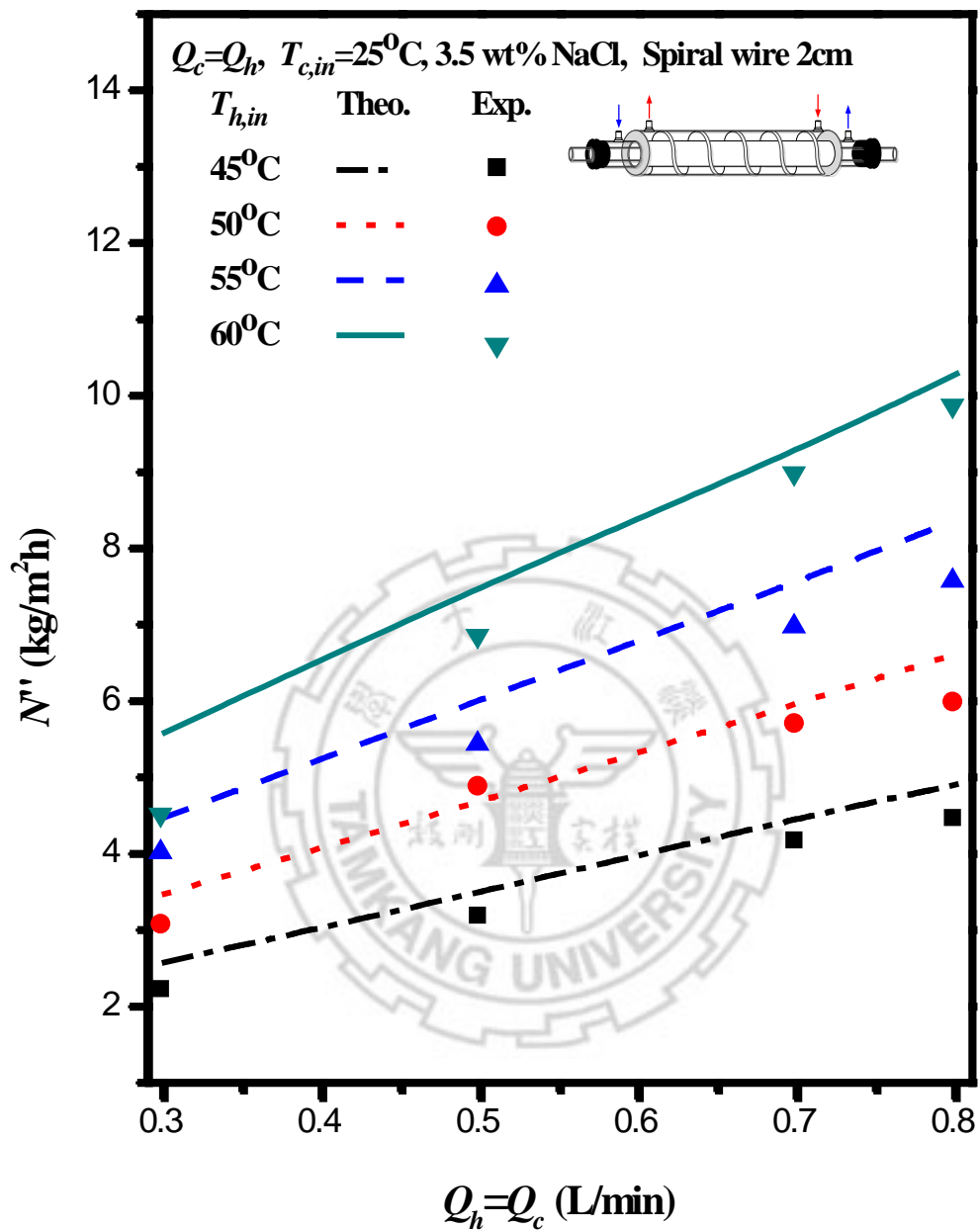


圖 5-3-4 逆流操作下且熱側流體為鹽水時，裝載寬度 2cm 之螺旋型檔板，

不同操作參數對於透膜通量之關係圖

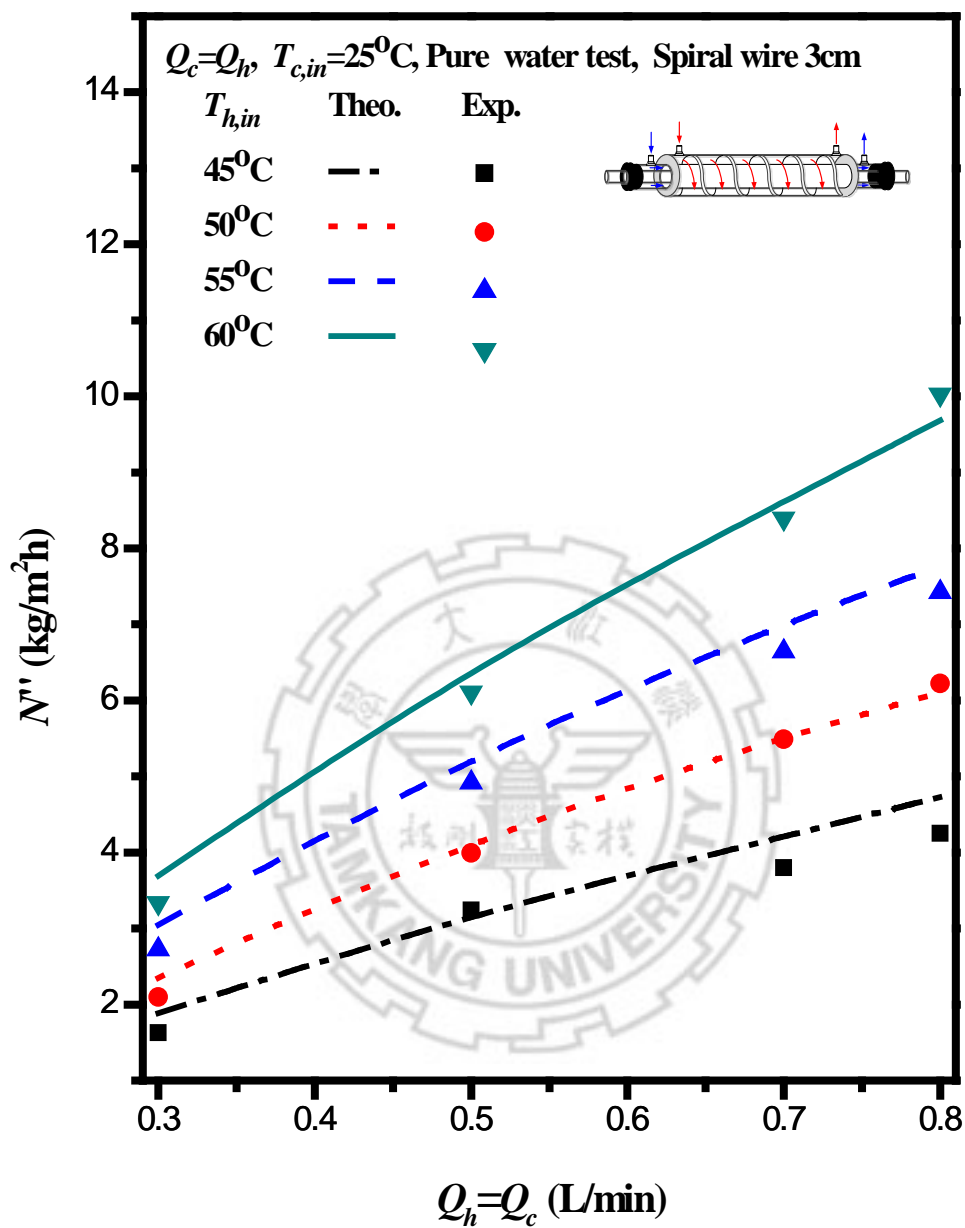


圖 5-3-5 順流操作下且熱側流體為純水時，裝載寬度 3cm 之螺旋型檔板，

不同操作參數對於透膜通量之關係圖

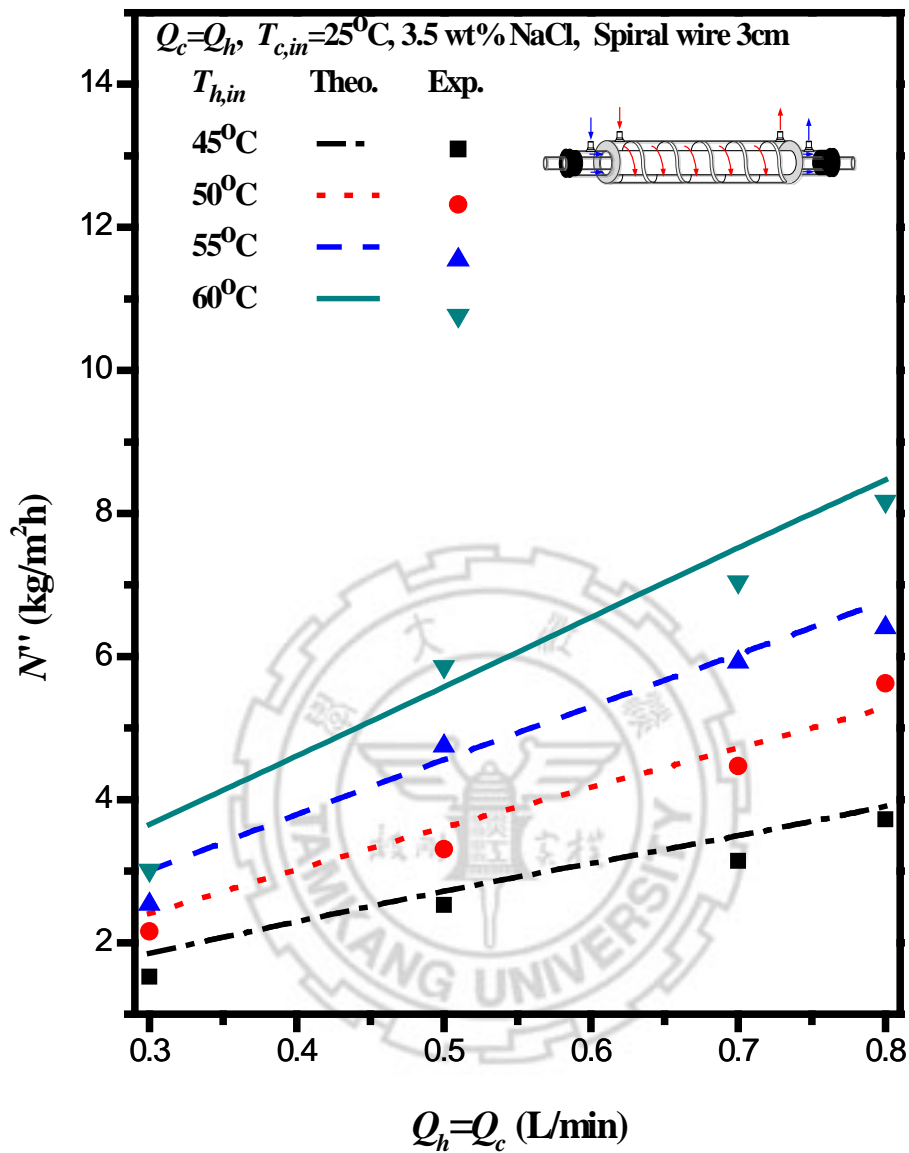


圖 5-3-6 順流操作下且熱側流體為鹽水時，裝載寬度 3cm 之螺旋型檔板，

不同操作參數對於透膜通量之關係圖

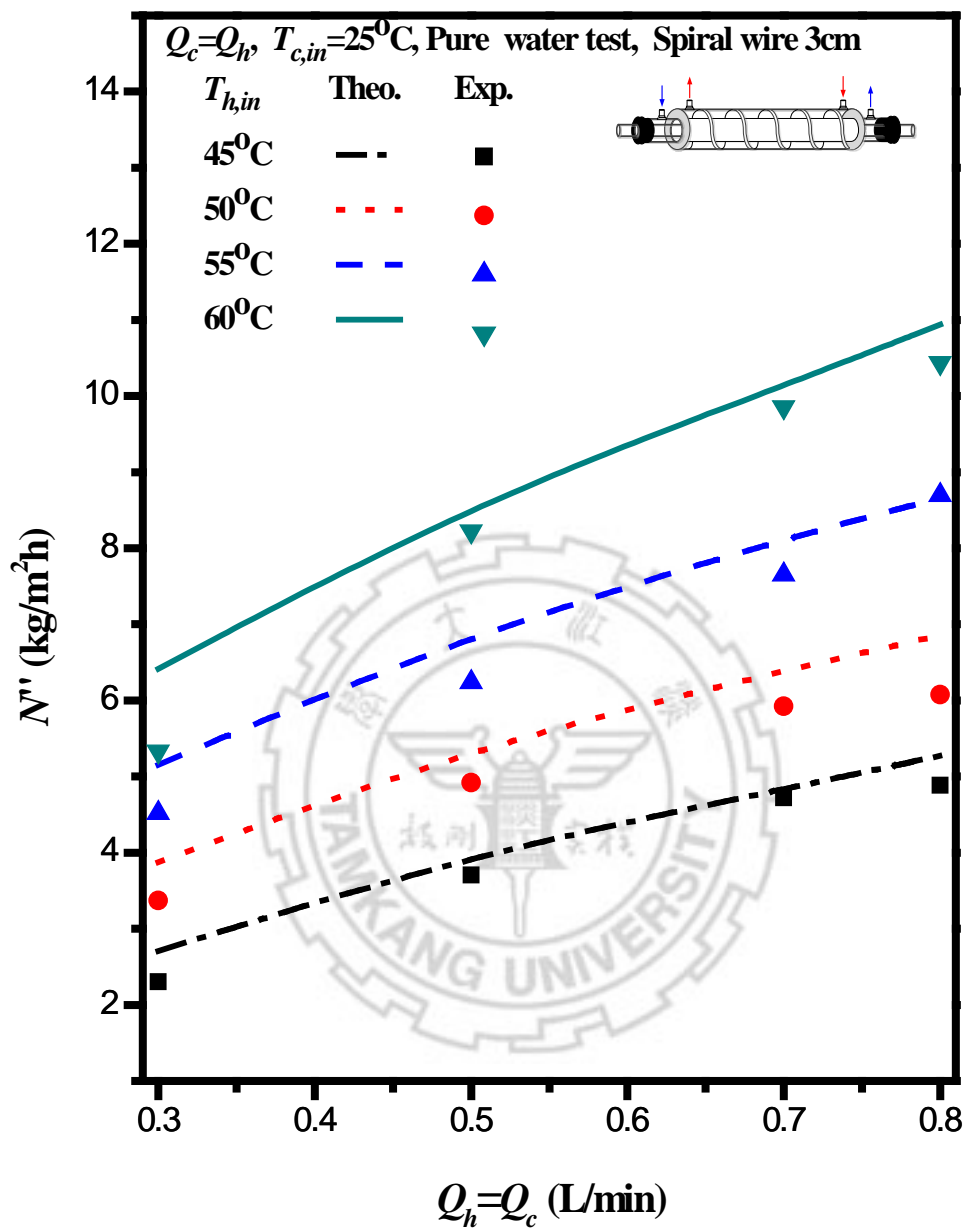


圖 5-3-7 逆流操作下且熱側流體為純水時，裝載寬度 3cm 之螺旋型檔板，

不同操作參數對於透膜通量之關係圖

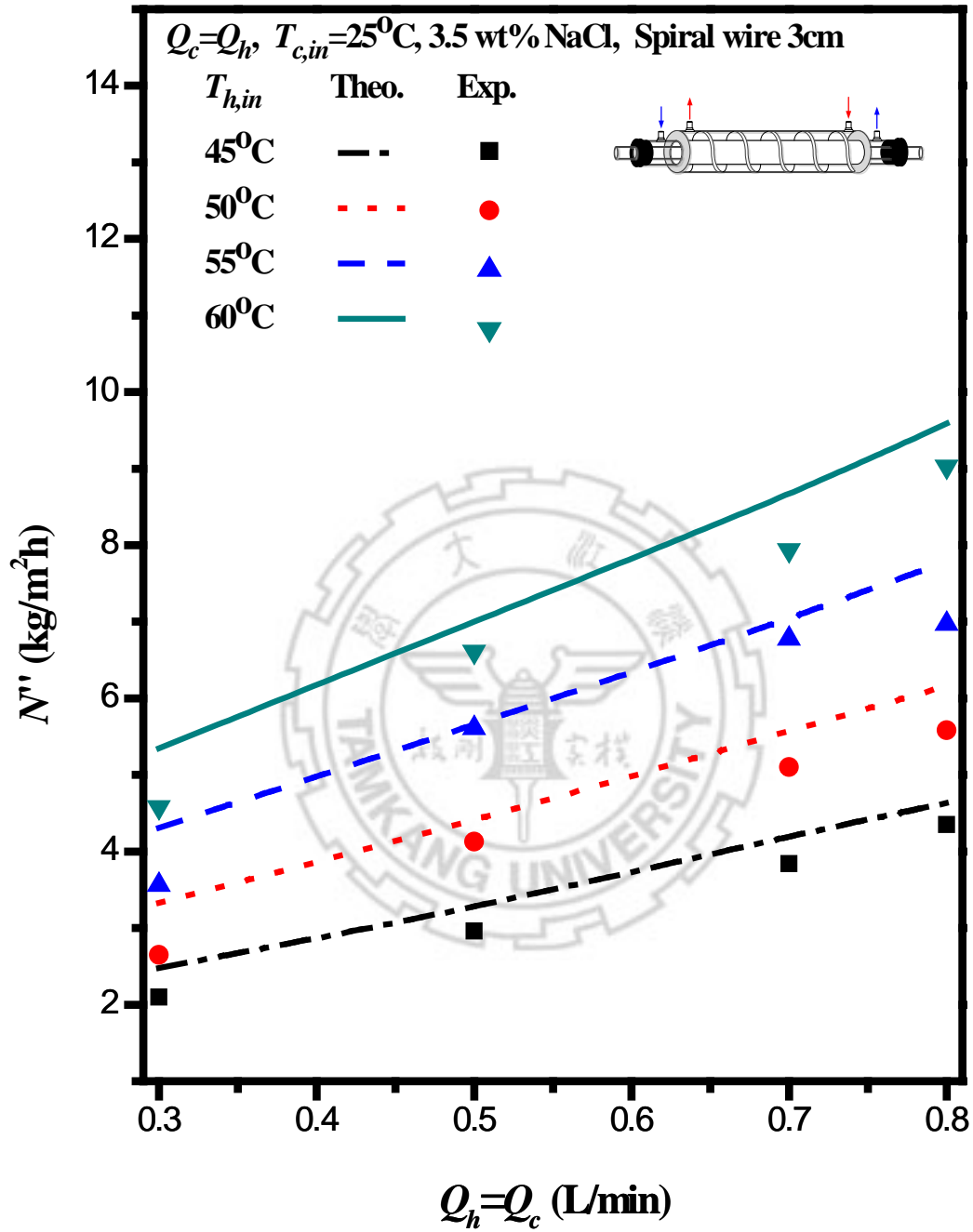


圖 5-3-8 逆流操作下且熱側流體為鹽水時，裝載寬度 3cm 之螺旋型檔板，不同操作參數對於透膜通量之關係圖

$$Q_h = Q_c \text{ (L/min)}$$

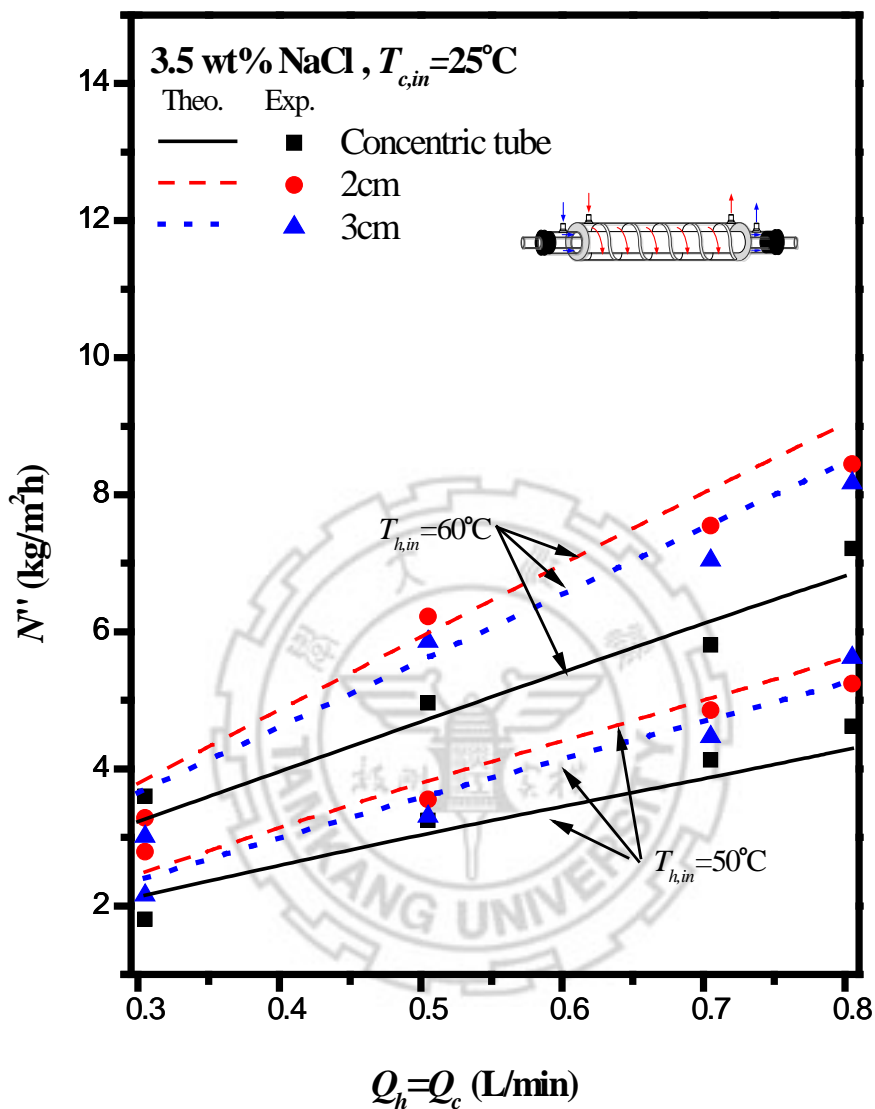


圖 5-3-9 順流操作下且熱側流體為鹽水時，不同螺旋型檔板之寬度與操作

參數對於透膜通量之關係圖

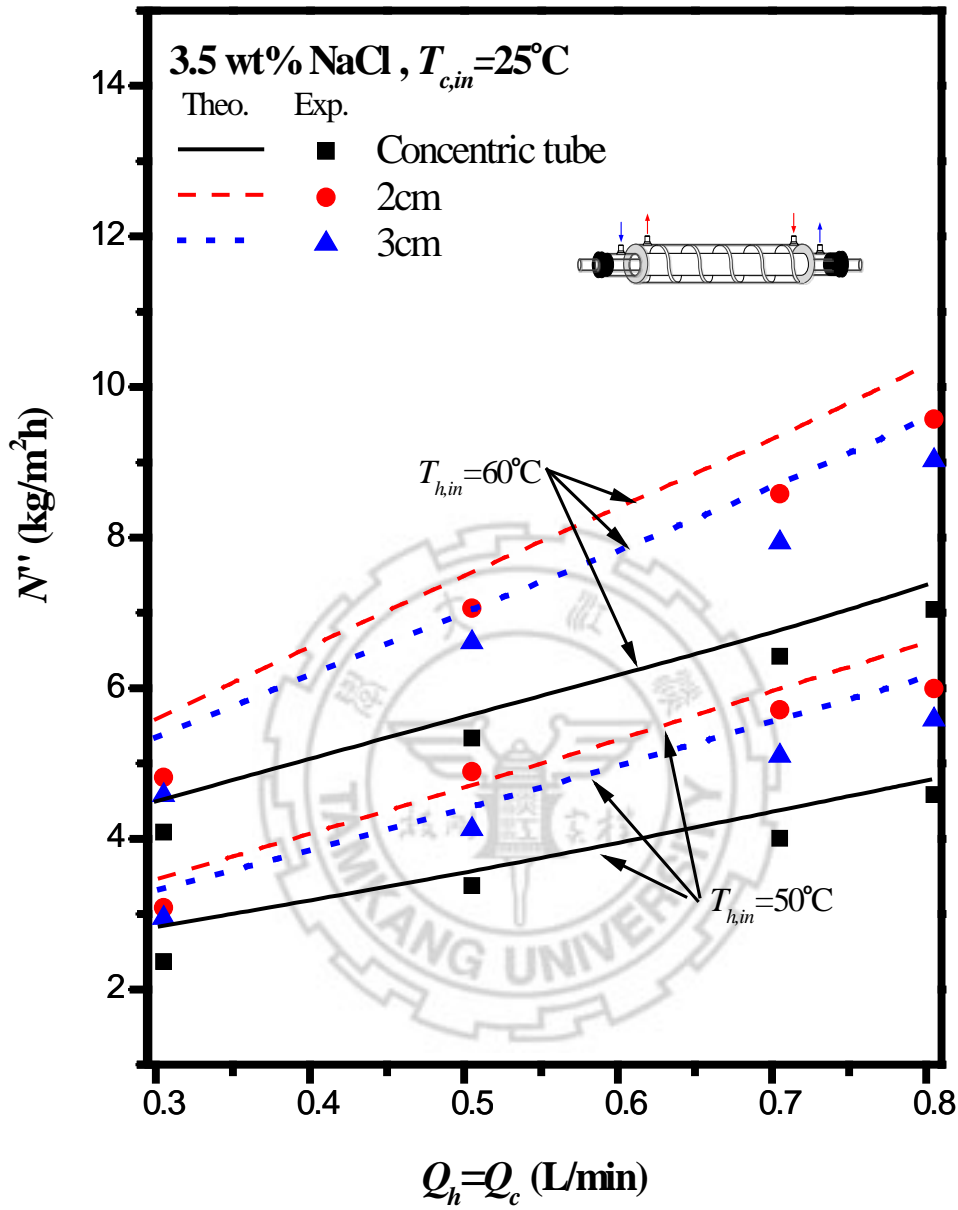


圖 5-3-10 逆流操作下且熱側流體為鹽水時，不同螺旋型擋板之寬度與操

作參數對於透膜通量之關係圖

表 5-3-1 順流純水操作下螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統，

實驗值與理論值之相對誤差比較表

$T_{h,in}$ (°C)	Q (L/min)	pure water test					
		2cm			3cm		
		N''_{exp} (kg/(m ² hr))	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	error %	N''_{exp} (kg/(m ² hr))	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	error %
45	0.3	1.7657	1.9968	11.58	1.6254	1.8836	15.89
	0.5	2.9700	3.4352	13.54	3.2416	3.1946	1.45
	0.7	4.2066	4.5186	6.91	3.7980	4.2013	8.62
	0.8	4.7049	5.0899	7.56	4.2507	4.7336	7.36
50	0.3	2.1073	2.5774	18.24	2.0957	2.3491	12.09
	0.5	4.0811	4.4903	9.11	3.9924	4.1762	4.60
