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：張正良博士、何啟東博士

螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾模組之海水淡化理論與實驗研究

Theoretical and experimental studies of concentric-tube air gap membrane distillation with helical wire on saline water desalination

研究生：吳昆逸 撰

中華民國 104 年 6 月

誌謝

首先要感謝指導教授何啟東博士與張正良博士，悉心的教導我，在化學工程與材料工程領域中，當我有問題並困惑時，不停的討論並指點我正確的方向，老師除了在專業知識上給我重要提示，也會分享在日常生活上有趣的經驗以及知識，使我在這些年中獲益良多。老師對學問的嚴謹更是我們學習的典範。感謝口試委員葉老師與蔡老師仔細的看完此論文並給予研究及論文撰寫方面的意見。並感謝廠商偉吉達黃老闆，在我的實驗裝置上給予多方面提供與意見。

在研究所兩年的日子裡，實驗室共同的生活點滴，學術上的討論、言不及義的閒扯、熬夜趕報告的革命情感，感謝眾位學長姐、同學、學弟妹的共同砥礪，你們的陪伴讓我的研究生活變得多采多姿。感謝鎮皓、竣軒、承毅學長們不厭其煩的指出我研究中的缺失，且總能在我迷惘時為我解惑，也感謝豐吉、立邦同學同心協力以及互相幫忙，使我順利地走過這兩年。實驗室的伯泓、陳立、勁亹、靖元、立揚學弟，依恩、詩婷、靜方學妹們當然也不能忘記，你們的幫忙及搞笑我都銘記在心。最後，感謝父母的關心與照顧，成為我堅強的後盾，謹以此文獻給所有參與在我研究所生涯的每個人。

論文名稱：螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾模組之海水淡化理論與實驗研究　　頁數：115 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：吳昆逸　　指導教授：張正良、何啟東 博士

論文提要內容：

氣隔式薄膜蒸餾原理乃是利用薄膜兩側的飽和蒸汽壓差為驅動力促使水蒸氣通過薄膜及其氣隔層後，在冷凝板上冷凝，進而達到分離的效果，然而，當薄膜蒸餾發生所謂的溫度極化現象時，其對於系統產能會有相當顯著的影響，此現象越明顯則產能相對低落。

本研究針對套管型氣隔式薄膜蒸餾之主要設備進行效率改善的研究，目的為：(1)設計螺旋因子，以增加熱側熱流體在系統內部之滯留時間，並增加熱交換，進而提升透膜通量，並歸納出一新型納賽數經驗公式 (2)藉由一維數學模型針對氣隔式薄膜蒸餾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，並探討在不同之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。

根據研究結果顯示，套管型氣隔式薄膜蒸餾薄膜蒸餾系統之理論值與實驗值的相對誤差總平均為 9.02 %，而添加螺旋檔板後能夠有效的提升系統透膜通量，在本研究設定的操作條件之中，最高可達到約 31%的增益。

關鍵詞：同心管、螺旋檔板、純水產量、海水淡化

表單編號：ATRX-Q03-001-FM030-02

Title of Thesis: Total Pages: 115

Theoretical and experimental studies of concentric-tube air gap membrane distillation with helical wire on saline water desalination

Key word : Concentric-tube AGMD , Wire helix , Pure water productivity , Desalination.

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

Graduate date : June ,2015 Degree conferred : Master

Name of student : Kun-Yi Wu 吳昆逸 Advisor : Dr. Cheng-Liang Chang 張正良博士 Dr. Chii-Dong Ho 何啟東博士

Abstract :

The air gap membrane distillation (AGMD) module contains a stagnant air gap interposed between the membrane and condensation surface contacting with the cold stream.

A new design of the capillary AGMD device winding a wire helix 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 AGMD module, which a tight fitting wire spiral in a small annular spacing is inserted, could enhance the improvement of device performance. With decreasing of the concentric tube curvature as compared to the small thickness of the annulus, the heat transfer behavior in helical channel is approaching the heat transfer in straight flat channel. The effects of various operation parameters including the fluid inlet temperature, volumetric flow rate, air gap thickness and spiral wire pitch on the heat transfer efficiency and pure water productivity are also delineated. In addition, the mathematical treatment proposed in this study to correlate the simplified equation for estimating the heat transfer coefficient can also be applied to the porous membranes in MD processes.

目錄

中文摘要 I

英文摘要 II

目錄 III

圖目錄 VI

表目錄 IX

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 7

第二章　文獻回顧 10

2-1 薄膜蒸餾 10

2-2 螺旋通道型系統設計 15

第三章　理論分析 17

3-1 螺旋型氣隔式薄膜蒸餾之熱量、質量傳送機制分析 17

3-1-1 螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾質傳機制之理論分析 20

3-1-2 螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾熱傳機制之理論分析 27

3-1-3 溫度極化現象 33

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 36

3-3 螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統一維理論模型之建立 39

3-3-1 螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統一維理論模型 40

3-3-2 高斯正交法 44

3-3-3 理論數據取得與計算分析流程-朗吉庫塔數值解析方法 46

3-3-4 實驗數據之取得與分析計算流程 50

3-3-5 系統水力損耗 55

3-4 數學模擬參數之設定 57

第四章　實驗分析 60

4-1 螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統 60

4-2 實驗步驟 68

第五章　結果與討論 69

5-1 螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統之納賽數經驗公式迴歸分析 69

5-2 套管型氣隔式薄膜蒸餾系統 73

5-2-1 系統操作變因對於透膜通量之影響 73

5-2-2 溫度分佈與溫度極化現象 74

5-3 螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統 81

5-3-1 螺旋因子對於透膜通量之影響 81

5-3-2 溫度分佈與溫度極化現象 82

5-4 設計參數於透膜通量與水力損耗之影響 90

5-4-1 透膜通量增益程度與水力損耗提升程度 91

5-4-2 透膜通量與水力損耗提升程度之比較 93

第六章　結論 99

6-1 螺旋通道型之納賽數經驗公式迴歸分析 99

6-2 套管型氣隔式薄膜蒸餾系統 100

6-3 添加螺旋檔板之螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統 100

6-4 模組設計參數於透膜通量與水力損耗之影響 101

符號說明 102

參考文獻 109

TAMKANG UNIVERSITY

圖目錄

圖 1-1 海水淡化成本 3

圖 1-2 薄膜蒸餾模組之型態 5

圖 1-3 薄膜蒸餾之模組型式 6

圖 1-4 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 18

圖 3-1-2 薄膜蒸餾於薄膜內部之質量傳送阻力模式 23

圖 3-1-3 氣隔式薄膜蒸餾之質量傳送阻力示意圖 26

圖 3-1-4 氣隔式薄膜蒸餾之熱量傳送阻力串聯模式 27

圖 3-1-5 薄膜蒸餾於薄膜內部熱量傳送之阻力模式 29

圖 3-1-6 溫度極化示意圖 33

圖 3-3-1(a)順流操作之平板型氣隔式薄膜蒸餾系統示意圖 41

(b)順流操作之螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統示意圖 42

圖 3-3-2 朗吉庫塔法之計算示意圖(冷側與熱側長度不相當) 45

圖 3-3-3 朗吉庫塔法求解聯立方程組之計算示意圖 45

圖 3-3-4 螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統之熱側和冷側溫度分佈圖 49

圖 3-3-5 朗吉庫塔法求聯立方程組之計算示意圖 49

圖 3-3-6 套管型氣隔式薄膜蒸餾系統運算流程圖 53

圖 3-3-7 螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統運算流程圖 54

圖 4-1-1 順流螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統簡圖 61

圖 4-1-2 氣隔式薄膜蒸餾系統實驗設備圖(a)套管型(b)螺旋通道型 61

圖 4-1-3 螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾模組分解圖 63

圖 4-1-4 鋁管實際圖 64

圖 4-1-5 中央之壓克力管實際圖 64

圖 4-1-6 中央之壓克力管(套入薄膜)實際圖 65

圖 4-1-7 壓克力條 65

圖 4-1-8 2cm pitch 壓克力螺旋擋板模具與實際圖 66

圖 4-1-9 3cm pitch 壓克力螺旋擋板模具與實際圖 66

圖 4-1-10 固定螺旋檔板後之薄膜管 67

圖 4-1-11 套管型氣隔式模組實際圖(c)套管型(Base case) (d) 螺旋通道型 67

圖 5-1-1 通道流體速度與通道截面積關係圖 72

圖 5-1-2 納賽數理論值與實驗值比較圖 72

圖 5-2-1 冷流層固定 25℃進口溫度且熱流層流體為純水下，不同操作參數對於透膜通量之影響 77

圖 5-2-2 冷流層固定 25℃進口溫度且進料端流體為鹽水下，不同操作參數對於透膜通量之影響 77

圖 5-2-3 冷流層固定 25℃進口溫度且熱流層流體為鹽水下，不同體積流對於主流區域、熱流層薄膜表面與冷凝液表面溫度分佈之影響 79

圖 5-2-4 冷流層固定 25℃進口溫度且熱流層流體為鹽水時，不同操作參數於溫度極化係數之影響 79

圖 5-3-1 順流操作下且熱側流體為純水時，添加螺旋型檔板(寬度 2cm)之不同操作參數對於透膜通量之關係圖 83

圖 5-3-2 順流操作下且熱側流體為鹽水時，添加螺旋型檔板(寬度 2cm)之不同操作參數對於透膜通量之關係圖 83

圖 5-3-3 順流操作下且熱側流體為純水時，添加螺旋型檔板寬度 3cm 之不同操作參數對於透膜通量之關係圖 84

圖 5-3-4 順流操作下且熱側流體為鹽水時，添加螺旋型檔板(寬度 3cm)之不同操作參數對於透膜通量之關係圖 84

圖 5-3-5 冷流層固定 25℃進口溫度且熱流層流體為鹽水下，不同寬度之螺旋型檔板之寬度與操作參數對於透膜通量之影響 85

圖 5-3-6 冷流層固定 25℃進口溫度且熱流層流體為鹽水下，套管型系統與螺旋通道型系統於主流區、熱流層薄膜表面與冷凝液表面溫度分佈之影響 88

圖 5-3-7 冷流層固定 25℃進口溫度且熱流層流體為鹽水下，不同螺旋檔板寬度與操作參數於溫度極化係數之影響 88

圖 5-4-1 在鹽水操作下，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 98

表目錄

表 1-1 全球水資源蘊含量分佈情形 2

表 1-2 不同操作型態之薄膜蒸餾應用領域 6

表 3-2-1 經驗式參數表 36

表 3-4-1 模組相關參數 57

表 3-4-2 疏水性薄膜(聚四氟乙烯+聚丙烯複合膜)相關參數 57

表 3-4-3 流體相關參數 58

表 3-4-4 流體相關參數式 59

表 4-1 PTFE/PP 複合膜之薄膜性質 65

表 5-1-1 納賽數經驗公式所需實驗數據之操作變因表 69

表 5-2-1 冷流層固定 25℃度進口溫度下，套管型氣隔式薄膜蒸餾系統實驗值與理論值之相對誤差比較表 78

表 5-2-2 不同操作參數下於平均溫度極化係數之影響比較表 80

表 5-3-1 冷流進口 25℃且熱流流體為純水下，添加寬度不同之螺旋型檔板與操作參數之實驗與理論值相對誤差比較表 86

表 5-3-2 冷流進口 25℃且熱流流體為鹽水下，添加寬度不同之螺旋型檔板與操作參數之實驗與理論值相對誤差比較表 87

表 5-3-3 不同操作參數下於平均溫度極化係數之影響比較表 89

表 5-4-1 順流純水操作下套管型與螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾模組系統，不同螺旋檔板寬度之理論透膜通量增益比例表 94

表 5-4-2 順流鹽水操作下套管型與螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾模組系統，不同螺旋檔板寬度之理論透膜通量增益比例表 95
表 5-4-3 鹽水進料下，不同螺旋檔板寬度與操作參數之水力損耗提升程度比較表 96
表 5-4-4 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 97

第一章 緒論

1-1 引言

在這宇宙中，地球有著珍貴的水資源覆蓋著，因為有這些水資源，使地球上孕育著無限的生命，更是人類永續生存不可或缺的重要元素。根據聯合國人口基金會(U.N. Population Fund)統計，全球人口總數在 2013 年中已突破 70 億大關，隨著全球人口不斷增長與氣候變遷造成許多環境的問題，如溫室效應導致全球暖化，南北極冰層融化使海平面上升，使得可用淡水範圍日益縮小，近半世紀來隨著氣候變化和工業革命之影響造成水源分佈不均與水質污染等因素，各國對淡水的需求與日俱增，使得淡水的有效供應日益趨緊，導致淡水供需的問題日益嚴重，2015 年世界經濟論壇的全球風險報告（Global Risks），更將水資源問題列為未來全球危機之一。事實上，全球水資源蘊含量相當龐大，分佈情形如表 1-1，然而地下水、河流、湖泊這類常用水源，只佔有全球水資源總含量的 0.7%，而高達 97%的水資源蘊含於海洋之中，因此「海水淡化」儼然成為有效解決水資源供需失衡的不二法門。

海水淡化技術發展迄今已有五十多年的歷史，在 1850 年左右，由於製糖工業需要消耗大量的燃料加熱糖液，以蒸發出其中的水分製糖，也造就了多效蒸發法於海水淡化上的應用，在第二次世界大戰期間，各國為了供

應在乾燥地區作戰的軍隊飲水需求，開始重視海水淡化技術的研究與應用。美國政府從 1950 年代開始，成立鹽水中心(Office of Saline Water)，來進行淡化技術應用之研究。全世界至 1960 年末期開始才開始有日產量 8,000 噸蒸發法海水淡化廠的興建營運。薄膜法製程則一直到 1970 年代才達到商業化的運轉。根據國際海水淡化協會(International Desalination Association, IDA)之統計，截至 2010 年底，淡化水日產量已達 7,170 萬噸。由許多科學家的努力，海水淡化目前已達商業化之技術包含：多效蒸餾法(multiple effect evaporation, ME) 、多級閃化法(multi-stage flash, MSF)、蒸氣壓縮法(vapor compression, VC)、逆滲透法(reverse osmosis, RO)與電透析法(electro dialysis, ED)等，以多效蒸餾法、多級閃化法與蒸氣壓縮法，屬於蒸餾法;而逆滲透法與電透析法，則為薄膜法。其中多級閃化法及逆滲透法兩者之技術發展為商轉運行主要技術，分別佔有全球淡化能力的 47.2 %和 36.5 %。

表 1-1 全球水資源蘊含量分佈情形[1]

Reservoir	Volume (10^6 km^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**

對於海水淡化而言，能量損耗是直接決定成本高低的關鍵，不同的海水淡化技術都有其優缺點所在，因考慮在地情況和使用目的，去評估當地最適化的海水淡化技術，隨著科技的進步，海水淡化技術日趨完善，成本已經逐漸降低，不過目前海水淡化技術所生產出的水，只不過是冰山一角，主因是這些海水淡化程序與傳統供水來源相比，不是產水效率相對低落就是仍需耗費可觀之能源[2]，如多級閃化法，雖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，雖設備精簡，但需要驅動高壓幫浦方能進行。

1980 年代後，薄膜蒸餾具有高選擇性、高介面面積、可模組化、低成本等多方面優勢，並將此薄膜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)屬熱驅動(thermal driven)裝置，近年來廣受重視，此一技術囊括多級閃化法及逆滲透法兩者之優點，如圖 1-1 所示。

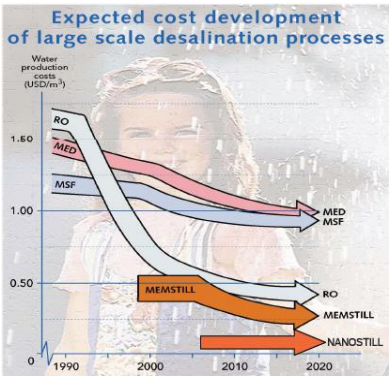
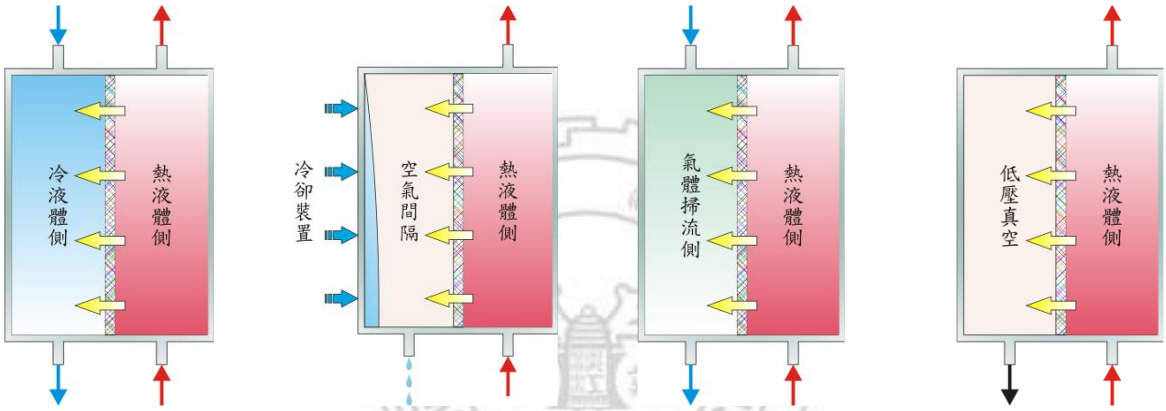


圖 1-1 海水淡化成本[3]