	0.7	5.6067	5.9384	5.59	5.4912	5.5228	0.57
	0.8	6.2661	6.5641	4.54	6.2212	6.1066	1.84
55	0.3	2.9156	3.2885	11.33	2.7254	3.0505	11.93
	0.5	5.5415	5.6686	2.24	4.9213	5.2757	7.20
	0.7	7.0878	7.4596	4.98	6.6457	7.0120	5.51
	0.8	7.8417	8.3436	6.02	7.4232	7.7654	4.61
60	0.	3.4001	3.9626	14.20	3.3376	3.6957	10.73
	0.5	6.5302	6.9287	5.75	6.1021	6.4541	5.77
	0.7	9.4770	9.2504	2.45	8.3941	8.6156	2.64
	0.8	10.3561	10.4040	0.46	10.0236	9.6825	3.40
average error						7.78	6.89

表 5-3-2 順流鹽水操作下螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統，

實驗值與理論值之相對誤差比較表

		saline water, NaCl = 3.5 wt%					
$T_{h,in}$ (°C)	Q (L/min)	2cm			3cm		
		N''_{exp} (kg/(m ² hr))	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	error %	N''_{exp} (kg/(m ² hr))	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	error %
45	0.3	1.9088	1.6742	12.29	1.8486	1.5215	17.70
	0.5	2.9308	2.7516	6.11	2.7399	2.5270	7.77
	0.7	3.6795	3.4677	5.76	3.4827	3.1427	9.76
	0.8	4.1118	3.8166	7.18	3.9054	4.0242	3.04
50	0.3	2.4939	2.7912	11.92	2.4095	2.1585	10.41
	0.5	3.8573	3.5544	7.85%	3.6347	3.3049	9.08
	0.7	5.0212	4.8577	3.26%	4.7136	4.4676	5.22
	0.8	5.6467	5.2446	7.12%	5.2816	5.6225	6.45
55	0.3	3.1038	2.6716	13.92	3.0086	2.5367	15.69
	0.5	4.8608	4.3997	9.49	4.5800	4.7522	3.76
	0.7	6.4492	6.1485	4.66	6.0228	5.9215	1.68
	0.8	7.2522	6.8577	5.44	6.7805	6.4048	5.54
60	0.3	3.7881	3.2798	13.42	3.6524	3.0149	17.45
	0.5	5.9359	6.2222	4.82	5.5629	5.8565	5.28
	0.7	8.0427	7.5486	6.14	7.5333	7.0441	6.49
	0.8	9.0349	8.4486	6.49	8.4702	8.1691	3.56
average error				7.82			8.05

表 5-3-3 逆流純水操作下螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統，

實驗值與理論值之相對誤差比較表

$T_{h,in}$ (°C)	Q (L/min)	pure water test					
		2cm			3cm		
		N''_{exp} (kg/(m ² hr))	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	error %	N''_{exp} (kg/(m ² hr))	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	error %
45	0.3	2.8435	2.4896	12.45	2.7088	2.3040	14.94
	0.5	4.2707	3.8821	9.10	3.9832	3.7040	7.01
	0.7	5.0473	4.7877	5.14	4.7213	4.7184	0.06
	0.8	5.6645	5.2463	7.38	5.2738	4.8830	7.41
50	0.3	4.2334	3.6669	13.38	3.8737	3.3732	12.92
	0.5	5.7585	5.3489	7.11	5.3856	4.9206	8.63
	0.7	6.8447	6.2955	8.02	6.3900	5.9205	7.35
	0.8	7.0860	7.0512	0.49	6.6553	6.0736	8.74
55	0.3	5.5393	4.9649	10.37	5.1535	4.5177	12.34
	0.5	7.2561	7.7642	7.00	6.8879	6.2422	9.37
	0.7	8.7529	8.3256	4.88	8.1243	7.6512	5.82
	0.8	9.2791	9.3093	0.32	8.6581	8.9000	2.79
60	0.3	6.8569	6.4745	5.58	6.4129	5.7298	10.65
	0.5	9.1454	8.7331	4.51	8.5922	8.2225	4.30
	0.7	10.8542	10.5367	2.92	10.1335	9.8553	2.75
	0.8	11.9427	11.0310	7.63	11.1418	10.4343	6.35
average error				6.53	7.11		