1-2 薄膜蒸餾系統簡介

薄膜蒸餾(membrane distillation, MD)是利用多孔性疏水膜作為介質，利用薄膜兩側溫度差導致兩側飽和蒸汽壓的不同，以此壓力差作為驅動力，迫使特定成分穿透薄膜形成質量傳送，進而達到分離之目的，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。其中薄膜蒸餾具備以下特點：(1)無需加壓幫浦，可於常壓之下操作；(2)操作溫度相對於傳統蒸餾程序較低；(3)質量傳送機制是透過薄膜兩側物流飽和蒸汽壓之差異進行分離，無需額外之添加劑；(4)薄膜對於物質之選擇性極佳，可近乎100%將離子、大分子與非揮發性物質阻擋於薄膜一側；(5)薄膜可製備成高介面面積之設備，且設備體積較小可達節省成本之效。薄膜蒸餾依不同的操作型態，大致可分為四種類型，如圖 1-2 所示：(1)直接接觸式薄膜蒸餾(direct contact membrane distillation, DCMD)；(2)氣隔式薄膜蒸餾(air gap membrane distillation, AGMD)；(3)氣掃式薄膜蒸餾(sweep gap membrane distillation, AGMD)；(4)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[4]，若是應用於主要滲透成分為水之純化時，則必須額外增加冷卻設備，導致設備成本增加。而直接接觸式薄膜蒸

餾與氣隔式薄膜蒸餾各具優勢，前者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，但有較高熱傳導損失、溫度極化現象較明顯與滲透物可能受管線污染等缺點；後者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，會導致滲透通量較低。此四種不同操作型態之薄膜蒸餾的其應用領域彙整如下表 1-2 所示。



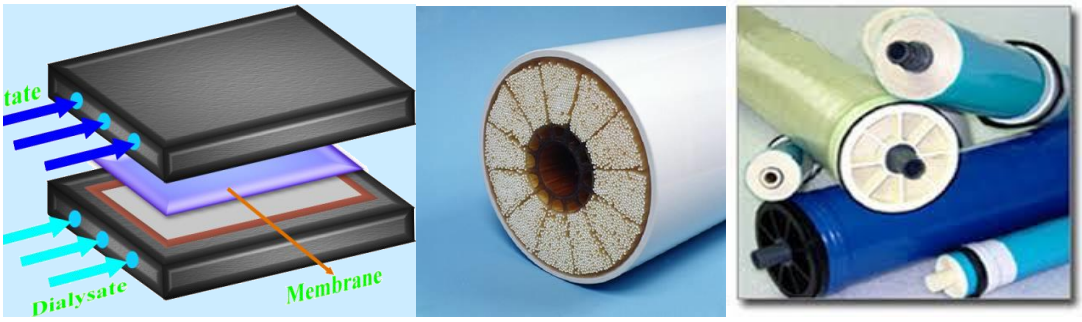
(a) DCMD (b) AGMD (c) SGMD (d) VMD

圖 1-2 薄膜蒸餾之操作型態[4]

表 1-2 不同操作型態之薄膜蒸餾應用領域[4]

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

依照模組構型分類，可分為平板式(flat sheet)、中空纖維式(hollow fiber)與螺捲式(spiral wound)，如圖 1-3，平板式模組具有簡易拆裝、易於更換薄膜之優點，但單位體積的介面面積相對較小；而中空纖維式與螺捲式，具有高介面面積，但組裝較為複雜，薄膜不易更換。



(a)平板式　　(b)中空纖維式　　(c)螺捲式

圖1-3 薄膜蒸餾之模組型式[4]

1-3 研究動機與方向

薄膜蒸餾應用於海水淡化已越來越廣，此一技術操作壓力低、產水純度高，並且能夠透過技術整合，利用工廠廢熱、太陽熱能等低密度能源即可運作，促使學者相繼投入研究，但是此一技術還無法達到大規模商業投資的程度，關鍵在於薄膜兩側發生的溫度極化現象，此現象導致透膜驅動力降低，使得透膜通量下降，系統生產效率偏低。

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，依 1-2 節當中所闡述之原理，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，促使熱側流體於薄膜表面蒸發，以氣體分子型式穿越薄膜，再於冷側薄膜表面凝結形成液體分子，熱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，冷測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，讓兩側膜面溫度之差異比兩側主流區域溫度之差異來的更小，造就極化現象，此現象普遍存在於薄膜蒸餾系統當中。

在一般平板式薄膜蒸餾模組與套管式薄膜蒸餾模組通入熱側熱物流時，若沒有回流(Reflux)系統，則模組系統之總長度會影響其熱物流之熱交換時間，在熱側之熱物流離開系統後還是可以做熱交換，並會造成能源的消耗與浪費。部分學者[5]提出了「可繞式通道」的想法用於不同的系統內進行實驗，可讓熱側熱物流流速增快，藉由可繞式通道增加工作流體流速，利用於套管內添加不同旋轉角度之可繞式通道擋板計算相對於套管系統的

增益量。

本研究遂以可繞式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) 螺旋通道型之螺旋因子：套管系統內熱側通道中增加不同通道寬度之螺旋形擋板(helix 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) 螺旋型氣隔式薄膜蒸餾系統：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的條件下，主流區域、薄膜表面、冷凝液表面與金屬管上的的溫度分佈，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 1-4 所示。

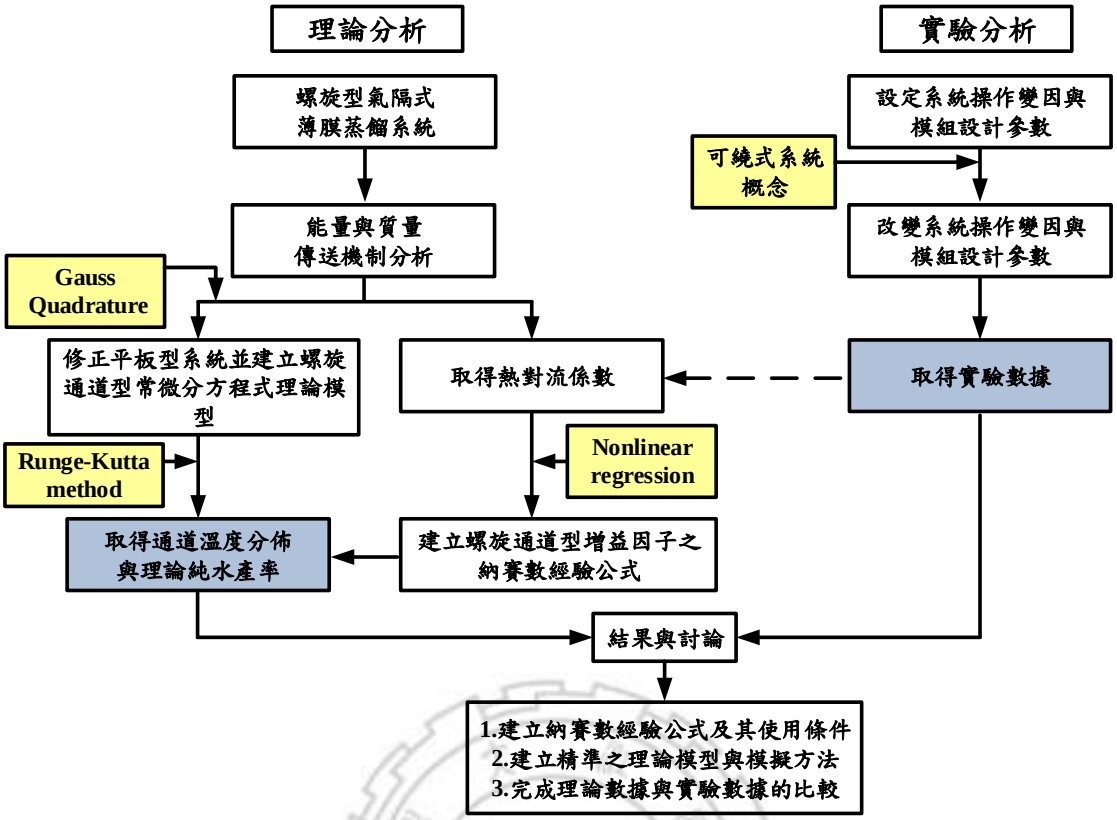

理論分析
實驗分析
螺旋型氣隔式
薄膜蒸餾系統
設定系統操作變因與
模組設計參數
可繞式系統
概念
能量與質量
傳送機制分析
改變系統操作變因與
模組設計參數
Gauss
Quadrature
修正平板型系統並建立螺旋
通道型常微分方程式理論模
型
取得熱對流係數
取得實驗數據
Runge-Kutta
method
Nonlinear
regression
取得通道溫度分佈
與理論純水產率
建立螺旋通道型增益因子之
納賽數經驗公式
結果與討論
1.建立納賽數經驗公式及其使用條件
2.建立精準之理論模型與模擬方法
3.完成理論數據與實驗數據的比較

圖 1-4 研究架構圖

第二章 文獻回顧

2-1 薄膜蒸餾

1963 年薄膜蒸餾技術率先由 Bodell 的專利中[6]被提出，但文獻中並未詳述薄膜其材質與規格實驗所使用的為何。在 1967 年 Weyl 的專利中[7]，對於直接接觸式薄膜蒸餾系統即有詳細說明，其原理為利用多孔性疏水膜分為兩股熱、冷流體，並透過直接接觸薄膜的方式，降低質傳阻力，達到改善生產效率之目的，而文獻中亦描述到實驗系統所使用的薄膜，材質為 PTFE，厚度 3.2 mm、薄膜孔徑 9 μm、孔隙度 42%，並經由實驗結果發現此系統之透膜通量可達 1 $kg/m^2 h$。

同年(1967 年)，Findley 也發表有關直接接觸式薄膜蒸餾之基礎理論和實驗結果[8]，文獻中以 7%的含鹽溶液進行實驗，其實驗系統所使用之薄膜均塗佈上一層矽膠樹酯或鐵氟龍等的防水材質，使薄膜表面具有疏水性質，而從實驗結果觀察得知，薄膜的性質對於系統產量具有顯著的影響，譬如薄膜熱傳導係數、薄膜厚度、薄膜孔隙度及薄膜孔洞曲率等，而文獻中亦提到，倘若可研發出低成本、耐高溫和使用壽命長之薄膜，則此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，對於海水淡化系統亦具有龐大的發展潛力。然而，礙於當時製膜技術有限，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 ~ 75 kg/m^2h 有相當顯著的差距，因此薄膜蒸餾系統只於 1960 年後期短暫興盛。

1980 年代初期，因為製膜技術逐漸成熟，以及許多高疏水性及低熱傳導性商業化膜材相繼問世[9]，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，其中孔隙度甚至可提升至 80%，而厚度可降低至 50 μm。許多學者[9-12]相繼將新型薄膜套用至 Weyl 和 Findley 之研究系統中，發現薄膜蒸餾的產量能夠獲得顯著的提升，因此薄膜蒸餾系統的研究領域又再度備受矚目。

1985 年, Jonsson 等人率先提出氣隔式薄膜蒸餾之理論模式[13]，此模式指出熱流體通道之熱物流汽化形成蒸氣後，以穩態(steady state)形式擴散通過靜止之不冷凝氣體層後在冷凝板表面冷凝，其中此文獻假設熱側薄膜表面之溫度與熱主流區溫度相同，冷凝板表面之溫度亦與冷主流區溫度相同，但隨後溫度極化現象的發現，否定了此假設的正確性。

1987 年，Schofield 等人為求進一步地探討直接接觸式薄膜蒸餾系統的熱傳及質傳機制[14]，建立了熱量在冷與熱流體通道及薄膜中之一維傳送模式，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，可歸咎於薄膜表面與邊界產生溫度極化現象所致，遂定義出溫度極化現象的量化方式，即溫度極化係數，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。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。

Izquierdo-Gil 等人[15] 於 1999 年提出薄膜蒸餾系統中，熱量傳遞機制除了主流區域與薄膜表面之間的熱對流現象，尚需考量主流區域與薄膜表面之間的邊界層中，因為質量傳送伴隨熱量傳送造成的影響，然而，此篇文獻並未深入探討其熱傳機制的部分，也無法明確定義出質量傳送時對熱量傳遞影響的多寡。此外，其探討於不同參數下對於氣隔式薄膜蒸餾系統之影響，並求出蒸氣分子穿透氣隔層時的擴散係數及熱傳導係數。而 2000 年時，提出造成氣隔式薄膜蒸餾系統的溫度極化現象，並且以量化方式，定義出適用時氣隔式薄膜蒸餾之溫度極化係數[16]。

2001 年，Phattaranawik 等人[17]為探討薄膜蒸餾系統其質傳現象對於熱傳現象的影響，遂針對系統建立一不同於 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，藉此得知熱側(進料端)、冷側(滲透端)和薄膜內部三者熱量傳遞機制的變化。由結果發現，大多數情況下，薄膜兩側(進料端與滲透端)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℃以上)時，其經由膜材的熱傳導所傳遞的熱量能夠忽略。

關於氣隔式薄膜蒸餾之理論，絕大部分的文獻可分別為下列兩類: 不考

慮系統內會有溫度分佈的產生，以取平均值的手法來計算熱量及質量傳送的零維理論模式及考慮隨著流動方向及質傳方向的溫度分佈及質傳分佈的二維理論模式。其中 1985 年到 2000 年間的文獻均以零維理論[15,18-21]來計算。而 2002 年後，Alklaibi、Chouikh、Chernyshov 和 Bouguecha 等人[22-25]陸續提出氣隔式薄膜蒸餾做二維理論探討，並以計算流體力學(CFD)模擬並在不同參數下，對於薄膜蒸餾內部的熱質傳變化。其中，Alklaibi 等人於 2005 年的文中指出熱流體溫度為影響透膜通量的主要條件[22]，並於 2006 年，針對直接接觸式和氣隔式膜薄蒸餾之質傳阻力做分析比較，結果指出熱流體之溫度和氣隔層厚度為氣隔式膜薄蒸餾之質傳阻力主要影響變因[26]。2005 年，一維理論才由 Guijt 等人[27]提出，但其僅針對氣隔式薄膜蒸餾之中空纖維式薄膜蒸餾，進行了一維之理論與脫鹽之實驗探討，在文中指出氣隔式薄膜蒸餾在氣隔層厚度為 1.5 mm 時，系統通量效率會低於 80%以下，在 3 mm 厚度下通量效率 80~90%效果較佳。雖然在直接接觸式薄膜蒸餾系統中，平板型的一維理論已被 Zhang 和 Ho 等人提出[28-31]，但平板型之氣隔式薄膜蒸餾的一維理論，直到 2013 才由 Alsaadi 等人[32]提出。

在模組大小及設計皆會影響通道流體及薄膜表面之溫度分佈情形，為使一維數學模擬適用於各種薄膜蒸餾模組，尚需配合不同的納賽數(Nusselt Number)或謝塢數(Sherwood Number)的經驗公式[33-37]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[38.39]、馬克士

威擴散(Maxwell diffusion)方程式[40]、塵氣模式(Dusty-Gas model)[41]及克努德森-泊醉(Knudsen molecular- Poiseuille)過渡式[42]，以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。

本研究使用螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統，提出通道中添加不同寬度之螺旋型檔板，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。

TAMKANG UNIVERSITY

2-2 螺旋通道型系統設計

本研究之可繞式系統模組的想法是由1969年，Yeh等人提出之觀點[5]。而可繞式因子原先是應用於單向熱質傳之中，將熱擴散塔垂直置放，以減少自然對流的強度，而降低混和效應，而此系統用於熱擴散方面之研究如T, A, Washall. [43]等人。

而 Howell J. A.[44]與 Gupta B. B.[45]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[46]等人將其用於超過濾系統中(ultrafiltration)中，在此文獻中，將使用可繞型模組的超過濾模組之模擬，在圓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可繞式系統也可被應用於過濾系統當中。

Garcia-Payo M.C [47]等人利用螺旋式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。

2011 年， Poskas. P. 與 Simonis. V. [48]等人進行兩相流體接觸之熱傳與質傳研究與氣體加熱裝置，因此不難發現具有可繞式或螺旋式通道之模組的應用是非常廣泛的。

2012 年，由 Poskas. P. 與 Simonis. V.[49]等人探討空氣流動之熱傳在螺旋通道上的熱穩定度，在凸的表面與凹的表面熱傳，當減少通道曲率，熱傳在凸的表面與凹的表面可視為平板通道。本研究之螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾，忽略曲率，使螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾之熱傳與質傳視為平板型氣隔式薄膜蒸餾，並用數學模擬與實驗去探討增加螺旋檔板後其通量增益度。

TAMKANG UNIVERSITY

第三章、理論分析

3-1 螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾之熱量、質量傳送機制分析

本章先建立本研究系統之熱量與質量傳送機制，並利用後面章節去修正平板型與螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統之差異，使實驗數據與理論模擬可以吻合。在本研究中，參照Yeh[46]等人利用動量傳送機制，建立的可繞型超過濾系統(ultrafiltration)一維理論之數學模型，於是將螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾之進料端與滲透端視為兩平板進行模擬。

氣隔式薄膜蒸餾系統是以多孔疏水性薄膜作為介質，並利用熱流層之薄膜表面溫度與金屬板上之冷凝層表面溫度的溫度差使薄膜兩側飽和蒸汽壓的不同，以此壓力差作為驅動力，迫使特定成分(水蒸氣)穿透薄膜及氣隔層後在金屬板上形成冷凝層，進而達到分離之目的，得到純水。由於熱流層之薄膜與金屬板上之冷凝層溫度差異所致，其間必然發生熱傳與質傳現象，其機制[22]如圖3-1-1所示，並詳述如下：(1)熱流體通入系統後，因為熱流層主流區域溫度較高，而將熱量傳遞至薄膜表面，熱流通道中的主流區域和薄膜表面隨即形成溫度梯度；(2)在薄膜內部中，薄膜兩端表面皆處於汽液平衡狀態，但因表面溫度不同，也有不同的飽和蒸汽壓，以薄膜兩端形成驅動力，促使蒸氣分子在膜孔內藉由擴散方式通過薄膜，將蒸氣分子傳至氣隔層，發生質傳現象；(3)在氣隔層中，因薄膜表面與氣隔層和氣隔層與金屬板上之冷凝層表面的溫度差形成驅動力，促使蒸氣分子在無對流

現象產生的氣隔層中藉由擴散方式通過氣隔層並在金屬板上冷凝，形成冷凝層；(4)質傳現象同時造就能量以潛熱型式傳遞，熱流層流體吸收能量轉化為蒸氣分子通過薄膜內部與氣隔層並於金屬板上冷凝，釋放能量凝結形成冷凝層；(5)在金屬板上的冷凝層，因為溫度差，透過熱對流將熱量傳遞至金屬板；(6)由於金屬板為熱的良導體，則金屬板吸收來自冷凝層之熱量後，熱量透過熱傳導的方式，傳至冷流層側的金屬表面；(7)冷流層則因主流區溫度較低，金屬板表面溫度較高，因溫度差有溫度梯度，使金屬板表面將熱量傳遞至冷流層主流區，但此溫度梯度並不顯著。

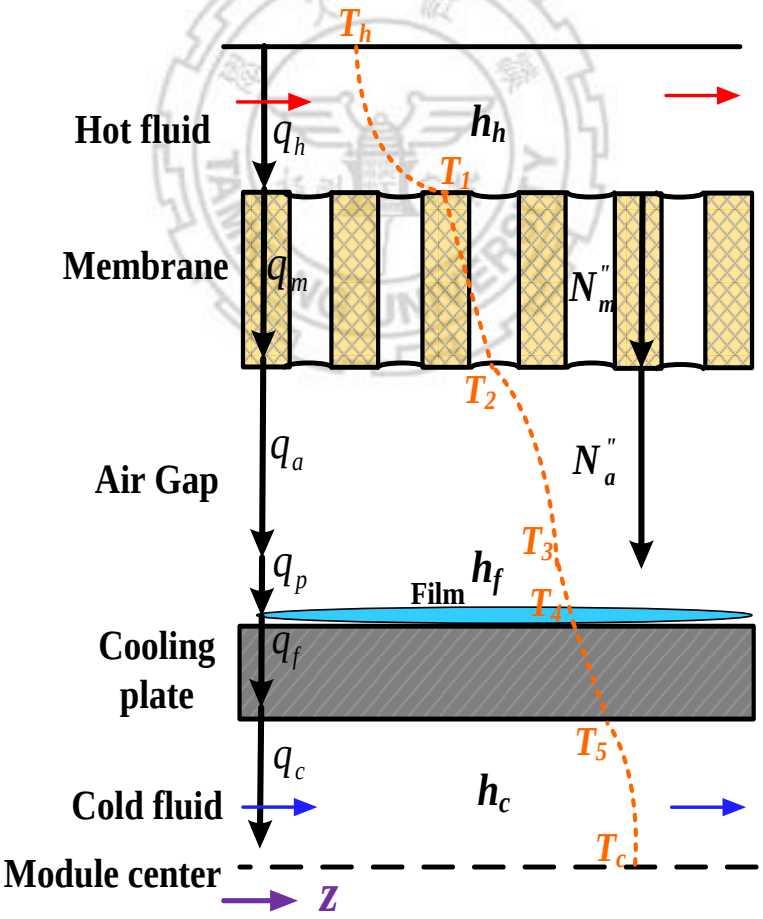


圖3-1-1 薄膜蒸餾系統熱量及質量傳送機制示意圖

在上述過程中，質傳與熱傳同時發生，相對系統也會產生質傳與熱傳阻力，在質傳阻力(mass-transfer resistances)方面：有邊界層阻力(boundary layer resistance)、薄膜阻力(membrane resistance)及氣隔層阻力(air gap resistance)等，而熱傳阻力(heat-transfer resistances)主要存在於：熱流層主流區域對於薄膜表面之熱對流現象、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、氣隔層之空氣熱傳導及質量傳遞時挾帶蒸發潛熱之傳送、在金屬板上冷凝層之熱對流現象、金屬板之熱傳導現象及冷流層主流區域對於金屬表面之熱對流現象等。質傳阻力與熱傳阻力可類比於歐姆定律的電阻串、並聯模式來分析，並於後續章節詳述。

本研究為進行螺旋通道型氣隔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)系統皆於常壓之下進行操作；(2)薄膜不被工作流體所濕潤；(3)薄膜孔洞中不發生毛細冷凝現象；(4)薄膜與工作流體不會發生化學反應，且不影響工作流體的飽和蒸汽壓。

3-1-1 螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾質傳機制之理論分析

當薄膜兩側之飽和蒸氣壓差不同時，會產生薄膜蒸餾的質傳現象，因此通過薄膜的水蒸氣透膜通量可定義如下：

$$N'' = c_T(P_1 - P_3) \tag{3.1}$$

其中 N'' 為透膜通量；c_T 為總括質傳係數；P_1 與 P_3 分別為熱流層薄膜表面流體的飽和蒸氣壓及氣隔層在金屬表面形成冷凝層之流體表面的飽和蒸氣壓。透膜通量 N'' 可細分為在薄膜內部之質傳通量(N''_m)及氣隔層之質傳通量(N''_a)，本研究為利用熱傳分析探討此問題，遂將透膜通量轉換為如式(3.2)及(3.3)之函數型式：

$$N = N''_m = c_m(P_1 - P_2) = c_m \left.\frac{dP}{dT}\right|_{T_m} (T_1 - T_2)^{[14]} \tag{3.2}$$

$$N = N''_a = c_a(P_2 - P_3) = c_a \left.\frac{dP}{dT}\right|_{T_a} (T_2 - T_3)^{[19]} \tag{3.3}$$

其中 c_m 為薄膜內部之質傳係數；c_a 為氣隔層之質傳係數；P_1 、P_2 與 P_3 分別為熱流層、氣隔層薄膜表面及冷凝層流體表面之飽和蒸氣壓。而 $\frac{dP}{dT}$ 項可由克勞修斯－克拉佩龍方程式，將透膜通量之驅動力由壓力函數轉換為溫度函數，使用條件為 $T_1 - T_3 < 15^oC$ [14]：

$$N'' = c_T(P_1 - P_3) = c_T \left.\frac{dP}{dT}\right|_{T_{avg}} (T_1 - T_3) = c_T \frac{P_{avg}\lambda M_w}{RT_{avg}^2}(T_1 - T_3)^{[15]} \tag{3.4}$$

其中，T_1 與 T_2 分別為熱流層與氣隔層此二側之薄膜表面的流體溫度；T_3 為冷凝層流體表面的流體溫度；T_{avg} 為熱流層薄膜表面與冷凝層流體表面之平

均流體溫度；λ為蒸發潛熱；M_w為分子量；R為氣體常數；P_{avg}為熱流層薄膜表面與冷凝層流體表面飽和蒸氣壓之平均值，其表示式如下:

$$P_{avg} = \frac{P_1 + P_3}{2} \tag{3.5}$$

由於本研究熱流層流體分別為純水與濃度為3.5 wt%之鹽水，其中後者因包含了非揮發的溶質,為非理想溶液,其飽和蒸氣壓需引入活性係數a_w作為修正偏離理想溶液行為的依據，因此熱流層薄膜表面流體的飽和蒸氣壓關係式須修正成下列式子：

$$P_1 = x_w a_w P_w \tag{3.6}$$

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[49]：

$$a_{\mathrm{w}} = 1 - 0.5x_{\mathrm{NaCl}} - 10x_{\mathrm{NaCl}}^2, x_{\mathrm{NaCl}} < 0.097 \tag{3.7}$$

其中，x_{NaCl}為氯化鈉於鹽水溶液中的莫耳分率。經由以上關係式，遂將熱流層薄膜表面與冷凝層流體表面飽和蒸氣壓之平均值整理為：

$$P_{avg} = ((1 - x_{\mathrm{NaCl}})(1 - 0.5x_{\mathrm{NaCl}} - 10x_{\mathrm{NaCl}}^2)P_w + P_3)/2 \tag{3.8}$$

並將式(3.8)代入式(3.4)中：

$$N'' = \left[c_T \frac{((1 - x_{\mathrm{NaCl}})(1 - 0.5x_{\mathrm{NaCl}} - 10x_{\mathrm{NaCl}}^2)P_w + P_3)\lambda M_w}{2RT_{avg}^2} \right](T_1 - T_3) \tag{3.9}$$

此處則引入安東尼方程式(Antoine equation)[15]：，用以表示純水飽和蒸氣壓與溫度的關係，藉此將式(3.9)完全轉換為溫度函數：

$$P = \exp\left(23.231 - \frac{3843}{T-45}\right) \tag{3.10}$$

質傳係數(c_m、c_a、c_T)在計算透膜通量時，其表示式用以描述水蒸氣分子在薄膜孔洞中的運動模式，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，然而考慮常溫低壓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[48]，此4種模式之串並聯關係如圖3-1-2所示。

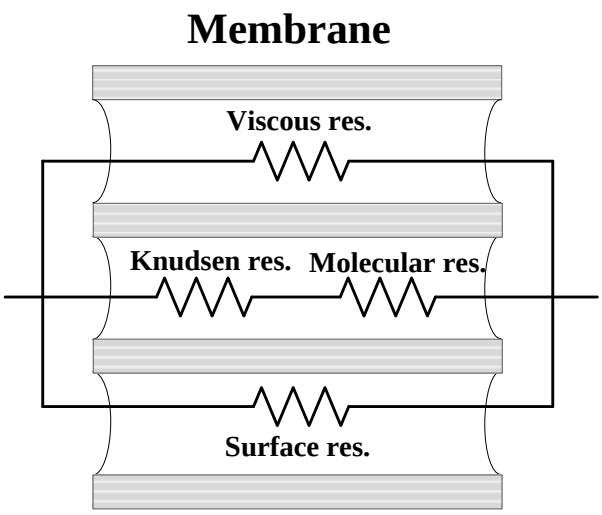


圖3-1-2 薄膜蒸餾於薄膜內部之質量傳送阻力模式

因此，克努德森擴散模式、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[50]，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) 黏滯流動(Viscous flow)模式

$$J_V'' = 0.125\frac{\varepsilon r^2}{\tau\delta_m}\frac{M_w P_m}{\eta_v RT_m}\left(P_1 - P_2\right) = c_V \Delta P \tag{3.11}$$

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

$$J_K'' = 1.064\frac{\varepsilon r}{\tau\delta_m}\sqrt{\frac{M_w}{RT_m}}\left(P_1 - P_2\right) = c_K \Delta P \tag{3.12}$$

其中，c_K 為克努德森擴散係數。

(3)分子擴散(Molecular diffusion)模式

$$J''_M = \frac{D_m \varepsilon}{\delta_m \tau} \frac{M_w}{RT_m} \frac{1}{|Y|_{\ln}} (P_1 - P_2) = c_M \Delta P \tag{3.13}$$

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，許多數學模式的建立方法多以一維數學模式為主，在探討何種薄膜係數關係式較為精確時，須輔以納賽數(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[51]來描述其質傳現象:

$$c_m = \left(\frac{1}{c_K} + \frac{1}{c_M} \right)^{-1} = \left\{ \left[1.064 \frac{\varepsilon r}{\tau \delta_m} \left(\frac{M_w}{RT_m} \right)^{1/2} \right]^{-1} + \left[\frac{1}{|Y_m|_{\ln}} \frac{D_m \varepsilon}{\delta_m \tau} \frac{M_w}{RT_m} \right]^{-1} \right\}^{-1} \tag{3.14}$$

其中 $|Y_m|_{\ln}$ 為薄膜內部的空氣之對數平均係數[18]，其表示式如下:

$$|Y_m|_{\ln} = \frac{(P_T - P_1) - (P_T - P_2)}{P_T * \ln \left[\frac{(P_T - P_1)}{(P_T - P_2)} \right]} \tag{3.15}$$

其中，P_T 為大氣壓力，P_1 與 P_2 為熱流層和氣隔層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[52]所提出之經驗公式計算：

$$\tau = \frac{1}{\varepsilon} \tag{3.16}$$

而氣隔層中僅使用分子擴散理論[51]來描述其質傳現象:

$$c_a = \frac{1}{|Y_a|_{\ln}} \frac{D_a}{\delta_a} \frac{M_w}{RT_a} \tag{3.17}$$

其中$|Y_a|_{\ln}$為氣隔層的空氣之對數平均係數[18]，其表示式如下:

$$|Y_a|_{\ln} = \frac{(P_T - P_2) - (P_T - P_3)}{P_T * \ln\left[\frac{(P_T - P_2)}{(P_T - P_3)}\right]} \tag{3.18}$$

因此將薄膜內部與氣隔層之薄膜係數串聯結合後可得一總括薄膜係數：

$$c_T = \left(\frac{1}{C_m} + \frac{1}{C_a}\right)^{-1}$$

$$= \left\{\left[1.064 \frac{\varepsilon r}{\tau \delta_m}\left(\frac{M_w}{RT_m}\right)^{1/2}\right]^{-1} + \left[\frac{1}{|Y_m|_{\ln}} \frac{D_m \varepsilon}{\delta_m \tau} \frac{M_w}{RT_m}\right]^{-1} + \left[\frac{1}{|Y_a|_{\ln}} \frac{D_a}{\delta_a} \frac{M_w}{RT_a}\right]^{-1}\right\}^{-1} \tag{3.19}$$

其中分子擴散係數(D_m、D_a)引用 Fuller 等人[52]提出之雙成分氣體擴散經驗式，薄膜內部及氣隔層區域考慮空氣及水蒸氣之相互關係，如式(3.20)、(3.21)：

$$D_m = \frac{1 \times 10^{-7} \times T_m^{1.75}}{\frac{P_{sys}}{101325} \times \mathrm{M}^{0.5}{}_{\text{w-air}} \times \left(\sigma_w^{1/3} + \sigma_{air}^{1/3}\right)^2} \tag{3.20}$$

$$D_a = \frac{1 \times 10^{-7} \times T_a^{1.75}}{\frac{P_{sys}}{101325} \times \mathrm{M}^{0.5}{}_{\text{w-air}} \times \left(\sigma_w^{1/3} + \sigma_{air}^{1/3}\right)^2} \tag{3.21}$$

其中T_m為薄膜平均溫度，可表示為$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2}$；$T_a$為氣隔層平均溫度，可表示為$T_a = \frac{T_2 + T_3}{2}$；$P_{sys}$為系統總壓；$\mathrm{M}_{\text{w-air}}$為水蒸氣-空氣分子量；可表示

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

綜合上述結果，可將氣隔式薄膜蒸餾之質量傳送阻力繪成圖 3-1-3 形式:

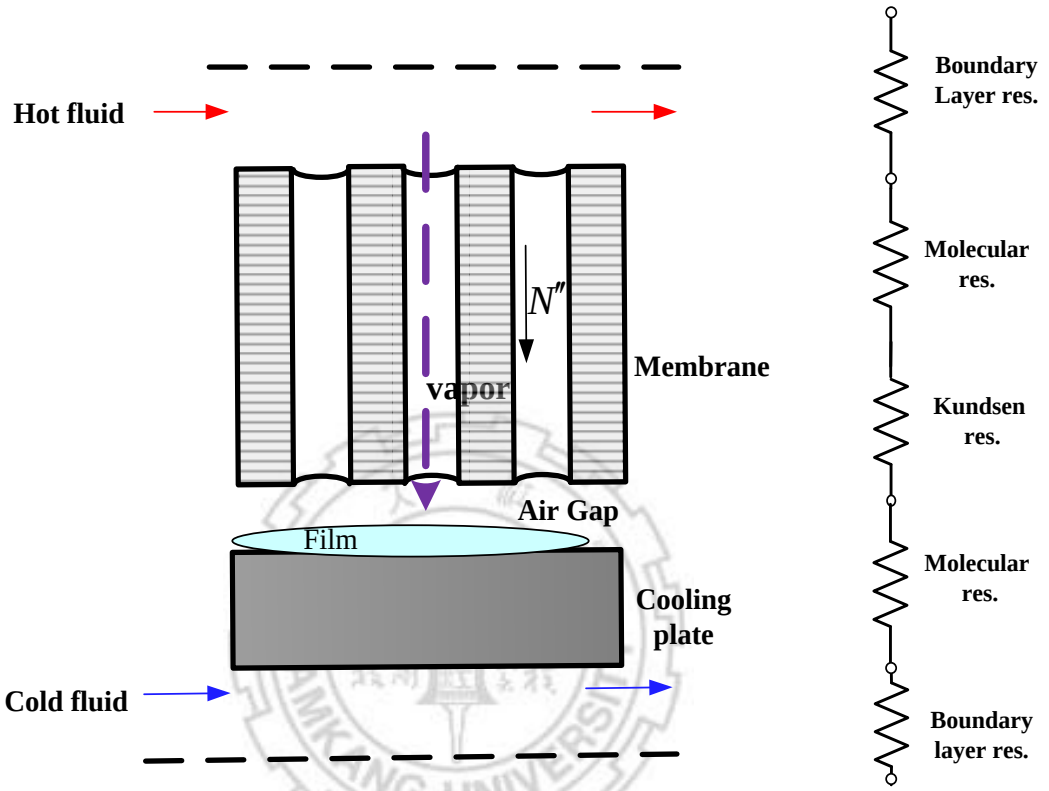


圖 3-1-3 氣隔式薄膜蒸餾之質量傳送阻力示意圖

3-1-2 螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾熱傳機制之理論分析

將系統區分為熱流層、薄膜內部、氣隔層、冷凝層、金屬板(層)、冷流層等六個區塊，用來探討氣隔式薄膜蒸餾系統的熱傳機制[32]，其熱量傳送之阻力串聯模式如圖 3-1-4 所示。