表 5-3-4 逆流鹽水操作下螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統，

實驗值與理論值相對誤差比較表

		saline water, NaCl = 3.5 wt%					
$T_{h,in}$ (°C)	Q (L/min)	2cm			3cm		
		N''_{exp} (kg/(m ² hr))	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	error %	N''_{exp} (kg/(m ² hr))	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	error %
45	0.3	2.5809	2.2334	13.47	2.4798	2.1001	15.31
	0.5	3.4976	3.1946	8.66	3.2512	2.9625	8.88
	0.7	4.4662	4.1776	6.46	4.2010	3.8425	8.53
	0.8	4.9106	4.4730	8.91	4.6346	4.3488	6.16
50	0.3	3.4756	3.0826	11.31	3.3318	2.9500	11.46
	0.5	4.6862	4.8882	4.31	4.3891	4.1269	5.97
	0.7	5.9734	5.7102	4.41	5.5755	5.1041	8.45
	0.8	6.6224	5.9943	9.48	6.1600	5.5812	9.40
55	0.3	4.4815	4.0232	10.23	4.3098	3.9615	8.08
	0.5	6.0245	5.4389	9.72	5.6443	5.6135	1.55
	0.7	7.5633	6.9807	7.70	7.0304	6.7772	3.60
	0.8	8.3771	7.5768	9.55	7.7891	6.9726	9.48
60	0.3	5.5862	4.8124	13.85	5.3452	4.5773	14.37
	0.5	7.5161	7.0585	6.09	7.0039	6.6088	5.64
	0.7	9.2808	8.5833	7.52	8.6463	7.9331	8.25
	0.8	10.2861	9.5744	6.92	9.5922	9.0297	5.86
average error				8.66	8.19		