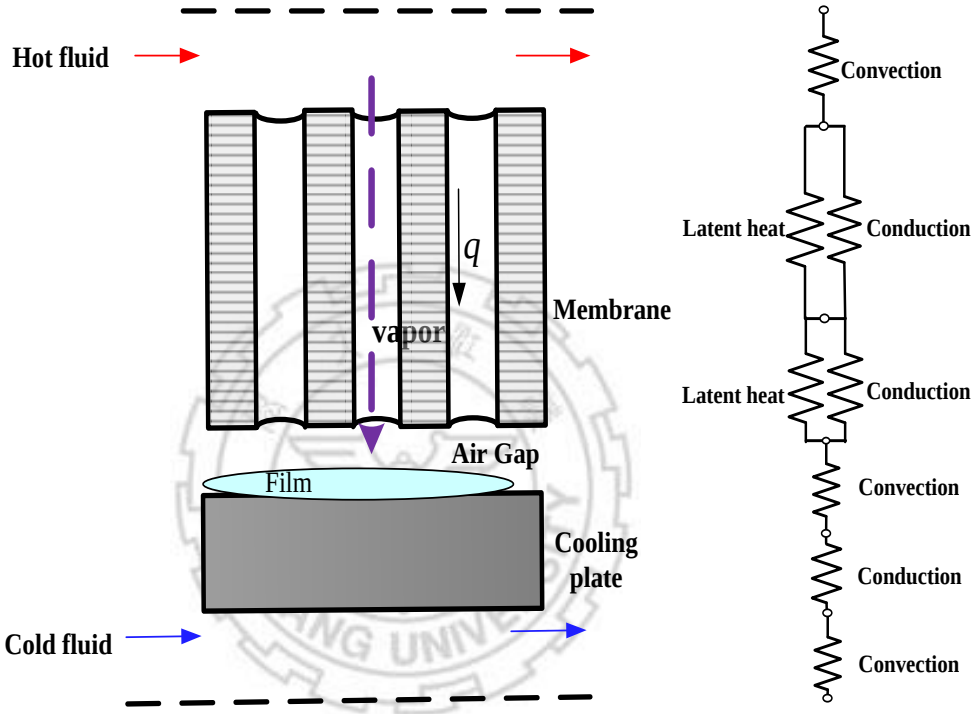


圖 3-1-4 氣隔式薄膜蒸餾之熱量傳送阻力串聯模式

(1) 熱流層之熱傳機制

根據 Phattaranawik 等人的研究結果[17]，熱流層於薄膜表面之邊界層時，可以忽略其內部質量傳送隨之傳遞的熱量。因此在熱流層的熱傳機制中，可著重於主流區域對薄膜表面的熱對流效應，因為熱流層主流區域與薄膜表面具有溫度變化，形成溫度梯度，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，遂可表示成：

$$q_h = h_h\left(T_h - T_1\right) \tag{3.22}$$

其中，h_h 為熱流層之熱對流係數，可透過 3-2 節的螺旋通道型納賽數經驗公式的建立求得；T_h 為熱流層主流區域溫度。

而薄膜內部以及氣隔層的熱傳機制中，是由於熱流層薄膜表面及氣隔層中金屬表面冷凝層之流體表面因溫度差而造成的氣體分子之熱傳導現象與氣體分子穿越薄膜及氣隔層時所挾帶的蒸發潛熱為主，以下將分別對於薄膜內部及氣隔層進行探討。

(2) 薄膜內部之熱傳機制

由熱傳機制如下圖 3-1-5 所示，經由傅立葉第一定律(Fourier's 1st law)，因薄膜內部薄膜兩端因溫度差異所產生之熱傳導現象，公式如下：

$$q_{cond.} = \frac{k_m}{\delta_m}\left(T_1 - T_2\right) \tag{3.23}$$

其中，δ_m 為薄膜厚度；T_1 與 T_2 分別為熱流層與氣隔層之薄膜表面的流體溫度；k_m 為薄膜之平均熱傳導係數。

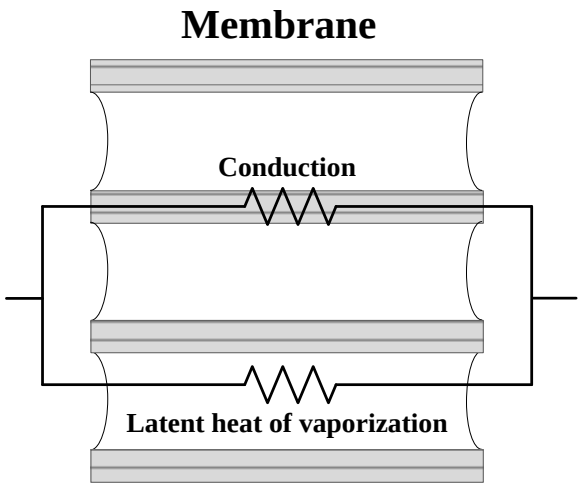


圖3-1-5薄膜蒸餾於薄膜內部熱量傳送之阻力模式

因為薄膜具有孔洞結構，其平均熱傳導係數受到存在於薄膜孔洞內之空氣的影響，因此在考慮薄膜孔隙度下，薄膜之平均熱傳導係數可計算為[12]：

$$k_m = \varepsilon k_g + (1-\varepsilon)k_s \tag{3.24}$$

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。

此外，熱流層的熱量以潛熱方式傳遞，流體於薄膜表面吸收能量轉化為氣體分子而穿越薄膜，接著繼續傳遞至氣隔層，熱量的傳遞可表示為：

$$q_{vap.} = N''_m \lambda \tag{3.25}$$

將式(3.23)結合式(3.25)，則經由薄膜所傳遞的總熱量 q_m 可表示如下：

$$q_m = q_{cond.} + q_{vap.} = \frac{k_m}{\delta_m}(T_1 - T_2) + N''\lambda \tag{3.26}$$

(3) 氣隔層之熱傳機制

氣隔層之熱傳機制與薄膜內部類似，當氣隔層厚度小於 5mm 時，可將氣隔層中的氣體視為靜止不動，因此氣隔層區域不會有自然對流的產生[25]，於是因氣隔層兩側溫度差所產生熱傳導現象，可表示如下：

$$q_{cond.} = \frac{k_a}{\delta_a}(T_2 - T_3) \tag{3.27}$$

其中，T_3 為冷凝層流體表面的流體溫度；k_a 為氣隔層之熱傳導係數；δ_a 為氣隔層厚度。

此外，穿越薄膜的氣體分子依然以潛熱方式傳遞，並傳遞至金屬板上的冷凝層，熱量的傳遞可表示為：

$$q_{vap.} = N''_a \lambda \tag{3.28}$$

將式(3.27)結合式(3.28)，則經由薄膜所傳遞的總熱量 q_a 可表示如下：

$$q_a = q_{cond.} + q_{vap.} = \frac{k_a}{\delta_a}(T_2 - T_3) + N''\lambda \tag{3.29}$$

當系統在穩態時，薄膜內部與氣隔層之熱傳與質傳通量應相等;換言之 $q_m = q_a = q_{ma}$ 且 $N''_m = N''_a = N''$;此時可將式(3.26)與式(3.29)表示成如下:

$$q_{ma} - N''\lambda = \frac{k_m}{\delta_m}(T_1 - T_2) = \frac{k_a}{\delta_a}(T_2 - T_3) \tag{3.30}$$

將上式改以 $(T_1 - T_3)$ 的阻力串聯，可表示如下:

$$q_{ma} = \left(\frac{k_m}{\delta_m} + \frac{k_a}{\delta_a}\right)^{-1}(T_1 - T_3) + N''\lambda \tag{3.31}$$

將式(3.9)結合式(3.31)，則經由薄膜及氣隔層傳遞到冷凝層上之總熱傳量可表示為:

$$q_{ma} = q_{cond.} + q_{vap.}$$

$$=\left\{\left(\frac{k_m}{\delta_m}+\frac{k_a}{\delta_a}\right)^{-1}+\left[c_T\frac{((1-x_{\mathrm{NaCl}})(1-0.5x_{\mathrm{NaCl}}-10x_{\mathrm{NaCl}}^2)P_w+P_3)\lambda^2M_w}{2RT_{avg}^2}\right]\right\}(T_1-T_3)$$

$$=H_m(T_1-T_3) \tag{3.32}$$

其中引入 Schofield 等人在 DCMD 的之概念[14]，將溫度差前面之係數令為H_m，H_m為薄膜總括熱傳系數。

(4) 冷凝層之熱傳機制

氣隔層中之氣體分子，接觸到金屬板後，在其表面冷凝形成冷凝層，且將凝結下來的熱能傳至金屬板，氣隔層傳送至冷凝層之熱傳通量q_f可表示如下：

$$q_f=h_f(T_3-T_4) \tag{3.33}$$

其中，T_4為冷凝層之金屬板表面的流體溫度，h_f為冷凝層之熱對流係數[54]，可表示如下：

$$h_f=0.943\left[\frac{\rho^2 g\lambda k_f^3}{\mu L(T_3-T_4)}\right]^{\frac{1}{4}} \tag{3.34}$$

其中，μ為流體黏度；g為重力；k_p為金屬鋁板之平均熱傳導係數；L為有效通道長度。

(5) 金屬板之熱傳機制

實心金屬板無法傳遞質量,因此在金屬表面冷凝的冷凝層將熱通量傳至金屬板，且金屬板另一側通入冷卻金屬板之流體，使得金屬板兩端因溫度差異產生熱傳導現象，金屬板傳送至冷流層之熱傳通量q_p可表示如下：

$$q_p = \frac{k_p}{\delta_p}\left(T_4 - T_5\right) \tag{3.35}$$

其中，δ_p 為金屬板厚度；T_4 與 T_5 分別為冷凝層與冷流層之金屬板表面的流體溫度；k_p 為金屬板之熱傳導係數

(6) 冷流層之熱傳機制

因為冷流層主流區域溫度較冷流側之金屬板表面來的低，熱量藉由熱對流方式將由金屬板傳送至冷流層主流區域，可表示為：

$$q_c = h_c\left(T_5 - T_c\right) \tag{3.36}$$

其中，h_c 為冷流層之熱對流係數，可透過 3-2 節的式(3.53)求得；T_c 為冷流層主流區域溫度。

將式(3.23)-(3.36)改以 $\left(T_3 - T_c\right)$ 的阻力串聯，可表示如下:

$$q_{fc} = H_c\left(T_3 - T_c\right) \tag{3.37}$$

其中 H_c 為冷側總括熱傳係數[55]，可表示如下:

$$H_c = \frac{1}{1/h_f + \delta_p/k_p + 1/h_c} \tag{3.38}$$

以上即為薄膜蒸餾系統，於熱流層、薄膜內部、氣隔層、冷凝層、金屬板(層)、冷流層等六個區塊的熱傳機制，倘若系統在穩態的操作狀況下，則所有的熱傳通量相等，並可表示為：

$$q_h = q_m = q_a = q_{ma} = q_f = q_p = q_c = q_{fc} \tag{3.39}$$

3-1-3 溫度極化現象

在熱傳機制分析中有提到，系統在熱流層與薄膜表面的介面上，因為薄膜兩側溫度差所產生之熱傳導現象，流體變成熱蒸氣，導致熱量散失，進而造成接近薄膜表面之流體的溫度下降，此時熱流層之主流區域與薄膜表面溫度不同而形成溫度極化現象，同時，在冷流層會因此會由金屬板表面將熱量傳遞至冷流層主流區，此區域亦形成溫度梯度，但此溫度梯度並不明顯。如圖 3-1-6 所示，此二區域所產生的溫度梯度，即稱為溫度極化層[55]。

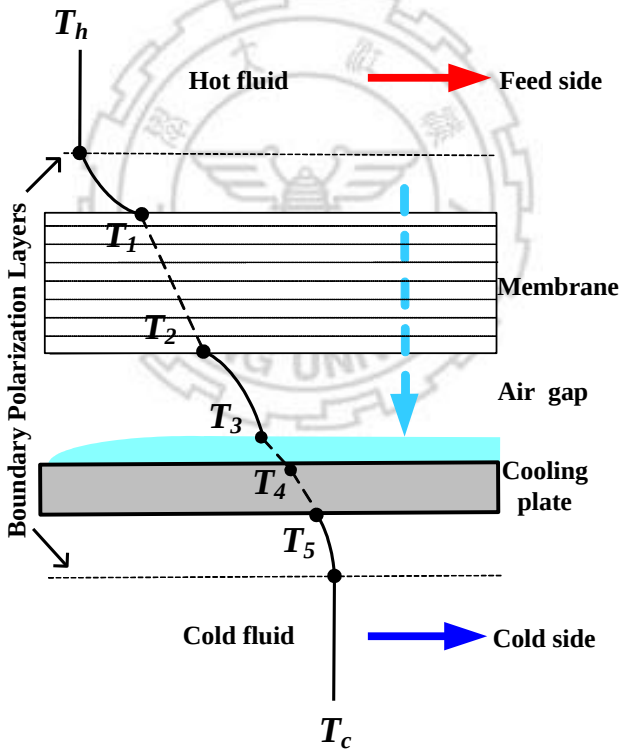


圖 3-1-6 溫度極化示意圖

本研究遂先引入 Schofield 等人[14]在直接接觸式薄膜蒸餾的溫度極化係數(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，整理出與 Izquierdo-Gil 等人[16]提出適用於氣隔式之

溫度極化係數表示式。

運用式(3.39)之熱通量關係式，將式(3.32)分別與式(3.22)、式(3.37)結合，並移項求得熱流層與冷流層主流區域溫度關係式，可表示如下：

$$T_h = T_1 + \frac{H_m}{h_h}(T_1 - T_3) \tag{3.40}$$

$$T_c = T_3 - \frac{H_m}{H_c}(T_1 - T_3) \tag{3.41}$$

將式(3.40)與式(3.41)相減，即求得兩端主流區域溫度之差異：

$$\begin{aligned} T_h - T_c &= (T_1 - T_3) + \frac{H_m}{h_h}(T_1 - T_3) + \frac{H_m}{H_c}(T_1 - T_3) \\ &= \left(1 + \frac{H_m}{h_h} + \frac{H_m}{H_c}\right)(T_1 - T_3) \end{aligned} \tag{3.42}$$

最後，將式(3.42)整理成薄膜表面至冷凝層表面的溫度差異與主流區域溫度差異的比值，即可求得氣隔式之溫度極化係數(Temperature Polarization Coefficient，TPC)[16]表示式：

$$\frac{T_1 - T_3}{T_h - T_c} = \tau_{temp} = \frac{h_h H_c}{h_h H_c + h_h H_m + H_c H_m} \tag{3.43}$$

一般而言，溫度極化係數介於 0~1 之間，倘若越接近 1，表示薄膜表面至冷凝層表面溫度差異趨近於熱流與冷流層之主流區域溫度差異，即溫度極化現象在系統中並不明顯。由 3-1-1 節闡述之原理，熱流側之薄膜表面至冷凝層表面因溫度差所產生的飽和蒸氣壓差，為質量傳遞的驅動力，理想狀況下的薄膜表面至冷凝層表面之溫度差異極大值應等同於主流區域溫度差

異，然而溫度極化邊界層的產生，迫使薄膜表面至冷凝層表面溫差小於主流區域溫差。

本研究也會針對螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統進行溫度極化係數之計算，然而螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統因熱側與冷側之長度不同，因此修正方式將於後面章節中說明。

淡江大學 TAMKANG UNIVERSITY 敦品 勵學 求真 務實

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，並考量到模組規格及流體性質，以及所有關於影響薄膜蒸餾系統的參數，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，歸納整理成表 3-2-1，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	$\frac{M}{L^3}$
u	fluid velocity	$\frac{L}{\theta}$
μ	fluid viscosity	$\frac{M}{L\theta}$
Cp	specific heat	$\frac{L^2}{\theta^2 T}$
h	convective coefficient	$\frac{M}{\theta^3 T}$
k	thermal conductivity	$\frac{ML}{\theta^3 T}$

因參數眾多，故運用 Buckinham π 學說可將上述參數簡化為無因次群，若以 d_h，u，μ，k，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：

$$\pi_1 = \frac{L_h}{d_h}$$ ，無因次進料側通道長度(channel length of feed side) (3.44)

$$\pi_2 = \frac{L_c}{d_h}$$ ，無因次滲透側通道長度(channel length of permeate side)(3.45)

$$\pi_3 = \frac{\rho u d_h}{\mu} = Re$$ ，雷諾數(Reynolds number) (3.46)

$$\pi_4 = \frac{\mu Cp}{k} = \frac{\frac{\mu}{\rho}}{\frac{k}{\rho Cp}} = \frac{\nu}{\alpha} = \mathrm{Pr}$$ ，普朗多數(Prandtl number) (3.47)

$$\pi_5 = \frac{h d_h}{k} = Nu$$ ，納賽數(Nusselt number) (3.48)