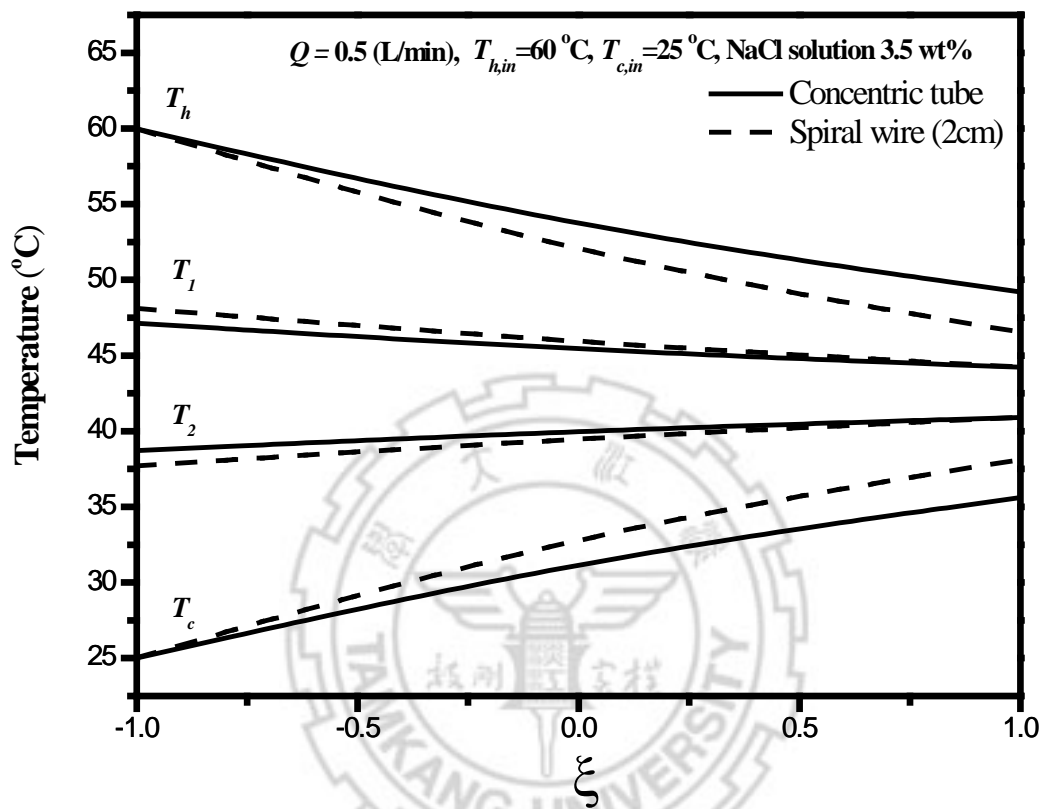


圖 5-3-11 順流狀態下且熱側流體為鹽水時，

套管型系統與螺旋通道型系統於主流區域與薄膜表面溫度分佈之影響

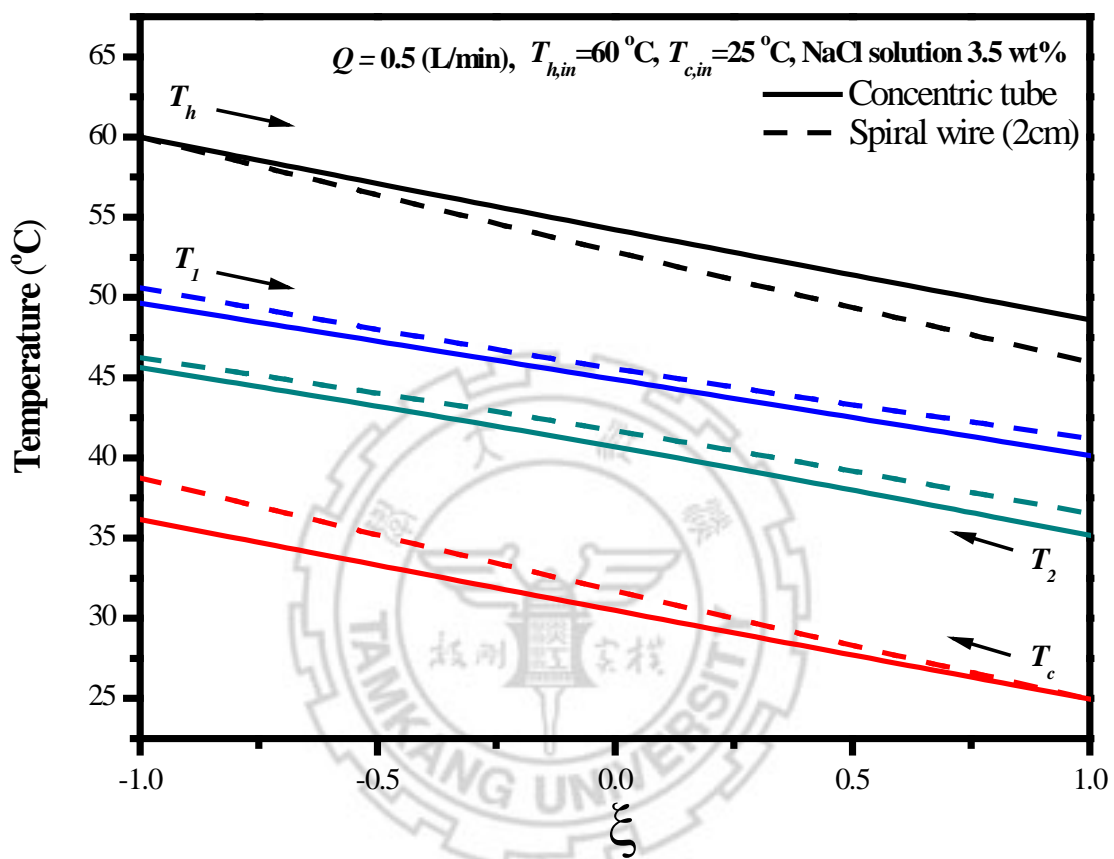


圖 5-3-12 逆流狀態下且熱側流體為鹽水時，

套管型系統與螺旋通道型系統於主流區域與薄膜表面溫度分佈之影響

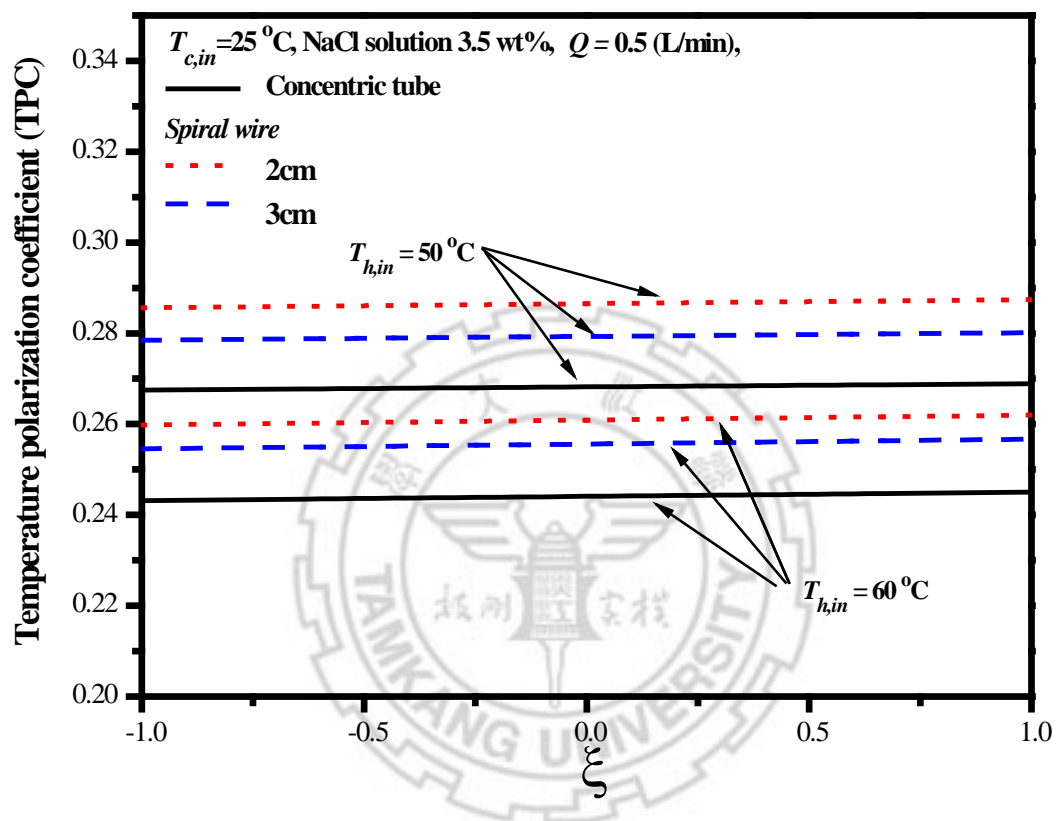


圖 5-3-13 順流狀態下且熱側流體為鹽水時，
不同螺旋型檔板之寬度與操作參數於溫度極化係數之影響

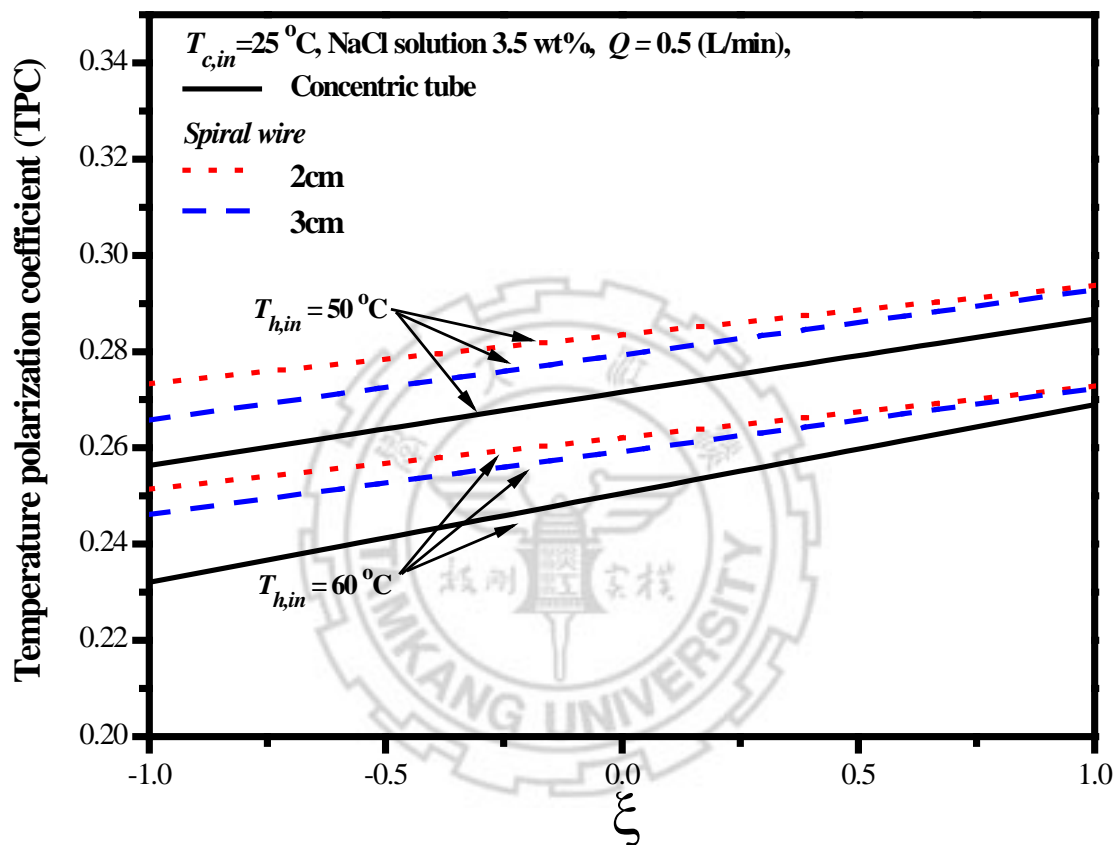


圖 5-3-14 逆流狀態下且熱側流體為鹽水時，

不同螺旋型檔板之寬度與操作參數於溫度極化係數之影響

表 5-2-不同操作流向與模組於平均溫度極化係數之影響比較表

Average Temperature polarization coefficient saline water, NaCl = 3.5 wt%, $Q_h=Q_c=0.5$ (L/min)			
<i>Concurrent flow</i>			
$T_{h,in}$ (°C)	<i>Spiral wire channel</i>		
	Concentric tube	2cm	3cm
50	0.2682	0.2836	0.2752
60	0.2441	0.2609	0.2554
<i>Countercurrent flow</i>			
$T_{h,in}$ (°C)	<i>Spiral wire channel</i>		
	Concentric tube	2cm	3cm
50	0.2719	0.2865	0.2799
60	0.2463	0.2619	0.2552

5-4 模組設計參數於透膜通量與水力損耗之影響

本研究已大致分析不同模組設計參數對於螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統的影響及箇中原因，可以瞭解到螺旋因子可有效的促使系統透膜通量有所增加，但其水力損耗勢必也隨之提升，水力消耗的提升會促使流體輸送設備額外的能源消耗，若能源消耗提升率大於透膜通量增加率之時，此操作條件會不符合經濟效應方面的考量，本研究為比較不同模組設計參數對於透膜通量與水力損耗的影響，在此分別定義了透膜通量提升百分比 I_N 以及水力損耗增加百分比 I_P ，如下所示：

$$I_N = \frac{N_{new}'' - N_{com}''}{N_{com}''} \times 100\% \quad (5.5)$$

$$I_P = \frac{H_{new} - H_{com}}{H_{com}} \times 100\% \quad (5.6)$$

其中， N_{new}'' 與 N_{com}'' 分別為改變模組設計參數的系統與作為比較基準的系統的透膜通量； H_{new} 與 H_{com} 則分別為改變模組設計參數的系統與作為比較基準的系統的水力損耗。

5-4-1 透膜通量增益程度與水力損耗提升程度

本研究經由之前章節得以驗證經驗公式與數學模型具有良好的準確性，因此，將比較理論透膜通量上的不同，此舉是為了屏除實驗數據存有誤差的疑慮，避免影響透膜通量增益程度的比較。為估算透膜通量增益程度，本研究選用套管型直接接觸式薄膜蒸餾模組的透膜通量作為比較基準，當

進料側加裝了螺旋型檔板時，其透膜通量提升百分比依序陳列於表 5-4-1 至表 5-4-4 當中。表 5-4-1 至表 5-4-4 皆呈現出透膜通量增益程度隨著流體進口溫度與體積流率的提高而提高，並隨著螺旋型檔板寬度減少而提高。如果以固定流體體積流率的條件下，提高進口溫度時，系統內部的溫度梯度更為明顯；如果固定流體進口溫度，而體積流率較高時，流體藉由縮小螺旋型檔板寬度造成截面積縮小而平均流速增加，並且大幅增加工作流體於系統內部之滯留時間，因此，能更為有效地將進料側工作流體之熱能釋放，導致透膜通量增幅較大，然而增益比例與透膜通量並非隨著體積流率提高而無限延伸，因為受限於流體進口溫度固定的關係，純水透膜通量勢必會有一極大值，可預期的是，當體積流率達到某一定值時，純水透膜通量與增益比例即不會再增加，但是體積流率提升所造成之水力損耗卻會隨著體積流率的增加而沒有上限的提升。

如同前面章節所闡述的觀點，改變系統的操作變因與模組設計參數時，除了對於透膜通量有所增減，其水力損耗也會有所不同，因此本研究同樣以套管型直接接觸式薄膜蒸餾模組的透膜通量作為比較基準處理之模組於不同系統操作變因下的水力損耗作為比較基準，當進料側加裝螺旋型檔板時，其水力損耗提升百分比依序陳列於表 5-5-5 當中。由結果可以發現，因加裝螺旋型檔板下，其水力損耗提升百分比會提高 70-125%。

5-4-2 透膜通量與水力損耗提升程度之比較

本研究認為倘若以提升系統透膜通量為主要目標的前提之下，此時水力損耗提升程度的多寡將成為主要考量因素，因此，本章節將 5-5-1 節當中求得透膜通量提升百分比與水力損耗增加百分比，兩者化作比值關係呈現，此舉可瞭解到改變不同的模組設計參數時，同樣是消耗額外的水力損耗將增加多少程度的透膜通量，其結果如表 5-4-6、表 5-4-7 及圖 5-4-1 與圖 5-4-2 所示。舉例而言，當選用套管型直接接觸式薄膜蒸餾模組作為基準，並固定體積流率為 0.8 L/min 與熱側進口溫度為 60°C 的條件下，將模組進料側加裝寬度為 0.03 m 之螺旋型檔板時，每多額外消耗 1% 的水力損耗可額外獲得 0.5067% 的透膜通量。由表 5-4-6 與表 5-4-7 即可發現，加裝螺旋型檔板時，雖然增加水力損耗，亦可獲得更多的透膜通量。

表 5-4-1 順流純水操作下套管型與螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾模組，
不同螺旋檔板寬度之理論透膜通量增益比例表

pure water test						
		Concentric tube	2cm		3cm	
$T_{h,in}$ (°C)	Q (L/min)	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	I_N (%)	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	I_N (%)
50	0.3	2.3029	2.5774	11.92	2.3491	6.51
	0.5	3.6508	4.4903	23.00	4.1762	14.39
	0.7	4.6058	5.9384	28.93	5.5228	19.91
	0.8	5.0932	6.5641	28.88	6.1066	19.90
60	0.3	3.4411	3.9626	15.15	3.6957	7.40
	0.5	5.5767	6.9287	24.24	6.4541	15.73
	0.7	7.1640	9.2504	29.12	8.6156	20.26
	0.8	7.9946	10.4045	30.14	9.6825	21.11

表 5-4-2 逆流純水操作下套管型與螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾模組，
不同螺旋檔板寬度之理論透膜通量增益比例表

pure water test						
		Concentric tube	2cm		3cm	
$T_{h,in}$ (°C)	Q (L/min)	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	I_N (%)	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	I_N (%)
50	0.3	3.6208	4.2334	16.92	3.8737	6.98
	0.5	4.4809	5.7585	28.51	5.3856	20.19
	0.7	5.1169	6.8447	33.77	6.3900	24.88
	0.8	5.4973	7.0860	28.90	6.6552	21.06
60	0.3	5.7068	6.8569	20.15	6.4129	12.37
	0.5	7.0761	9.1454	29.24	8.5922	21.42
	0.7	8.0915	10.8542	34.14	10.1335	25.24
	0.8	8.8367	11.9427	35.15	11.1418	26.09

表 5-4-3 順流鹽水操作下套管型與螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾模組，
不同螺旋檔板寬度之理論透膜通量增益比例表

saline water, NaCl = 3.5 wt%						
		Concentric tube	2cm		3cm	
$T_{h,in}$ (°C)	Q (L/min)	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	I_N (%)	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	I_N (%)
50	0.3	2.1573	2.4939	15.60	2.4095	11.69
	0.5	3.0778	3.8573	25.33	3.6347	18.10
	0.7	3.8699	5.0212	29.75	4.7136	21.80
	0.8	4.2969	5.6467	31.41	5.2816	22.92
60	0.3	3.2312	3.7881	17.24	3.6524	13.04
	0.5	4.6903	5.9359	26.56	5.5629	18.60
	0.7	6.1298	8.0427	31.21	7.5333	22.90
	0.8	6.8154	9.0349	32.57	8.4702	24.28