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：

$$Nu = f\left(\frac{L_h}{d_h}, \frac{L_c}{d_h}, \mathrm{Re}, \mathrm{Pr}\right) \tag{3.49}$$

式(3.49)中，囊括不同流體、流動型態與通道幾何形狀等所有因素，可將其改寫成下列數學型式，而當中的係數可經由實驗數據定出：

$$Nu = a\left(\frac{L_h}{d_h}\right)^b \left(\frac{L_c}{d_h}\right)^c (\mathrm{Re})^d (\mathrm{Pr})^e \tag{3.50}$$

透過 Phattaranawik 等人[56]指出既有之納賽數經驗公式[35]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(3.51)與式(3.52)：

$$Nu^{s} = \alpha^{s} Nu_{\text{laminar}} \tag{3.51}$$

$$\alpha^{s} = f(\text{spiral wire specification}) \tag{3.52}$$

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，利用修正因子的概念可有效減少欲取得實驗數據時所需考慮的操作條件，如不同流動速度與流體溫度之因素，並注重於增加螺旋檔板之螺旋因子上，以較少組數之實驗數據即可求得此納賽數經驗公式(式(3.51))。本研究以平板型之模擬為基礎，至於既有納賽數經驗公式的選擇，將擇用下列式子：

$$Nu_{\text{laminar}} = 4.36 + \frac{0.036\,\text{Re}\,\text{Pr}(d_h/L)}{1 + 0.011(\text{Re}\,\text{Pr}(d_h/L))^{0.8}} \tag{3.53}$$

選擇此式是根據 Phattaranawik 等人[35]之研究結果，其透過設計一實驗設備，仿效平板型直接接觸式薄膜蒸餾模組的型式，但是將薄膜置換成厚度為 40μm 的鋁箔，經實驗求得此模組總括熱傳係數(overall heat transfer coefficients)的實驗值，並且對此設備進行簡易的熱傳阻力分析，代入不同納賽數經驗公式所求得之熱對流係數，以計算出總括熱傳係數的理論值，比較兩者結果並發現，式(3.53)此經驗公式的理論值與實驗值之間的誤差最小，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。

3-3 螺旋通道型氣隔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型式之螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統,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操作條件(體積流率、進口溫度)與不同模組設計(壓克力螺旋圈長度),流體於主流區域與薄膜表面隨著流動方向的溫度變化與極化現象。於薄膜蒸餾系統中，影響透膜通量的因素除了溫度極化的現象外，尚有因熱流側薄膜表面的水分因蒸發而通過薄膜時，所導致表面的濃度提高之濃度極化(concentration polarization)現象。然而，本研究所使用之鹽水濃度與真實海水接近(3.5 wt%)，在此濃度下，可忽略濃度極化的影響[38]。本研究除忽略上述之濃度極化的影響，為簡化理論模型的複雜度，遂建立下列之基本假設：

(1)系統操作於穩定狀態(steady-state)；

(2)流體流動狀態為層流；

(3)系統內無能量生成與消耗；

(4)流體於通道中達到全展開流動(fully develop)；

(5)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[46] ；

(6)流體於通道中僅考慮一維方向流動。

(7)忽略入口長度效應

3-3-1 螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統一維理論模型

本研究以套管型氣隔式薄膜蒸餾系統為基本型態,先在外側同心管上打入長約 20 cm,孔隙度為 2 mm 的孔洞,其遮蔽面積約為 31%,並套上薄膜,熱側主流區因溫度差可使薄膜的蒸氣經由孔洞進入氣隔層，並冷凝在最內層的鋁管上，得到純水，假設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[49]，則可視為平板型薄膜蒸餾系統，其將通道而分隔為左、中、右三區域，即熱流層、氣隔層、冷流層，利用熱流層之薄膜表面溫度與金屬板上之冷凝層表面溫度的溫度差導致薄膜兩側飽和蒸汽壓的不同，以此壓力差作為驅動力，促使水蒸氣從熱流層透過薄膜擴散至氣隔層，而後在金屬板上形成冷凝層，進而達到分離之目的，於此同時也伴隨著熱量的傳遞，因此，熱流層流體溫度隨著流動方向勢必隨之降低，而冷流層則隨之升高。

而螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統一樣以 3-3 節之假設,添加不同寬度的螺旋檔板，而螺旋檔板拉開後視為平板增加了其通道的長度，減少了截面積，熱側熱流體流速增加，使純水通量上升，其數學理論是以平板型薄膜蒸餾系統為基礎，並做適當的修正來符合螺旋通道型薄膜蒸餾系統，由於熱側之螺旋檔板拉開後增加了其通道的長度，與冷側通道的長度並不相同，所以使用高斯正交法修正來平移熱側與冷側流體流過長度，使其長度相當(詳述在 3-3-2)，

依上述觀點以及基本假設，考慮一長度為 L，熱側寬度為W_h，冷側寬度為W_c，質量流率為常數$\dot{m}$,薄膜厚度為δ_m，氣隔層厚度為δ_a，金屬板厚度δ_p，如圖 3-3-1 所示，熱流層與冷流層為順流形式，並將流動方向定為 z 方向，分別對於熱流層與冷流層進行能量平衡：

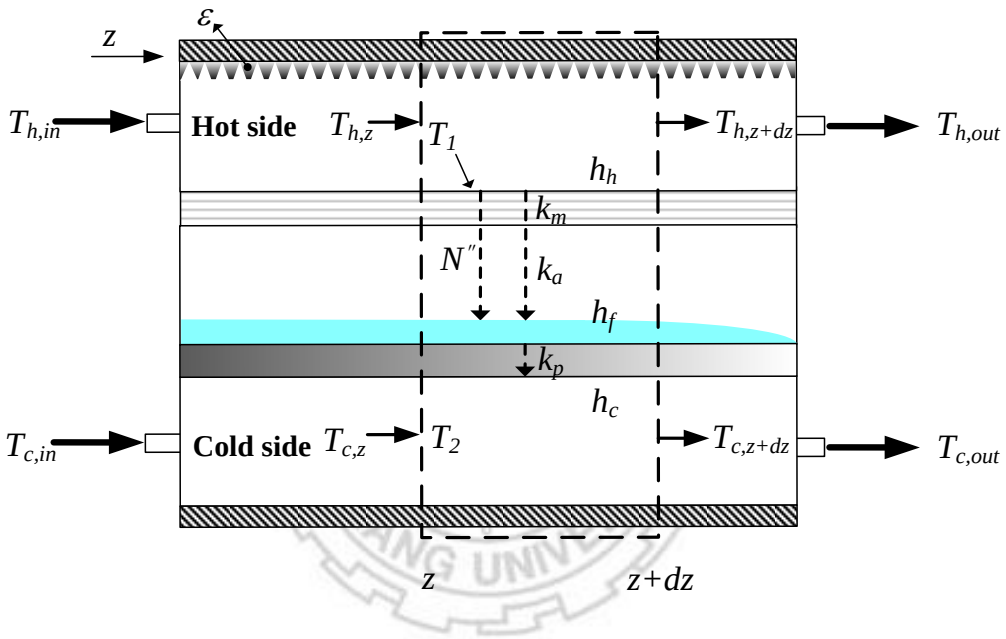
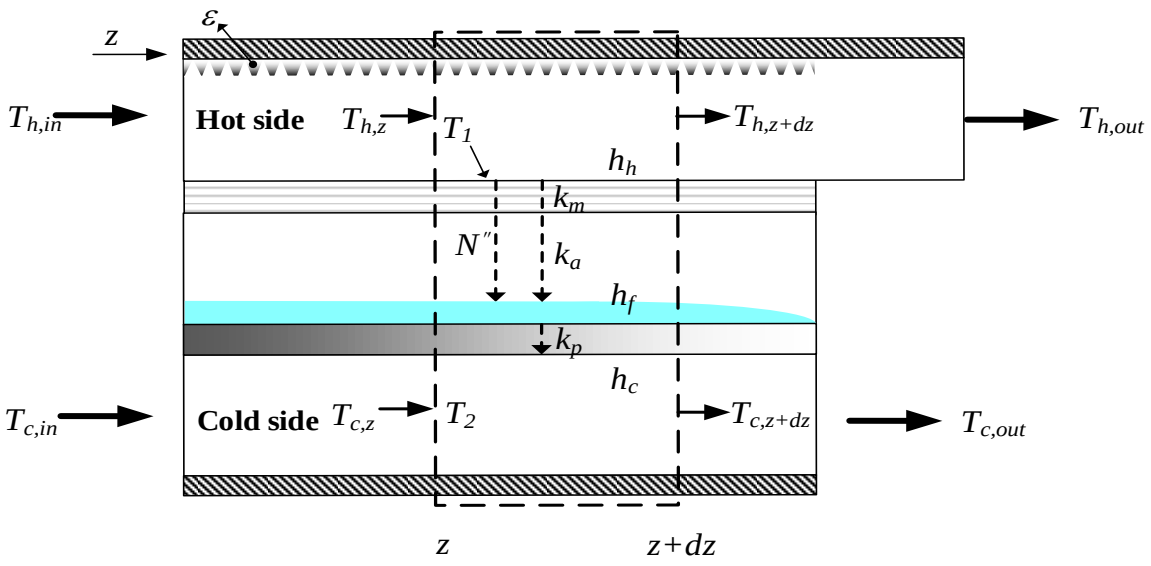


圖 3-3-1 (a)順流操作之套管型氣隔式薄膜蒸餾系統示意圖



(b)順流操作之螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統示意圖

熱流層：$\dot{m}\cdot Cp_h\cdot T_{h,z+dz}=\dot{m}\cdot Cp_h\cdot T_{h,z}-q\cdot W_h\cdot dz$ (3.54)

冷流層：$\dot{m}\cdot Cp_c\cdot T_{c,z+dz}=\dot{m}\cdot Cp_c\cdot T_{c,z}+q\cdot W_c\cdot dz$ (3.55)

式(3.62)與式(3.63)移項整理，可改寫成：

熱流層：$\dfrac{dT_h}{dz}=\dfrac{-W_h q}{\dot{m}\cdot Cp_h}$ (3.56)

冷流層：$\dfrac{dT_c}{dz}=\dfrac{W_c q}{\dot{m}\cdot Cp_c}$ (3.57)

將式(3.32)與式(3.43)代入至式(3.56)與式(3.57)中，即可求得一聯立常微分方程組，而此方程組即為熱流層與冷流層之溫度統制方程式：

熱流層：$\dfrac{dT_h}{dz}=\dfrac{-W_h}{\dot{m}\cdot Cp_h}H_m\tau_{temp}\left(T_h-T_c\right)$ (3.58)

冷流層： $$\frac{dT_C}{dz} = \frac{W_C}{\dot{m} \cdot Cp_C} H_m \tau_{temp} \left(T_h - T_C\right) \tag{3.59}$$

其中，$\dot{m}$ 為質量流率；Cp_h 與 Cp_c 為流體的比熱。由於探討的系統之中，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，利用 3-3 之基本假設，螺旋通道型薄膜蒸餾熱傳與質傳可視為平板型薄膜蒸餾，當螺旋通道擋板拉平後，視為熱側主流區流體流過長度，然而熱側主流區流體流過之長度與冷側主流區流體流過之長度並不相當，所以必須先使用高斯正交法修正，使兩邊主流區流體流過長度統一，本研究先使用高斯正交法修正熱側與冷側主流區流體流過長度，再運用四階 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。

3-3-2 高斯正交法

在數值分析中，高斯正交法[66]為積分的函數，通常表示在一區域內指定點的整個函數值加總，由 Carl Friedrich Gauss 所發明，在 n 個點的高斯正交法可得到精確的多項式 2n-1，積分區域定在[-1，1]。

由於在熱側進料端，加入不同的螺旋擋板寬度，使截面積減小並增加了流體流速，如式(3.60)

$$Q = \frac{u}{A_c} \tag{3.60}$$

當同心管的曲率減小會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，所以此螺旋擋板可視為拉開成一條水平通道長度，然而熱側進料端之流體流過通道長度大於冷側進料端流體流過通道長度，如此無法使用四階 Runge-kutta 方法求其數值解，如圖 3-3-2 所示，因此使用高斯正交法來平移熱側流體流過之通道長度與冷側流體流過之通道長度，使熱側與冷側兩通道長度相同，即可用四階 Runge-kutta 方法求其數值解，高斯正交法轉換公式如式(3.61)、式(3.62)，經轉換後如圖 3-3-3

$$z = z_o + \frac{z_i - z_o}{2}(\xi + 1) \tag{3.61}$$

$$\xi = \frac{2(z - z_o)}{z_i - z_o} - 1 \tag{3.62}$$

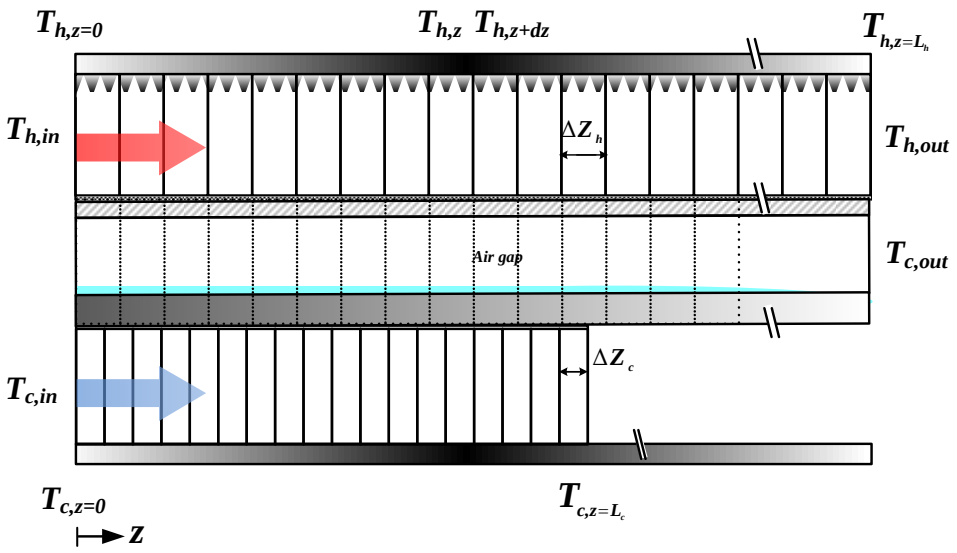


圖 3-3-2 朗吉庫塔法之計算示意圖(冷側與熱側長度不相當)

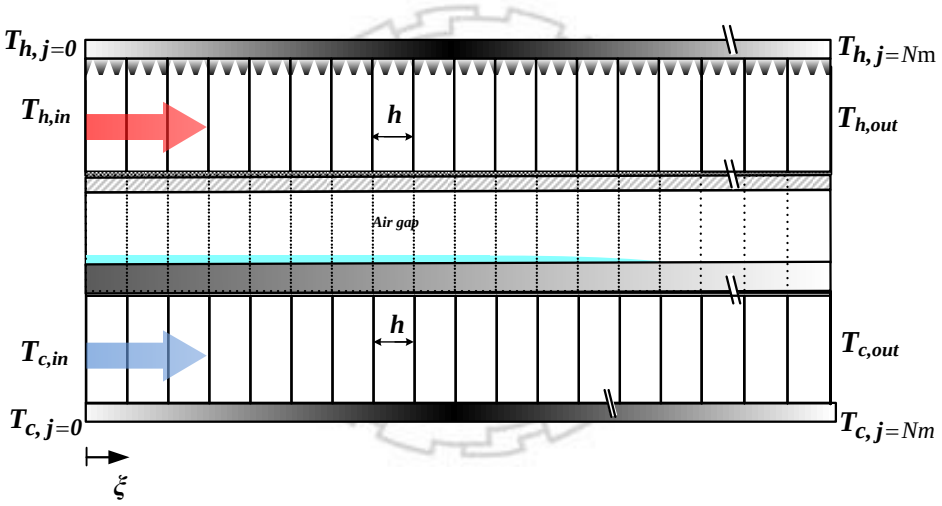


圖 3-3-3 朗吉庫塔法求解聯立方程組之計算示意圖

3-3-3 理論數據取得與計算分析流程-朗吉庫塔數值解析方法

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：

$$y_{i+1} = y_i + \frac{h}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \tag{3.63}$$

其中，本研究所使用之計算步幅 $h = 2.1\times10^{-6}$，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：

$$k_1 = f(x_i, y_i) \tag{3.64a}$$

$$k_2 = f(x_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{h}{2}k_1) \tag{3.64b}$$

$$k_3 = f(x_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{h}{2}k_2) \tag{3.64c}$$

$$k_4 = f(x_i + h, y_i + hk_3) \tag{3.64d}$$

此處針對 3-3-1 節求得之氣隔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(3.58)、(3.59)之聯立常微分方程組時，可依式(3.64a)至式(3.64d)寫出各常微分方程式之斜率表示式：

熱流層：

$$k_{h1} = f_h(T_h, T_c) \tag{3.65a}$$

$$k_{h2} = f_h(T_h + \frac{h}{2}k_{h1}, T_c + \frac{h}{2}k_{c1}) \tag{3.65b}$$

$$k_{h3} = f_h(T_h + \frac{h}{2}k_{h2}, T_c + \frac{h}{2}k_{c2}) \tag{3.65c}$$

$$k_{h4} = f_h(T_h + hk_{h3}, T_c + hk_{c3}) \tag{3.65d}$$

冷流層：

$$k_{c1} = f_c(T_h, T_c) \tag{3.66a}$$

$$k_{c2} = f_c(T_h + \frac{h}{2}k_{h1}, T_c + \frac{h}{2}k_{c1}) \tag{3.66b}$$

$$k_{c3} = f_c(T_h + \frac{h}{2}k_{h2}, T_c + \frac{h}{2}k_{c2}) \tag{3.66c}$$

$$k_{c4} = f_c(T_h + hk_{h3}, T_c + hk_{c3}) \tag{3.66d}$$

將數值代入式(3.65a)至式(3.66d)，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：

$$T_{h,z+dz} = T_{h,z} + \frac{h}{6}(k_{h1} + 2k_{h2} + 2k_{h3} + k_{h4}) \tag{3.67}$$

$$T_{c,z+dz} = T_{c,z} + \frac{h}{6}(k_{c1} + 2k_{c2} + 2k_{c3} + k_{c4}) \tag{3.68}$$