表 5-4-4 逆流鹽水操作下套管型與螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾模組，
不同螺旋檔板寬度之理論透膜通量增益比例表

saline water, NaCl = 3.5 wt%						
		Concentric tube	2cm		3cm	
$T_{h,in}$ (°C)	Q (L/min)	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	I_N (%)	N''_{theo} (kg/(m ² hr))	I_N (%)
50	0.3	2.8355	3.4756	22.57	3.3318	17.50
	0.5	3.5424	4.6862	32.29	4.3891	23.90
	0.7	4.3697	5.9734	36.70	5.5755	27.60
	0.8	4.7862	6.6224	38.36	6.1600	28.70
60	0.3	4.4974	5.5862	24.21	5.3452	18.85
	0.5	5.6293	7.5161	33.52	7.0039	24.42
	0.7	6.7175	9.2808	38.16	8.6463	28.71
	0.8	7.3731	10.2861	39.51	9.5922	30.10

表 5-4-5 不同螺旋檔板寬度之水力損耗提升程度比較表

		saline water, NaCl = 3.5 wt%				
$T_{h,in}$ (°C)	Q (L/min)	Concentric tube	2cm		3cm	
		H_{theo} (J/s)	H_{theo} (J/s)	I_P (%)	H_{theo} (J/s)	I_P (%)
45	0.3	2.67E-04	5.98E-04	127	4.55E-04	70.1
	0.5	7.43E-04	1.66E-03	125	1.25E-03	68.4
	0.7	1.46E-03	3.20E-03	122	2.40E-03	65.3
	0.8	1.91E-03	4.16E-03	120	3.10E-03	63.1
50	0.3	1.58E-04	5.74E-04	125	4.35E-04	68.6
	0.5	7.16E-04	1.59E-03	124	1.20E-03	67.5
	0.7	1.40E-03	3.08E-03	121	2.30E-03	64.2
	0.8	1.83E-03	3.99E-03	119	2.99E-03	62.8
55	0.3	1.50E-04	5.54E-04	123	4.15E-04	66.0
	0.5	6.94E-04	1.53E-03	121	1.15E-03	65.7
	0.7	1.36E-03	2.97E-03	120	2.22E-03	62.8
	0.8	1.78E-03	3.85E-03	117	2.88E-03	61.7
60	0.3	1.43E-04	5.39E-04	122	4.03E-04	65.7
	0.5	6.76E-04	1.49E-03	120	1.11E-03	64.3
	0.7	1.32E-03	2.88E-03	120	2.13E-03	61.3
	0.8	1.73E-03	3.73E-03	117	2.76E-03	59.4

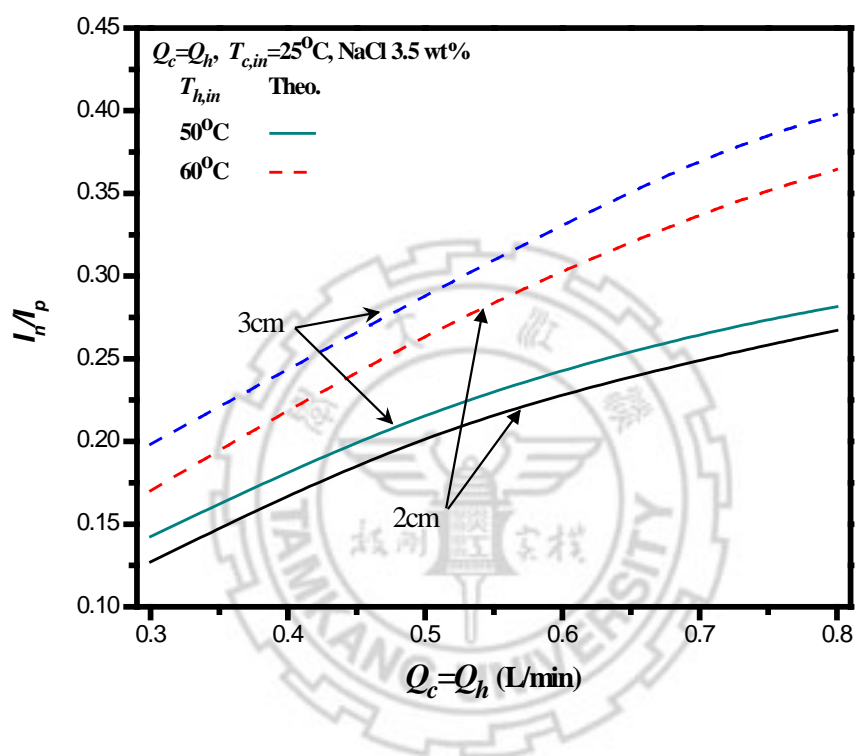


圖 5-4-1 順流鹽水操作下，不同模組設計參數之理論透膜通量增益程度與水力損耗提升程度比較圖

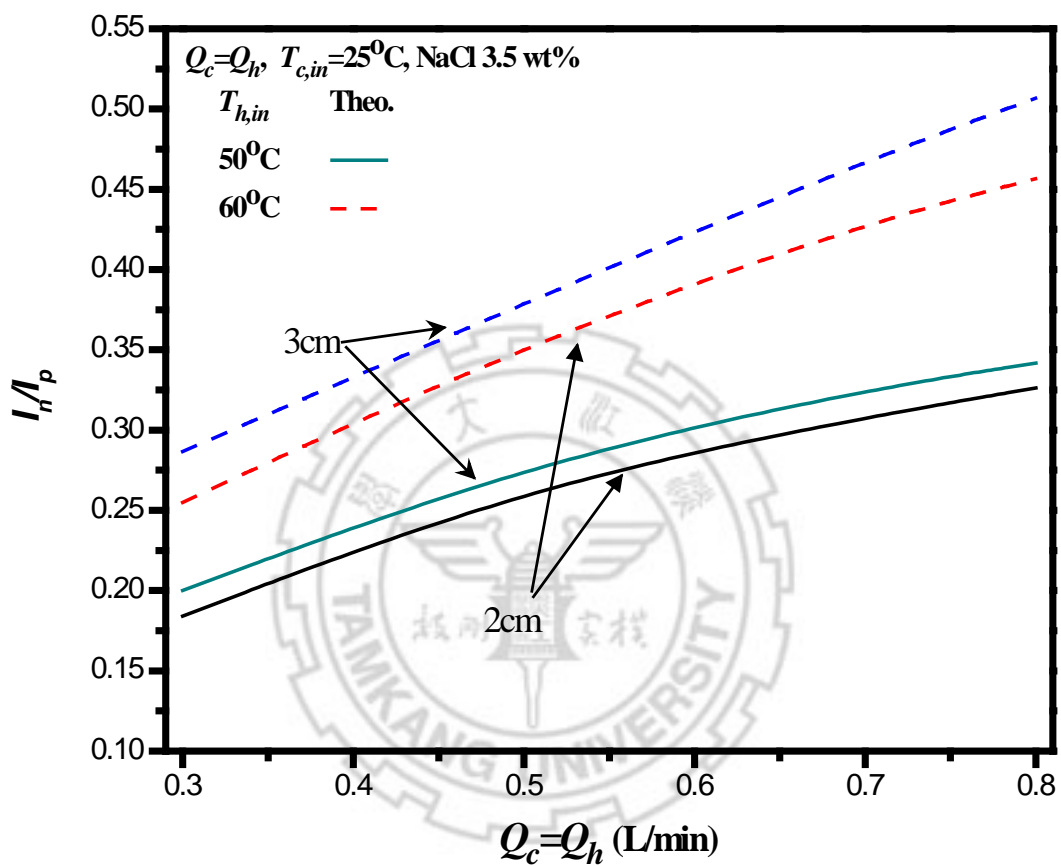


圖 5-4-2 逆流鹽水操作下，不同模組設計參數之理論透膜通量增益程度與水力損耗提升程度比較圖

表 5-4-6 順流鹽水操作下，不同模組設計參數之
理論透膜通量增益程度與水力損耗提升程度比值表

$T_{h,in}$ (°C)	Q (L/min)	saline water, NaCl = 3.5 wt%	
		I_N/I_P	
		2cm	3cm
50	0.3	0.1272	0.1702
	0.5	0.2079	0.2678
	0.7	0.2497	0.3391
	0.8	0.2671	0.3645
60	0.3	0.1425	0.1983
	0.5	0.2210	0.2891
	0.7	0.2661	0.3732
	0.8	0.2816	0.4088

表 5-4-7 逆流鹽水操作下，不同模組設計參數之
理論透膜通量增益程度與水力損耗提升程度比值表

$T_{h,in}$ (°C)	Q (L/min)	saline water, NaCl = 3.5 wt%	
		I_N/I_P	
		2cm	3cm
50	0.3	0.1841	0.2549
	0.5	0.2650	0.3537
	0.7	0.3080	0.4292
	0.8	0.3262	0.4565
60	0.3	0.2001	0.2867
	0.5	0.2789	0.3790
	0.7	0.3253	0.4679
	0.8	0.3416	0.5067

第六章 結論與未來展望

本研究針對套管型直接接觸式薄膜蒸餾系統的核心設備作其效率改善的研究，並設置了下列主要目標：(1) 螺旋型擋板：為了增加其總透膜通量，透過模組設計將模組設計成螺旋通道型式，進而增加總薄膜有效面積，以達到總透膜通量的增加；(2) 螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統：透過平板型一維數學模型之建立、質量及熱量傳送機制之分析、數值解析程序的建構與增加修正螺旋通道型與平板型之差別條件，求得系統於不同系統操作變因與模組設計參數的情況下，主流區與薄膜表面的溫度分佈，用以預測透膜通量，進而探討系統效率改善的程度，並結合實驗輔佐來驗證理論模型的正確與否；(3) 螺旋因子：藉由進料側通道中加裝螺旋型擋板，再配合不同系統操作變因進行實驗，再將實驗結果分析，歸納出一納賽數經驗式，用以表現系統具有螺旋因子時，通道長度對於系統整體通量之增益量。針對薄膜蒸餾系統所探討的參數包括：系統操作變因，如流體種類、體積流率、進口溫度與流動方向等，以及模組設計參數，如進料側通道中螺旋型擋板之寬度的不同。而本研究於套管型與螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統之理論模擬及實驗結果，可以歸納下列之結論：

6-1 螺旋因子之納賽數經驗公式

1. 經由實驗證實，透過進料側通道中加裝螺旋型擋板於通道內部，形成較長之進料側通道，能有效提昇進料側流體於系統內之流體流動速

度，增加進料側流體熱傳，進而提升流體的熱對流效應，導致納賽數比值明顯上升，通道長度與水利直徑呈現對數關係。

2. 螺旋因子之納賽數經驗公式如下所示：

$$Nu^s = 0.061069 \ln \left(\frac{L_h}{d_h} \right)^{2.061398} Nu_{laminar}$$

6-2 套管型直接接觸式薄膜蒸餾系統

1. 經本研究所提出的納賽數經驗公式求得熱對流係數，配合一維理論模型所得到的理論值與實驗值相當接近，其理論值與實驗值的相對誤差總平均為 7.42%，由此可知，對於一般系統仍具有良好的模擬結果。
2. 提升流體體積流率與進口溫度有助於透膜通量的提升，且系統於固定之體積流率及進口溫度下，逆流操作的透膜通量皆大於順流操作的透膜通量，平均約為 18.2%。
3. 溫度極化係數會隨著流體進口溫度的增加而減少，隨著體積流率的增加而增加。

6-3 添加螺旋因子之螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統

1. 經本研究所提出的納賽數經驗公式求得熱對流係數，配合一維理論模型所得到的理論值與實驗值相當接近，其理論值與實驗值的相對誤差總平均約為 7.82% 左右。
2. 添加螺旋因子之螺旋通道型直接接觸式薄膜蒸餾系統的透膜通量與一般套管型直接接觸式薄膜蒸餾系統比較下，最高可提高約 39.5 %。

3. 在固定體積流率與進口溫度的情況下，溫度極化係數會隨著通道中螺旋型檔板之寬度下降而上升。

6-4 模組設計參數於透膜通量與水力損耗之影響

提升系統透膜通量為首要目的而改變不同模組設計參數時，同時會增加系統之水力損耗，因此必須評估水力損耗增加率是否會大於透膜通量增加率，以選擇適當參數進行模組設計上的改變。

綜合以上之結果，本研究的貢獻在於設計一多效式通道模組以及新型擾流增益因子，可有效增加總薄膜有效面積以及減緩薄膜蒸餾必然存在的溫度極化現象，並提升可觀的透膜通量，若將本研究所設計之擾流增益因子應用於薄膜蒸餾的模組之中，則可提升直接接觸式薄膜蒸餾系統的產能。此外，本研究所建立的納賽數經驗公式、一維理論模型與數值解析方式可提供相關系統設計時，做為參考的依據之一。

6-4 未來展望

由第五章之討論可發現，於本螺旋通道型直接接觸式模組中，系統之溫度極化現象並無太大改善，因此建議以後可以在技術許可下，進行通道內之改良，增加紊流促進因子(Eddy promoter)或其他能有效增加薄膜表面溫度之技術，搭配上本螺旋通道型之想法，應該可以將本系統之純水透膜通量更進一步的提升。

符號說明

- a_w : 純水於鹽水溶液中之活性係數
- c_k : Knudsen 擴散係數, $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ Pa s})$
- c_m : 薄膜質傳係數, $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ Pa s})$
- c_p : Poiseuille 擴散係數, $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ Pa s})$
- c_d : 分子擴散係數, $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ Pa s})$
- C_p : 流體比熱, $\text{J}/(\text{kg K})$
- D : 通道高度, m
- d_h : 通道之相當管徑, m
- D_v : 水蒸氣擴散係數, m^2/s
- f_F : 通道之泛寧摩擦因子
- h : RK4 計算步幅, m
- h_c : 冷側物流之熱對流係數, $\text{W}/(\text{m}^2 \text{ k})$
- h_h : 熱側物流之熱對流係數, $\text{W}/(\text{m}^2 \text{ k})$
- H : 薄膜總括熱傳係數, $\text{W}/(\text{m}^2 \text{ k})$
- H_{lost} : 兩端通道總括水力損耗, W
- I_N : 透膜通量提升百分比
- I_P : 水力損耗提升百分比
- J_k : 克努德森擴散模式之透膜通量, $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$

J_p : 泊醉流動模式之透膜通量, $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$

J_d : 分子擴散模式之透膜通量, $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$

k : 流體之熱傳導係數, $\text{W}/(\text{m k})$

k_1 : RK4 計算間隔段開始時的斜率

k_2 : RK4 計算間隔段中點的斜率

k_3 : RK4 計算間隔段中點的斜率

k_4 : RK4 計算間隔段終點的斜率

k_g : 薄膜孔洞內空氣的熱傳導係數, $\text{W}/(\text{m k})$

k_m : 薄膜之平均熱傳導係數, $\text{W}/(\text{m k})$

k_s : 薄膜材質的熱傳導係數, $\text{W}/(\text{m k})$

L_h : 進料側有效通道長度, m

L_c : 滲透側有效通道長度, m

L_e : 通道之進口長度(entrance length), m

lw_f : 通道之管壁摩擦損失, J/kg

m : NaCl 重量莫耳濃度, mol/kg

\dot{m} : 流體質量流率, kg/s

M : 分子量, g/mol

M_w : 水蒸氣分子量, g/mol

M_{air} : 空氣分子量, g/mol

- n : 疊代次數
- N'' : 純水透膜通量, $\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$
- Nu : 流體之納賽數
- P_1 : 冷側薄膜表面流體的飽和蒸氣壓, Pa
- P_2 : 熱側薄膜表面流體的飽和蒸氣壓, Pa
- P_w : 薄膜表面純水的飽和蒸氣壓, Pa
- P : 壓力, Pa
- P_m : 兩端薄膜表面之平均蒸汽壓, Pa
- P_{sys} : 模組系統之平均壓力, Pa
- Pr : 流體之普朗多數
- $q_{cond.}$: 經由薄膜熱傳導之熱量, W/m^2
- $q_{vap.}$: 水分子蒸發潛熱之熱量, W/m^2
- q_m : 經由薄膜之總括熱傳量, W/m^2
- q_h : 熱側主流區域對薄膜表面之熱傳量, W/m^2
- q_c : 冷側主流區域對薄膜表面之熱傳量, W/m^2
- Q : 流體之體積流率, m^3/s
- R : 氣體常數, $\text{J}/(\text{mol K})$
- Re : 流體之雷諾數
- r : 薄膜孔洞半徑, m

- T_1 : 進料側薄膜表面溫度, °C
 T_2 : 滲透側薄膜表面溫度, °C
 T_h : 進料側主流區域溫度, °C
 T_c : 滲透側主流區域溫度, °C
 T_m : 兩端薄膜表面流體之平均溫度, °C
 $T_{h,in}$: 進料側流體之進口溫度, °C
 $T_{c,in}$: 滲透側流體之進口溫度, °C
 $T_{h,ln}$: 進料側流體之對數平均溫度, °C
 $T_{c,ln}$: 滲透側流體之對數平均溫度, °C
 $T_{h,out}$: 進料側流體之出口溫度, °C
 $T_{c,out}$: 滲透側流體之出口溫度, °C
 $T_{h,g}$: 進料側之初始猜測溫度, °C
 $T_{h,r}$: 滲透側之初始猜測溫度, °C
 $T_{c,g}$: 進料側之確認溫度, °C
 $T_{c,r}$: 滲透側之確認溫度, °C
 \bar{v}_h : 熱側流體平均流速, m/s
 \bar{v}_c : 冷側流體平均流速, m/s
 W_h : 進料側有效通道寬度, m
 W_h : 滲透側有效通道寬度, m

x_{NaCl} : 氯化鈉(NaCl)於鹽水溶液中的莫耳分率

x_w : 純水在鹽水溶液中的莫耳分率

Y_{ln} : 空氣之對數平均係數

z : 通道座標

希臘字母

α : 通道截面比例

ΔP : 兩端薄膜表面之飽和蒸氣壓差, Pa

ε : 薄膜孔隙度

η_v : 水蒸氣分子黏度, (N s)/m²

λ : 水蒸氣蒸發潛熱, J/kg

μ : 流體黏度, (N s)/m²

ρ_{NaCl} : NaCl 比重, kg/m³

ρ : 流體密度, kg/m³

τ : 薄膜孔洞曲率

τ_{temp} : 溫度極化係數

δ_m : 薄膜厚度, m

ξ : 通道座標

參考文獻

1. Pidwireny M., “Fundamentals of Physical Geography.” The Hydrologic Cycle, 2nd Edition (2006).
2. 樓基中編著，水資源與環境保育 SOS 環保救地球，台北市，五南圖書出版股份有限公司，初版，2010。
3. Kalogirou SA., “Seawater desalination using renewable energy sources,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, **31**, 242-281 (2005).
4. Thomson M., Miranda M.S., and Infield D., “A small-scale seawater reverse-osmosis system with excellent energy efficiency over a wide operating range,” *Desalination*, **153**, 229–236 (2002).
5. Cath T.Y., Adams V.D. and Childress E., “Experimental study of desalination using direct contact membrane distillation: a new approach to flux enhancement,” *J. Membr. Sci.*, **228**, 5–16 (2004).
6. Meindersma G.W., Guijt C.M. and de Haan A.B., “Desalination and water recycling by air gap membrane distillation,” *Desalination*, **187**, 291–301 (2006).
7. El-Bourawi M.S., Ding Z., Ma R. and Khayet M.A., “A framework for better understanding membrane distillation separation process,” *J. Membr. Sci.*, **285**, 4–29 (2006).
8. Ho-Ming Yeh, “The improvement in separation of concentric tube thermal diffusion columns,” Georgia Institute of Technology, (1969).
9. Banat F., Jwaied N., Rommel M., Koschikowski J. and Wieghaus M., “Desalination by a "compact SMADES" autonomous solarpowered membrane distillation unit,” *Desalination*, **217**, 29–37 (2007).

10. Rommel M., Koschikowski J. and Wieghaus M., “Solar driven desalination systems based on membrane distillation,” NATO Security through Science Series C: Environmental Security, 247–257 (2007).
11. Calabro V., Drioli E. and Matera F., “Membrane distillation in the textile wastewater treatment,” *Desalination*, **83**, 209–224 (1991).
12. Cartinella J.L., Cath T.Y., Flynn M.T., Miller G.C., Hunter K.W. and Childress A.E., “Removal of natural steroid hormones from wastewater using membrane contactor processes,” *Environ. Sci. Technol.*, **40**, 7381–7386 (2006).
13. Calabro V., Jiao B.L. and Drioli E., “Theoretical and experimental study on membrane distillation in the concentration of orange juice,” *Ind. Eng. Chem. Res.*, **33**, 1803–1808 (1994).
14. Onsekizoglu P., Bahceci K.S. and Acar J., “The use of factorial design for modeling membrane distillation,” *J. Membr. Sci.*, **349**, 225–230 (2010).
15. Tomaszewska M., Gryta M. and Morawski A.W., “Study on the concentration of acids by membrane distillation,” *J. Membr. Sci.*, **102**, 113–122 (1995).
16. Tomaszewska M., Gryta M., and Morawski A.W., “Mass transfer of HCl and H₂O across the hydrophobic membrane during membrane distillation,” *J. Membr. Sci.*, **166**, 149–157 (2000).
17. Sakai K., Muroi T., Ozawa K., Takesawa S., Tamura M. and Nakane T., “Extraction of solute-free water from blood by membrane distillation,” *Trans. Am. Soc. Artif. Intern. Organs*, **32**, 397-400 (1986).
18. Lawson K.W. and Lloyd D.R., “Membrane distillation.” *J. Membr. Sci.*, **124**, 1-25 (1997).