由於本研究利用 3-3-1 之假設，視螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統為平板型氣隔式薄膜蒸餾系統，但在熱側主流區溫度分佈和冷側主流區溫度分佈並不是一對一，而是多對一，如圖 3-3-4，這種情形無法準確使用四階朗吉庫塔法來一對一求得真正數值解，本研究利用以下方法來使得熱側與冷側變成為一對一，繼續使用四階朗吉庫塔法求得近似數值解，並求得最後通量。

假設總點數取 Nm 個點，而當一個螺旋型擋板寬度所碰到的點數會等於總點數除上繞在系統上所有之圈數為 $\frac{Nm}{circle}$，本系統以 2 cm 螺旋型擋板寬度為例，假設取 1000 個點，總共為 8 圈，1 圈為 125 個點，由於當熱側只考慮徑向，在冷側主流區溫度，會碰到多個熱側主流區溫度，所以採取使用該某一點的後一圈之每個點溫度，去做平均值後為該某一點真正的平均溫度，如圖 3-3-5。

由統御方程式之式(3.58)，式(3.59)可得到熱側進口溫度與冷側進口溫度後，再算熱側下一點溫度時，由於當熱側只考慮徑向，在冷側主流區溫度，會碰到多個熱側主流區溫度，因此，先由四階朗吉庫塔法計算出第一點溫度，但此溫度並非真正的溫度值，繼續計算到熱側第一圈的 125 點後，用 1 圈的點(第 1 點溫度到第 125 點)取平均後來做為第一點的平均溫度，依

此類推，第 2 點溫度是用 1 圈的點(第 2 點到第 126 點的溫度)來做平均熱側主流區溫度，並與冷側溫度點以四階朗吉庫塔法求得近似數值解，其解法流程如圖 3-3-6 與 3-3-7。

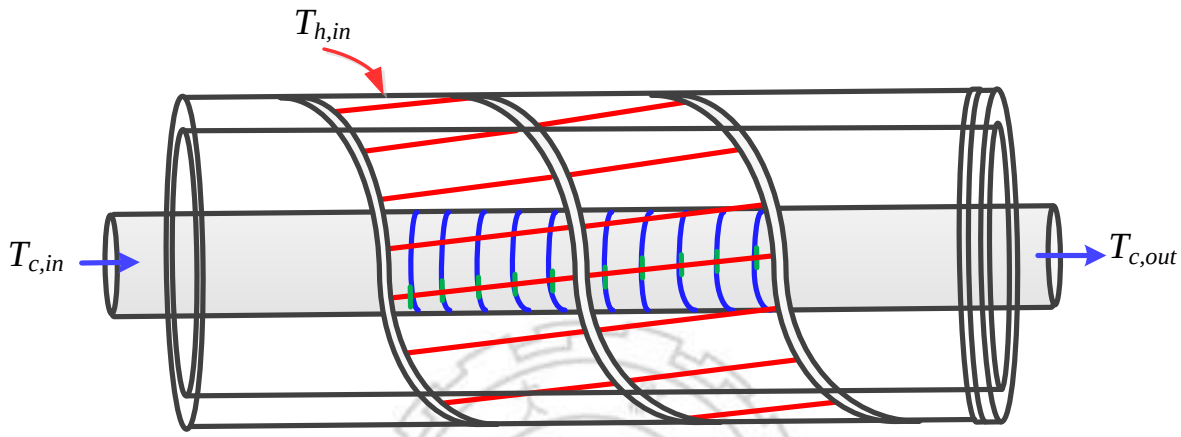


圖 3-3-4 螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統之熱側和冷側溫度分佈圖

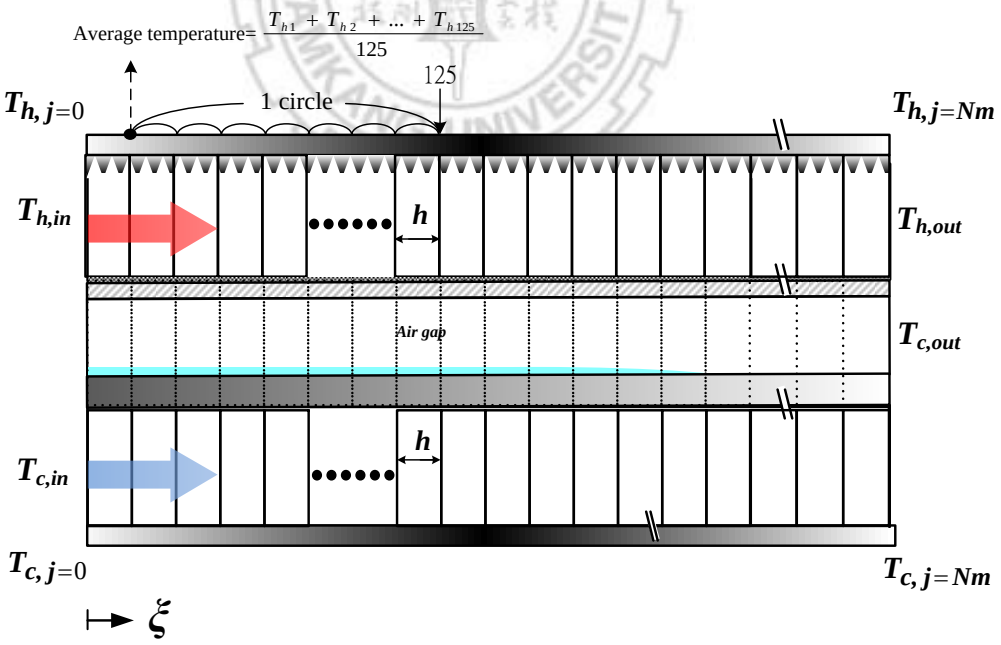


圖 3-3-5 朗吉庫塔法求聯立方程組之計算示意圖

3-3-4 實驗數據之取得與分析計算流程

在納賽數經驗公式模型決定之後，首先必須取得實驗數據，為此可運用可繞型模組獲得之，因此，本研究將以螺旋通道型氣隔式蒸餾模組順流操作狀況之下，配合不同螺旋擋板寬度與系統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。

為從實驗數據估算出熱對流係數，本研究將依據圖 3-3-6 與 3-3-7 之計算流程進行，經由實驗獲得透膜通量($N''_{\exp}$)與冷、熱通道之進、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($T_{h,\ln}, T_{c,\ln}$)代表熱流層與冷流層主流區域溫度：

$$T_{h,\ln} = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{\ln\left(T_{h,in} / T_{h,out}\right)} \tag{3.69}$$

$$T_{c,\ln} = \frac{T_{c,in} - T_{c,out}}{\ln\left(T_{c,in} / T_{c,out}\right)} \tag{3.70}$$

為求得熱流層之膜面溫度及冷凝層表面溫度，遂透過式(3.39)之關係將式(3.22)、式(3.32)及式(3.37)移項改寫成熱流層之薄膜表面以及冷凝層表面溫度表示式：

$$T_1 = \frac{h_h T_h + H_m T_3}{h_h + H_m} \tag{3.71}$$

$$T_3 = \frac{H_c T_c + H_m T_1}{H_c + H_m} \tag{3.72}$$

將式(3.71)與式(3.72)等號右側的薄膜表面溫度，先以式(3.69)與式(3.70)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}, λ, ρ, μ, Cp, k_m, h_c ,etc.)，遂取得薄膜表面溫度初始猜測值，如式(3.73)與式(3.74)：

$$T_{1,n=0} = \frac{h_h T_{h,\ln} + H_m T_{c,\ln}}{h_h + H_m} \tag{3.73}$$

$$T_{3,n=0} = \frac{H_c T_{c,\ln} + H_m T_{h,\ln}}{H_c + H_m} \tag{3.74}$$

此時進行迭代運算，同樣運用式(3.71)與式(3.72)，代入上述式(3.73)與式(3.74)求得之初始猜測值，以計算新的膜面溫度，如式(3.75)與式(3.76)：

$$T_{1,n} = \frac{h_h T_{h,\ln} + H_m T_{c,\ln}}{h_h + H_m} \tag{3.75}$$

$$T_{3,n} = \frac{H_c T_{c,\ln} + H_m T_{h,\ln}}{H_c + H_m} \tag{3.76}$$

繼續進行迭代運算，同樣運用式(3.71)與式(3.72)，代入上述式(3.75)與式(3.76)求得之初始猜測值，以計算新的膜面溫度，如式(3.77)與式(3.78)：

$$T_{1,n+1} = \frac{h_h T_h + H_m T_{3,n=0}}{h_h + H_m} \tag{3.77}$$

$$T_{3,n+1} = \frac{H_c T_c + H_m T_{1,n=0}}{H_c + H_m} \tag{3.78}$$

運算至兩者變化程度皆小於千分之一時，即求得理論熱流層之膜面溫度及冷凝層表面溫度，經由式(3.9)計算出理論透膜通量，與實驗透膜通量相比

較，倘若兩者誤差大於千分之一，遂重新假設一熱對流係數 h_h ，重複上述步驟，即可求得具有不同檔板寬度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，如螺旋因子、無因次水力直徑、雷諾數、普朗多數與納賽數，將上述數值進行回歸處理方能求得式(3.52)中各未定係數之值，如圖 3-3-6 與圖 3-3-7。

TAMKANG UNIVERSITY

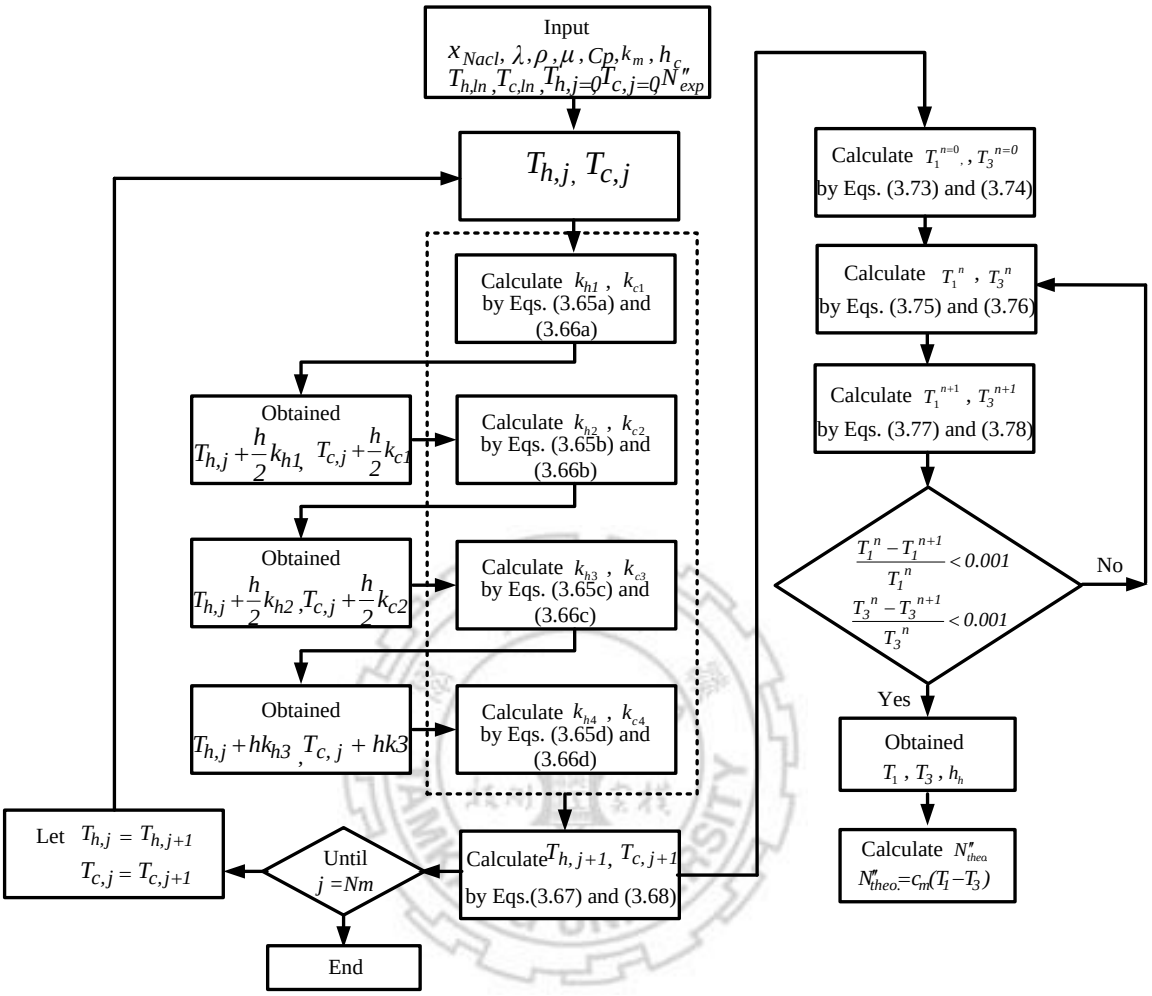


圖 3-3-6 套管型氣隔式薄膜蒸餾系統運算流程圖

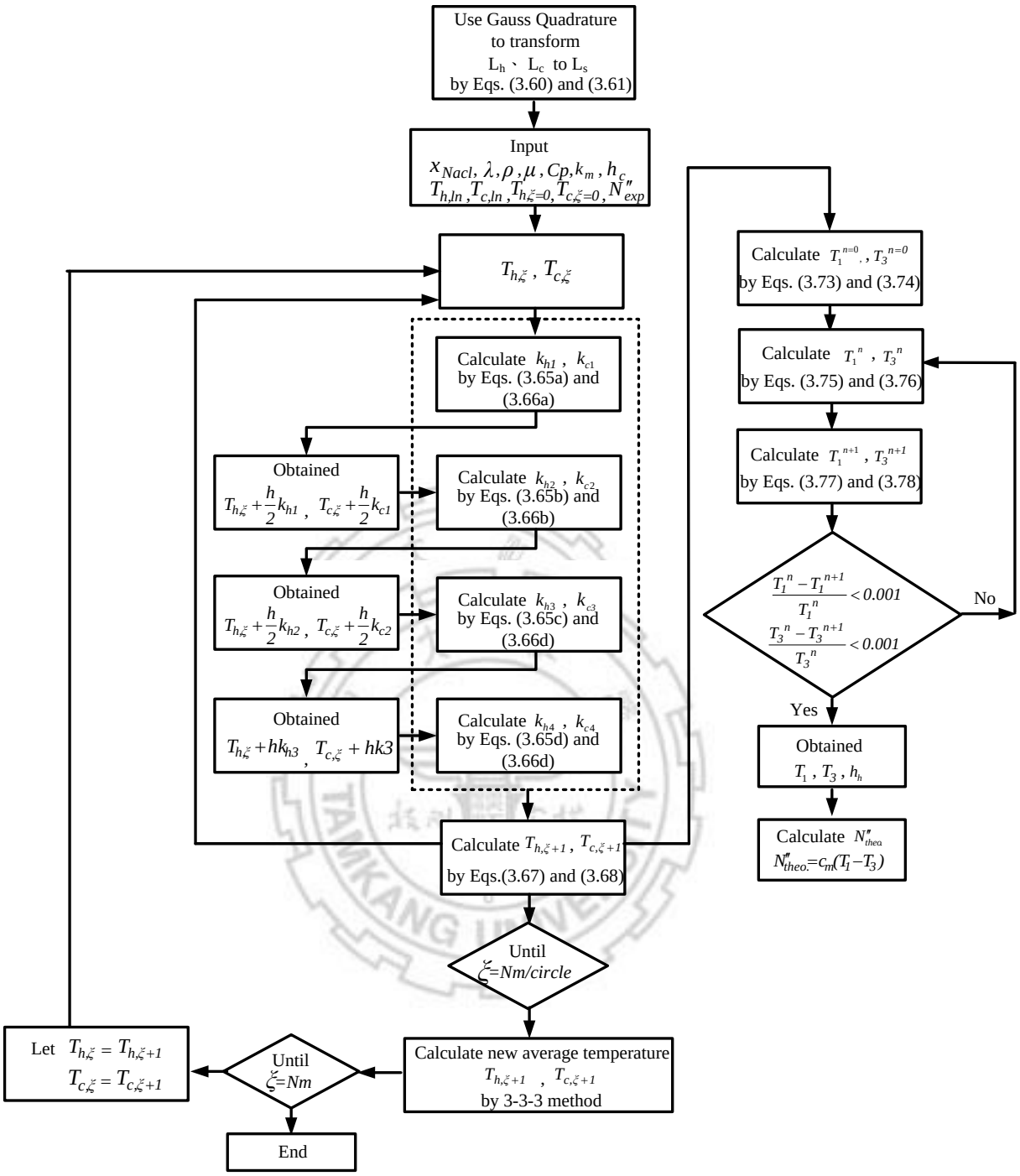


圖 3-3-7 螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統運算流程圖

3-3-5 系統水力損耗

流體於系統內部流動時，流體發生動力學之能量消耗稱之水力損耗，而水力消耗的提升會促使流體輸送設備能源消耗增加，倘若能源消耗增加率大於透膜通量增加率時，此操作條件會不符合經濟效益方面的考量。若不考慮管件及閥件的水力消耗，螺旋通道型薄膜蒸餾系統視為平板型薄膜蒸餾系統之水力損耗可計算如下：

$$H_{lost} = \dot{m}_h \ell w_{f,h} + \dot{m}_c \ell w_{f,c} = Q_h \rho_h \ell w_{f,h} + Q_c \rho_c \ell w_{f,c} \tag{3.79}$$

上式中，通道壁的摩擦損失可由學者 Welty 等人[57]所提出之公式計算獲得，如下所示：

$$\ell w_{f,h} = \frac{2 f_{F,h} u_h^2 L}{d_{h,h}}, \quad \ell w_{f,c} = \frac{2 f_{F,c} u_c^2 L}{d_{h,c}} \tag{3.80}$$

其中，Q_h、Q_c 分別為進料端與滲透端之流體體積流率；$f_{F,h}$、$f_{F,c}$ 分別為熱流層與冷流層通道壁面之泛寧摩擦因子(fanning fraction factor)；$\bar{v}_h$ 、$\bar{v}_c$ 為熱流層與冷流層之平均流速；L 為模組長度；$d_{h,h}$、$d_{h,c}$ 為熱流層與冷流層相當管徑；$\dot{m}_h$ 、$\dot{m}_c$ 為熱流層與冷流層之質量流率；ρ_h、ρ_c 為熱流層與冷流層之流體密度，其泛寧摩擦因子可表示為[58]：

$$f_{F,h} = \frac{C}{\mathrm{Re}_h}, \quad f_{F,c} = \frac{C}{\mathrm{Re}_c} \tag{3.81}$$

$$C = 24\left(1 - 1.3553\alpha + 1.9467\alpha^2 - 1.7012\alpha^3 + 0.9564\alpha^4 - 0.2537\alpha^5\right) \tag{3.82}$$

$$\alpha = D/W \tag{3.83}$$

上式中，進料端與滲透端流體之雷諾數(Reynolds number)定義如下：

$$\mathrm{Re}_h = \frac{\rho_h u_h d_{h,h}}{\mu_h}, \quad \mathrm{Re}_c = \frac{\rho_c u_c d_{h,c}}{\mu_c} \tag{3.84}$$

兩端之相當管徑[59]，如下所示：

$$d_{h,h} = \frac{4D_h W_h}{2(D_h + W_h)}, \quad d_{h,c} = \frac{4D_c W_c}{2(D_c + W_c)} \tag{3.85}$$

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(3.84)及(3.85)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[60]：

$$Le_h = 0.035\mathrm{Re}_h d_{h,h}, \quad Le_c = 0.035\mathrm{Re}_c d_{h,c} \tag{3.86}$$

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。

3-4 數學模擬參數之設定

本研究針對螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統與套管型薄膜蒸餾系統的模擬參數整理，如下所示：

表 3-4-1 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)	0.015 m、0.2 m、0.3 m
滲透端有效流體通道寬度 (W_c)	0.007 m
通道高度 (d)	0.002 m

表 3-4-2 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)	0.2 μm
薄膜淨孔率(ε)	0.72

表 3-4-3 流體相關參數

Parameter	Value
熱流層進口溫度($T_{h,in}$)	40, 45, 50, 55 ℃
冷流層進口溫度($T_{c,in}$)	25℃
熱流層流體平均流速(u)	0.0086, 0.0144, 0.0201, 0.023 m/s
冷流層流體平均流速(u)	0.0259 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
氯化鈉分子量(M_{Nacl})	0.05844 kg/mol

TAMKANG UNIVERSITY

表 3-4-4 流體相關參數式[61,62,63,64]

Parameter	Value
純水比熱 J/(kg k) (16.85 ℃ < T < 96.85 ℃)	$Cp_{hb}\ or\ Cp_{cb} = 1000\,(6.18507 - 0.0159\,(T+273.15) + 3.99\times10^{-5}(T+273.15)^2 - 3.06\times10^{-8}(T+273.15)^3)$
鹽水比熱 J/(kg k) (0.5 < m (mol/kg) < 6)	$Cp_{ha} = 4144.4574 - 241.35681\,m + 16.47156\,m^2$
純水蒸發潛熱 J/kg (16.85 ℃ < T < 96.85 ℃)	$\lambda = 1000\left(3167.95 - 2.43(T+273.15)\right)$
純水比重 kg/m^3 (16.85 ℃ < T < 96.85 ℃)	$\rho_b = 1000(0.819 + 1.49\times10^{-3}(T+273.15) - 2.9975\times10^{-6}(T+273.15)^2)$
鹽水水比重 kg/m^3	$\rho_a = \dfrac{100}{\frac{W_{\mathrm{NaCl}}}{2170} + \frac{100-W_{\mathrm{NaCl}}}{\rho_w}}$
水蒸氣黏度 kg/(m s) (16.85 ℃ < T < 96.85 ℃)	$\eta_v = -2.91\times10^{-6} + 4\times10^{-8}(T+273.15)$
鹽水及純水黏度 kg/(m s) (20 ℃ < T < 50 ℃) (0 < m (mol/kg) < 4.5)	μ_a or $\mu_b = 0.011 - 9.376\times10^{-4}(T+273.15) + 2.687\times10^{-6}(T+273.15)^2 - 2.58\times10^{-9}(T+273.15)^3 + 6.94\times10^{-5}m + 5.47\times10^{-6}m^2 + 9.56\times10^{-8}m^3$
水蒸氣熱傳導係數 W/(m k) (16.85 ℃ < T < 96.85 ℃)	$k_g = 0.0144 - 2.16\times10^{-5}(T+273.15) + 1.32\times10^{-7}(T+273.15)^2$
純水熱傳導係數 W/(m k) (0℃ < T < 99℃)	$k_{fb} = 0.7970(\frac{T+273.15}{300})^{-0.194} - 0.2512*(\frac{T+273.15}{300})^{-4.717} + 0.0964(\frac{T+273.15}{300})^{-6.385} - 0.0327*(\frac{T+273.15}{300})^{-2.134}$
鹽水熱傳導係數 W/(m k) (0℃ < T < 99℃) (0 < m (mol/kg) < 2.06)	$k_{fa} = \dfrac{k_{fb}}{1 + 0.00022\mathrm{m}*\mathrm{M}_{\mathrm{Nacl}}}$

第四章 實驗分析

4-1 螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統

本系統裝置是以螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統，利用不同螺旋檔板之寬度，並取其操作在順流狀態下之實驗數據，而後透過 3-2 節中所提及之數據分析方式與納賽數經驗公式模型，改良原有之納賽數經驗公式，而考量的暨有參數有通道中流體的熱對流係數、水力直徑的改變、通道由於螺旋檔板所增加之長度之影響，並作為模擬螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統理論數據之用，透過此一系統操作在不同流體進口溫度、體積流率、不同螺旋檔板之寬度，量測其純水透膜通量及流體進出口溫度等實驗數據，並於理論模型中套用經由前述納賽數經驗公式求得之熱對流係數，將獲得之實驗數據與理論數據作比較，以驗證理論模型與經驗式之正確性。

圖 4-1-1 為順流螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統裝置圖，圖 4-1-2 為套管型和螺旋通道型氣隔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) 流體輸送幫浦；(D) 流量計；(E) 熱電偶探棒及溫度量測儀；(F)燒杯；(G) 電子天平；(H)補水；(I)螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾模組，茲分別簡述如下：

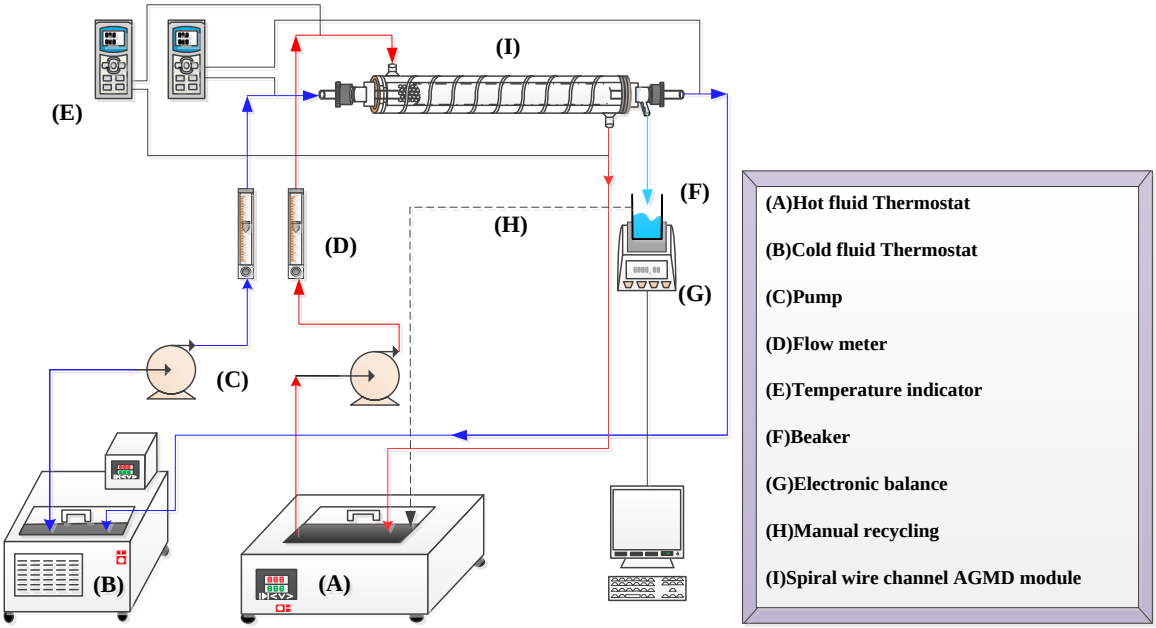


圖 4-1-1 順流螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統簡圖

(a) (b)

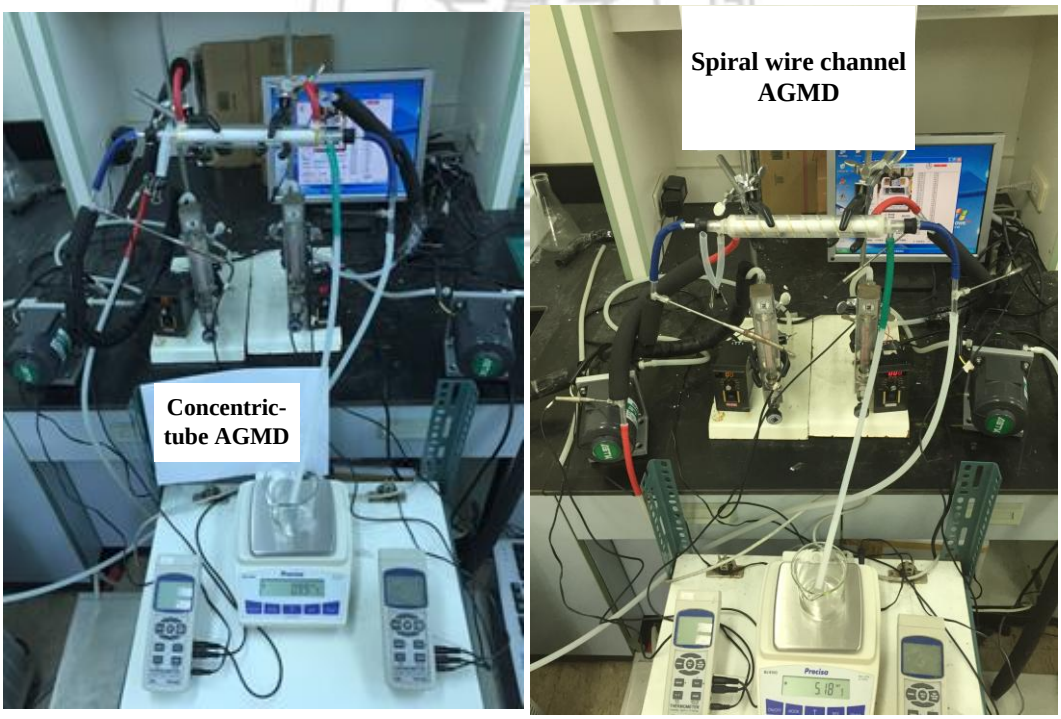


圖 4-1-2 氣隔式薄膜蒸餾系統實驗設備圖(a)套管型(b)螺旋通道型

(A) 恆溫槽設備(熱)：

恆溫槽(熱)主要用途為控制熱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)其用途為控制冷側工作流體之進口溫度，為 DENG YNG 公司產品，型號為 D650，容量 50L，馬達功率為 1 Hp，在低溫恆溫槽內設置一不鏽鋼製桶槽，並裝入冷卻模組內水蒸氣之去離子水。

(C) 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器，並配合流量計的調整以控制所需的流體流量。

(D) 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。

(E) 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，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℃。而溫度顯示器其製造商及型號為 Lutron TM-946，針對 PT100 可量測之溫度範圍為-199.9 ~ 850 ℃，精確度約±(0.4 % + 1 ℃)。

(F) 燒杯：

主要用途為收集從冷凝板流出之純水，供電子天秤量測使用。

(G) 電子天平：

廠牌為 Precisa，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 連接阜與個人電腦連接，記錄滲透量與時間之關係。

(H) 補水：

因為鹽水濃度在經過實驗循環過後，會比原本鹽水濃度 3.5%還濃，但是增加程度並不多，所以利用收集完的純水，在恆溫槽設備(熱)裡做補水，隨時保持恆溫水槽之液位高度，以確保實驗為穩態連續操作。

(I) 螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾模組：

本實驗所使用之模組，其構造分解圖如圖 4-1-3 所示，由上而下為:

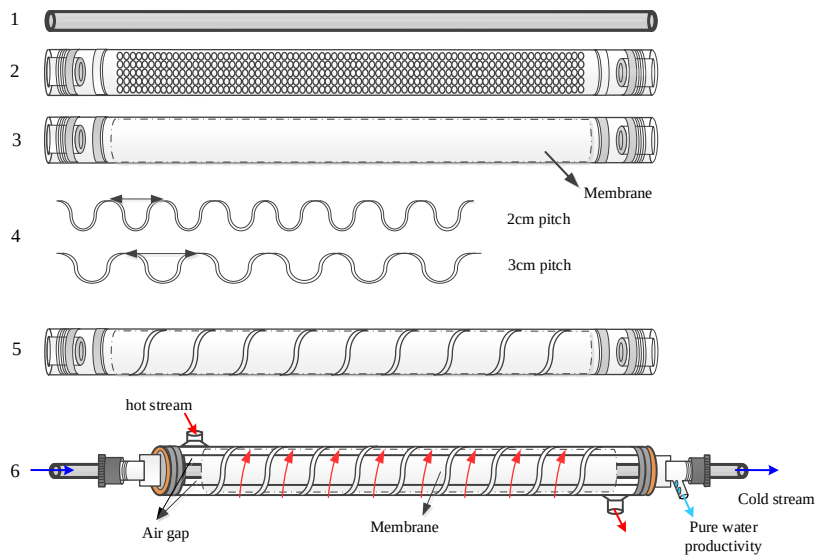


圖 4-1-3 螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾模組分解圖

(1) 鋁管：

長為 0.35m，管外徑為 0.00715m，熱傳較優於壓克力管，從氣隔層中之水蒸氣會在鋁管上冷凝，形成一層薄薄液膜，並透過渠道流出，如圖 4-1-4 所示。

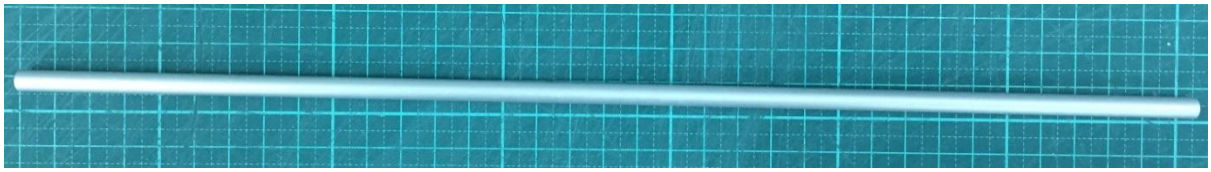


圖 4-1-4 鋁管實際圖

(2) 中央之壓克力管：

主要材質為壓克力管，長為 0.295m，管外徑為 0.0153m，利用機器在此壓克力管上鑽出均勻的小孔洞，孔洞直徑為 2 mm，做為蒸氣滲透過薄膜用的孔洞，多孔性薄膜遮蔽面積約為 31%，如圖 4-1-5 所示。

圖 4-1-5 中央之壓克力管實際圖

(3) 中央之壓克力管(套入薄膜)：

使用強力黏著劑將 PTFE 複合疏水性薄膜(Membrane)固定黏貼於此管表面，如圖 4-2-3 所示，而管(2)與管(1)中間之 2mm 的環型區域將做為氣隔層，最後利用塑膠黑色的蓋子與防漏水之橡膠環固定住鋁管，如圖 4-1-6 所示。

圖 4-1-6 中央之壓克力管(套入薄膜)實際圖

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 4-1-1 所示；

表 4-1-1 PTFE/PP 複合膜之薄膜性質

Pore size (μm)	Bubble Point		Flow Rate		Porosity (%)	Maximum Operating Temperature (°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