19. Tomaszewska M., Gryta M., Morawski A.W. and Grzechulska J., “Membrane distillation of NaCl solution containing natural organic matter,” *J. Membr. Sci.*, **181**, 279–287 (2001)
20. Khayet M., Mengual J.I., and Matsuura T., “Porous hydrophobic/hydrophilic composite membranes: Application in desalination using direct contact membrane distillation,” *J. Membr. Sci.*, **252**, 101–113 (2005).
21. Banat F.A., Abu Al-Rub F.A., Jumah R. and Al-Shannag M., “Modeling of desalination using tubular direct contact membrane distillation modules,” *Sep. sci. technol.*, **34**, 2191-2206 (1999).
22. Bodell B.R., “*Silicone rubber vapor diffusion in saline water distillation*,” United States Patent Application Serial No. 285,32 (1963).
23. Weyl P.K. *Recovery of demineralized water form saline waters*, United States Patent **3,340,186** (1967).
24. Findley M.E., “Vaporization through porous membranes,” *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, **6**, 226-230 (1967).
25. Drioli E. and Wu Y., “Membrane distillation : An experimental study,” *Desalination*, **53**, 339-346 (1985).
26. Schofield R.W., Fane A.G. and Fell C.J.D.. “Heat and mass transfer in membrane distillation,” *J. Membr. Sci.*, **33**, 299–313 (1987).
27. Schofield R.W., Fane A.G., Fell C.J., and Macoun R., “Factors affecting flux in membrane distillation,” *Desalination*, **77**, 279–294 (1990).
28. Phattaranawik J. and Jiraratananon R., “Direct contact membrane distillation : effect of mass transfer on heat transfer,” *J. Membr. Sci.*, **188**, 137-143 (2001).

29. Phattaranawik J., Jiraratananon R., Fane A.G. and Halim C., "Mass flux enhancement using spacer filled channels in direct contact membrane distillation," *J. Membr. Sci.*, **187**, 193-201 (2001).
30. Phattaranawik J., Jiraratananon R. and Fane A.G., "Effects of net-type spacers on heat and mass transfer in direct contact membrane distillation and comparison with ultrafiltration studies," *J. Membr. Sci.*, **217**, 193-206 (2003).
31. Kakac S., Shah R.K. and Bergles A.E., "*Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*," Hemisphere, Washington, DC, 1983.
32. Gryta M, Tomaszewska M, Morawski AW. "Membrane distillation with laminar flow," *Sep. Purif. Technol.*, **11**, 93-101 (1997).
33. Martínez-Díez L, Vázquez-González MI. "Effects of polarization on mass transport through hydrophobic porous membranes," *Ind. Eng. Chem. Res.*, **37**, 4128-4135 (1998).
34. Phattaranawik J, Jiraratananon R, Fane AG. "Heat transport and membrane distillation coefficients in direct contact membrane distillation," *J. Membr. Sci.*, **212**, 177-193 (2003).
35. Khayet M, Godino MP, Mengual JI. "Theoretical and experimental studies on desalination using the sweeping gas membrane distillation method," *Desalination*, **157**, 297-305 (2003).
36. Bui VA, Vu LTT, Nguyen MH. "Modelling the simultaneous heat and mass transfer of direct contact membrane distillation in hollow fibre modules," *J. Membr. Sci.*, **353**, 85-93 (2010).
37. Lawson KW, Lloyd DR. "Membrane distillation. II. Direct contact MD," *J. Membr. Sci.*, **120**, 123-133 (1996).

- 38.Srisurichan S, Jiraratananon R, Fane AG. “Mass transfer mechanisms and transport resistances in direct contact membrane distillation process,” *J. Membr. Sci.*, **277**, 186-194 (2006).
- 39.Gryta M, Tomaszewska M. “Heat transport in the membrane distillation process.,” *J. Membr. Sci.*, **144**, 211-222 (1998).
- 40.Fernández-Pineda C, Izquierdo-Gil MA, García-Payo MC. “Gas permeation and direct contact membrane distillation experiments and their analysis using different models,” *J. Membr. Sci.*, **198**, 33-49 (2002).
- 41.Zhongwei D, Liying L, Runyu M. “Study on the effect of flow maldistribution on the performance of the hollow fiber modules used in membrane distillation,” *J. Membr. Sci.*, **215**, 11-23 (2003).
- 42.Chen T.C., Ho C.D., Yeh H.M. “Theoretical modeling and experimental analysis of direct contact membrane distillation,” *J. Mem. Sci.*, **330**, 279-287 (2009).
- 43.Schofield R.W., Fane A.G., Fell C.J.D. “Gas and vapour transport through microporous membranes. II. Membrane distillation,” *J. Membr. Sci.*, **53**, 173-185 (1990).
- 44.Da Costa A.R., Fane A.G., Fell C.J.D, Franken A.C.M. “Optimal channel spacer design for ultrafiltration,” *J. Membr. Sci.*, **62**, 275-291 (1991).
- 45.Da Costa A.R., Fane A.G., Wiley D.E. “Spacer characterization and pressure drop modeling in spacer-filled channels for ultrafiltration,” *J. Membr. Sci.*, **87**, 79-98 (1994).
- 46.Washall T. A. and Mellpolder. “Improving the separation efficiency of liquid thermal diffusion columns,” *Ind. Eng. Chem. Process Des.*, 1(1) 26-28 (1962).

47. Howell J.A., Field R.W. and Wu D., “Yeast cell microfiltration: flux enhancement in baffled and pulsatile flow system,.” *J. Membr. Sci.*, **80**, 59-65, (1993).
48. Gupta B.B., Howell J.A., Wu D. and Field R.W., “A helical baffle for cross-flow microfiltration.” *J. Membr. Sci.*, **99**, 31-42 (1995).
49. Yeh H. M., Dong J. F., Hsieh M. J. and Yang C. C., “Prediction of permeate flux for ultrafiltration in wire-rod tubular-membrane modules.” *J. Membr. Sci.*, **209**, 19-26 (2002).
50. Poskas. P., Simonis. V. and Ragaisis. V., “Heat transfer in helical channels with two-side heating in gas flow.” *International Journal of heat and mass transfer*, **54**, 847-853 (2011).
51. García-Payoa M.C., Rivierb C.A., Marisonb I.W. and Stockar U. von. “Separation of binary mixtures by thermostatic sweeping gas membrane distillation: II. Experimental results with aqueous formic acid solutions.” *J. Membr. Sci.*, **198**, 197-210 (2002).
52. Lawson K.W., Lloyd D.R. “Membrane distillation,” *J. Membr. Sci.*, **124**, 1-25 (1997).
53. Phattaranawik J, Jiraratananon R and Fane A.G., “Effect of pore size distribution and air flux on mass transport in direct contact membrane distillation,” *J. Membr. Sci.*, **215**, 75-85 (2003)
54. Ding Z.W., Ma R.Y. and Fane A.G., “A new model for mass transfer in direct contact membrane distillation.” *Desalination*, **151**, 217 (2003).
55. Banat F.A. and Simandl J., “Desalination by membrane distillation : a parametric study.” *Sci. Techol.*, **33**, 201-226 (1998).

56. Iversen S.B., Bhatia V.K., Dam-Jphasen K., Jonsson G. "Characterization of microporous membranes for use in membrane contactors." *J. Membr. Sci.*, **130**, 205-217 (1997).
57. Fuller E.N., Schettler P.D. and Giddings J.C., "New method for prediction of binary gas-phase diffusion coefficients." *Industrial and Engineering Chemistry*, **58**, 18-27 (1966).
58. Sarti G.C., Gostoli C., Matulli S. "Low energy desalination processes using hydrophobic membranes," *Desalination*, **56**, 277-286 (1985).
59. Phattaranawik J, Jiraratananon R, Fane A.G., Halim C. "Mass flux enhancement using spacer filled channels in direct contact membrane distillation," *J. Membr. Sci.*, **187**, 193-201 (2001).
60. Phattaranawik J, Jiraratananon R, Fane A.G. "Effects of net-type spacers on heat and mass transfer in direct contact membrane distillation and comparison with ultrafiltration studies," *J. Membr. Sci.*, **217**, 193-206 (2003).
61. Schwinge J., Wiley D.E., Fane A.G., Guenther R. "Characterization of a zigzag spacer for ultrafiltration," *J. Membr. Sci.*, **172**, 19-31 (2000).
62. Poskas P. and Vytautsa S., "Heat transfer in initial part of thermal stabilization of helical channels in air flow," *Heat Transfer Research*, 43(5), 443-460 (2012).
63. Welty JR, Wick CE, Wilson RE. *Fundamentals of Momentum, Heat, and Mass Transfer*, third ed. John Wiley & Sons, New York, 1984.
64. Satish G. Kandlikar, Derek Schmitt. "Characterization of surface roughness effects on pressure drop in single-phase flow in minichannels," *PHYSICS OF FLUIDS*, **17**, 100606 (2005).
65. Bird R.B., Stewart W.E., Lightfoot E.N. *Transport Phenomena*, second ed., John Wiley & Sons, New York, 2007.

- 66.Ozbek H., Phillips S.L. “Thermal conductivity of aqueous sodium chloride solutions from 20 to 330°C,” *J. Chem. Eng. Data*, **25**, 263-267 (1980).
- 67.Incropera FP, DeWitt DP. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. fourth ed., New York: John Wiley & Sons Inc., 1996.
- 68.Chenlo F., Moreira R., Pereira G., Ampudia A. “Viscosities of aqueous solutions of sucrose and sodium chloride of interest in osmotic dehydration processes,” *J. Food Eng.*, **54**, 347-352 (2002).
- 69.Magalhães M.C.F., Königsberger E., May P.M., Hefter G. “Heat capacities of concentrated aqueous solutions of sodium sulfate, sodium carbonate, and sodium hydroxide at 25 °C,” *J. Chem. Eng. Data*, **47**, 590-598 (2002).