(4) 螺旋型檔板：

為壓克力材質，長寬尺寸為 2*mm*×2*mm* 的壓克力條，如圖 4-1-7 所示，用刮刀均勻磨 20-30 分鐘，利用加熱棒加熱不同的不鏽鋼之模具，加熱至 80~90℃，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 95℃以免壓克力條熔化導致變形無法繼續壓入，待將壓克力條完全壓入模具後利用耐熱膠帶迅速固定，並放室溫冷卻，達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不同的螺旋通道之檔板，如圖 4-1-8 與 4-1-9 所示。

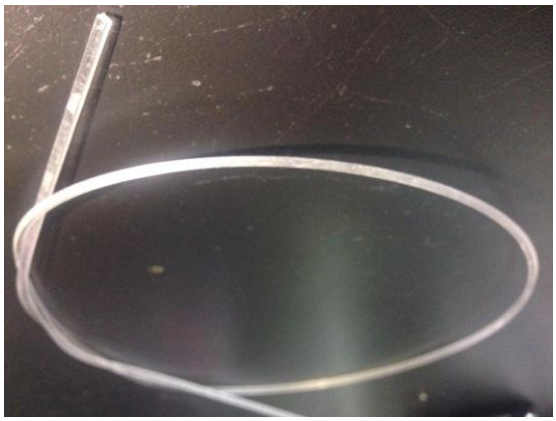


圖 4-1-7 壓克力條

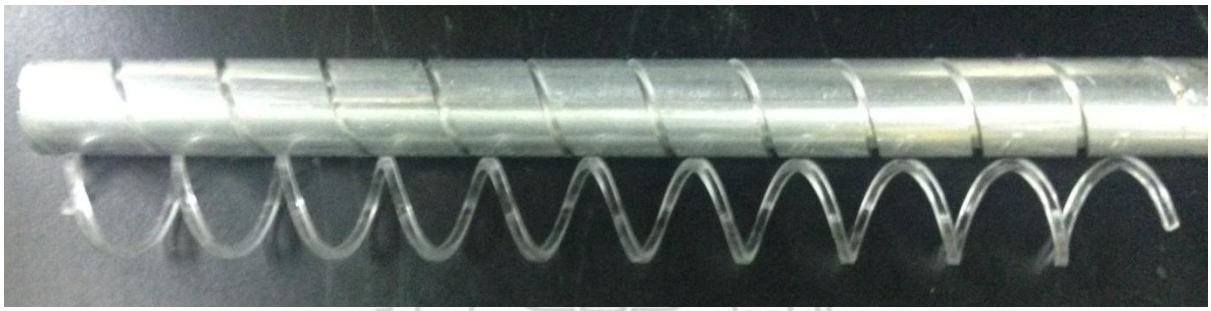


圖 4-1-8 2cm pitch 壓克力螺旋擋板模具與實際圖

圖 4-1-9 3cm pitch 壓克力螺旋擋板模具與實際圖

(5) 固定螺旋檔板後之薄膜管：

將以固定成型之螺旋型檔板利用強力黏著劑將檔板固定於圖 4-1-6 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，以確保熱側熱流體不會從縫隙中流過，影響最後所得到的總產水量值，其實際圖如圖 4-1-10 所示。

圖 4-1-10 固定螺旋檔板後之薄膜管

(6) 壓克力之殼外管：

主要材質為壓克力，長為 0.2m，管外徑為 0.03m，2mm 環形區域將做為氣隔層，本研究中在通道內置入不同寬度之螺旋型檔板以增加熱側熱流體之流動時間，進行更多的熱交換，最後進行機械加工，組裝和將壓克力螺旋擋板用 AB 接著劑填補使之無空隙，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，如圖 4-1-11 所示。

(c)

(d)

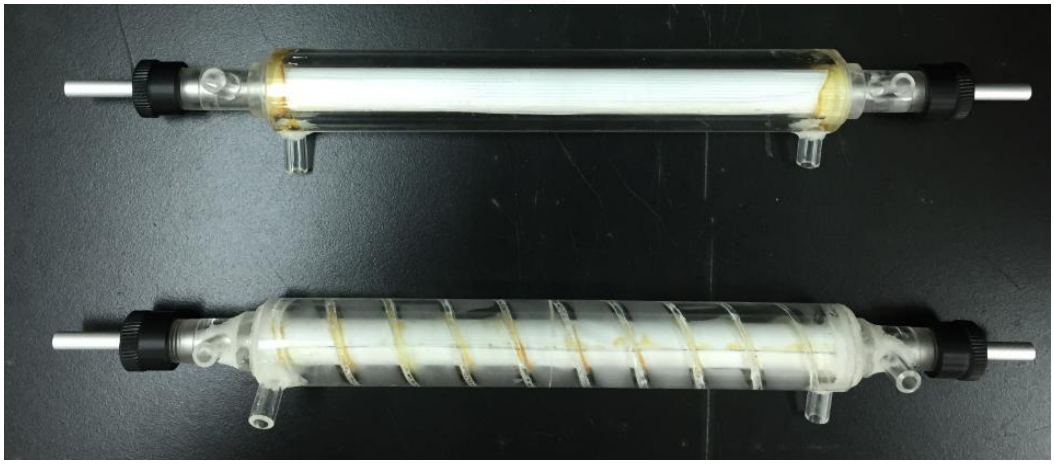


圖 4-1-11 套管型氣隔式模組實際圖(c)套管型(Base case) (d) 螺旋通道型

4-2 實驗步驟

海水淡化實驗：

(1) 配置 3.5 wt%之鹽水或蒸餾水(導電度<2μs/cm)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) 配置蒸餾水(導電度<2μs/cm)於不鏽鋼容器並置入冷恆溫槽中，一樣也將流體輸送幫浦接上進出口圓管。

(3) 將兩恆溫槽注水 8~9 分滿後，開啟冷熱恆溫槽之電源。

(4) 紀錄恆溫水槽之液位高度，須隨時保持和補水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，並將冷凝液體出口對準電子秤上之燒杯，且將天平歸零校正。

(6) 開啟流體輸送幫浦並調整進料流率，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)後，開始實驗。

(8) 紀錄流體進出口溫度與燒杯內之冷凝液重量。

(9) 改變流體體積流率、進口溫度，重複步驟(6)~(8)。

(10) 改變模組通道表面粗糙度，重複步驟(6)~(9)。

(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

透過實驗數據歸納整理，本章節將先探討螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統之納賽數經驗公式為幾何數學型式，並求出式中未定係數之值。隨後，將回歸求得之納賽數經驗公式，套用至螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾模組當中，進行不同系統操作條件模擬運算，並與實驗數據相互比較，用以驗證經驗公式與數學模型之準確性。最後，詳細探討在不同操作變因及設計參數下對於系統溫度分佈、溫度極化現象以及透膜通量的影響。

5-1 螺旋通道型氣隔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，將螺旋通道型模組操作於順流狀態之下，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。此研究在熱側加入壓克力螺旋型檔板，並使用不同流體、體積流率、進口溫度與檔板寬度作為變數進行實驗以獲取經驗公式迴歸分析所需數據。

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
熱流層	流體類型	pure water、3.5wt% saline water
	體積流率(L/min)	0.3、0.5、0.7、0.9
	進口溫度(℃)	40、45、50、55
	通道長度(m)	0.2、0.32、0.44
	通道截面積(m^2)	1.08×10^{-4}、4×10^{-5}、6×10^{-5}
冷流層	流體類型	pure water
	體積流率(L/min)	0.9
	通道截面積(m^2)	3×10^{-5}
	進口溫度(℃)	25

求得實驗數據後即可進行迴歸分析，此處配合 3-2-1 節所述內容，將式(3.51)整理成式(5.1)：

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

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(3.81)求得相當管徑，並配合流體熱傳導係數公式，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，螺旋型檔板之寬度數值對於納賽數的變化，而式(5.1)則定義兩者變化與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 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，因此本研究遂大膽假設，將式(5.1)等號右側令為：

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

結合式(5.1)與式(5.2)，移項整理可得：

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

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,輸入至軟體 POLYMATH 6.10 進行回歸，求得式中未定係數之值，$a = 0.0809947$、$b = 1.835975$ ，代入式(5.3)即可得新型紊流促進因子之納賽數經驗公式：

$$Nu^{s} = 0.0809947 \ln\left(\frac{L_h}{d_h}\right)^{1.835975} Nu_{laminar} \tag{5.4}$$

此式回歸判定係數(R^2)為 0.9664，由此可知，(Nu^{s}、$Nu_{laminar}$)之比值與 (通道截面積和通道水力直徑之比值)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。

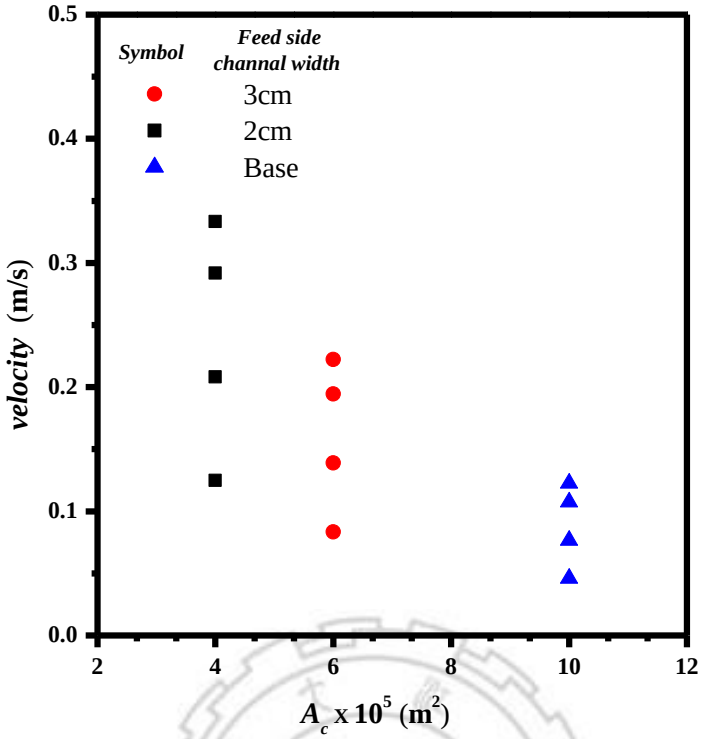


圖 5-1-1 通道流體速度與通道截面積關係圖

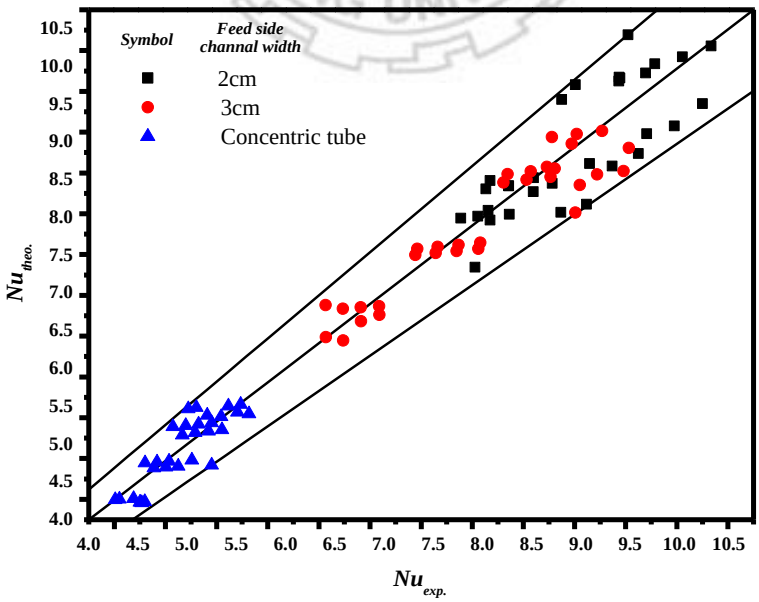


圖 5-1-2 納賽數理論值與實驗值比較圖

5-2 套管型氣隔式薄膜蒸餾系統

5-2-1 系統操作變因對於透膜通量之影響

本研究系統總長為 0.2 m，兩端通道厚度均為 2 mm，作為氣隔層之套管型氣隔式薄膜模組，固定冷流層流體為純水溶液的條件之下，分別以純水及 3.5 wt%之鹽水作為熱流層流體，並將熱流層以不同流體進口溫度、體積流率，冷流層以不同流體進口溫度作為系統操作變因，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 與 5-2-2 所示。圖中均呈現出純水的透膜通量會隨著熱流層之體積流率及流體進口溫度增加而增加，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 與圖 5-2-2 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相當接近，其理論值與實驗值的相對誤差可參照表 5-2-1，相對誤差總平均為 9.02%，其相對誤差的計算式如下：

$$\text{Error}(\%) = \frac{\left| N''_{\text{theo.}} - N''_{\text{exp.}} \right|}{N''_{\text{theo.}}} \tag{5.5}$$

5-2-2 溫度分佈與溫度極化現象

在套管型氣隔式薄膜蒸餾系統中,疏水薄膜扮演著分離熱流層中鹽與水蒸氣，並輸送熱量與質量從熱流層至氣隔層的角色，透過薄膜的水蒸氣會在金屬板上冷凝，而冷凝所釋放的潛熱則會透過金屬鋁管，將熱量傳至冷凝層。因此，在質量與熱量的傳送過程，通道各位置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,當熱流層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 5-2-3 所示。當熱流層流體體積流率較大時，促進熱流層主流區域對於薄膜表面的熱對流效應，因此熱流層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，同時，熱流層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熱對流效應而溫度下降的現象較不明顯，因此溫度下降情形也比體積流率較低時較為減緩，而為了要保持鋁管上水蒸氣冷凝的溫度，因此固定冷流層流體體積流率，由圖 5-2-1 與圖 5-2-2 可得知，熱流層流量提升時會使得純水透膜通量增加，因此亦使得此處冷凝液表面溫度及冷流層主流區溫度的略為上升。整體而言，熱流層流體體積流率的提升會造成所有區域溫度的增加，但對於熱流層及熱流層薄膜表面溫度提升仍較顯著；因此，熱流層薄膜表面與金屬鋁管上之冷凝液體表面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,在圖 5-2-4 比較亦可

觀察出，當熱流層流體進口溫度較高時，熱流層薄膜表面與金屬鋁管上之冷凝液體表面兩端溫度差距更大，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。

此外，由於質量傳送現象的發生，薄膜蒸餾系統中於熱流層的薄膜表面上，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，導致熱量由熱流層薄膜表面散失，溫度下降，而熱主流區域與熱薄膜表面所形成之溫度梯度即為溫度極化現象，而此溫度梯度所造成的極化現象亦會發生冷流層與冷凝水蒸汽之鋁管之間，但此區域並不顯著。本研究於此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 Izquierdo-Gil 等人提出適用於氣隔式之溫度極化係數之定義(temperature polarization coefficient，TPC)，將其量化以便進行比較：

$$\tau_{\text{temp}} = \frac{T_1 - T_3}{T_h - T_c} \tag{5.6}$$

其意義為熱薄膜表面與冷凝液表面之溫度差異與主流區域溫度差異的偏離程度，倘若趨近於 0，代表溫度極化現象越明顯，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 5-2-5 所示，圖中皆呈現溫度極化係數會隨著熱流層流體進口溫度的增加而降低，隨著熱流層體積流率的增加而增加。在分別固定熱流層及冷流層體積流率的狀況下，隨著熱流層流體進口溫度的提升，兩端主流區域溫度差異以及熱流層主流區與薄膜表面、冷流層與金屬鋁管上之冷凝液體表面之

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，熱流層體積流率的增加，使得熱主流區域對於熱流層薄膜表面的熱對流效應提高，熱流層薄膜表面溫度也更趨近熱主流區域溫度，因此溫度極化係數呈現出隨著體積流率的增加而增加的趨勢。本研究將圖 5-2-5 用不同操作溫度下及不同體積流率下對於溫度極化係數的影響，遂求取平均溫度極化係數，呈現於表 5-2-2，結果如同前段所述之趨勢。

TAMKANG UNIVERSITY

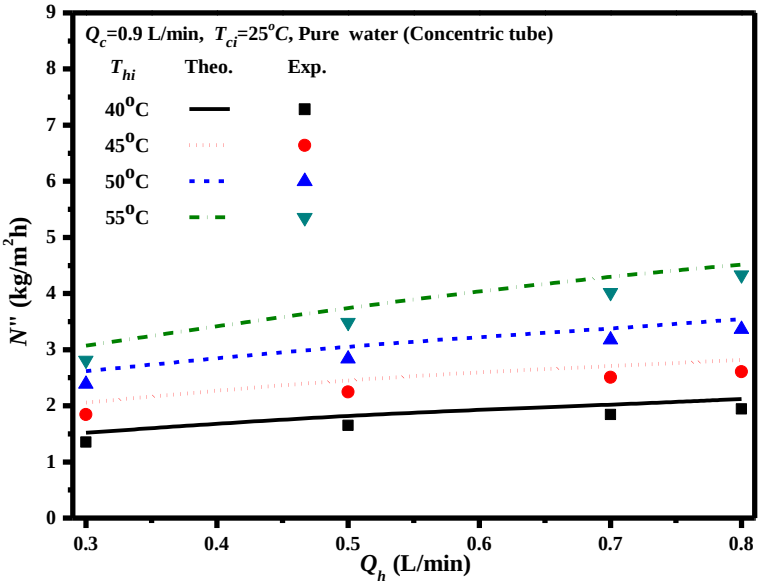


圖 5-2-1 冷流層固定 25℃進口溫度且熱流層流體為純水下，

不同操作參數對於透膜通量之影響

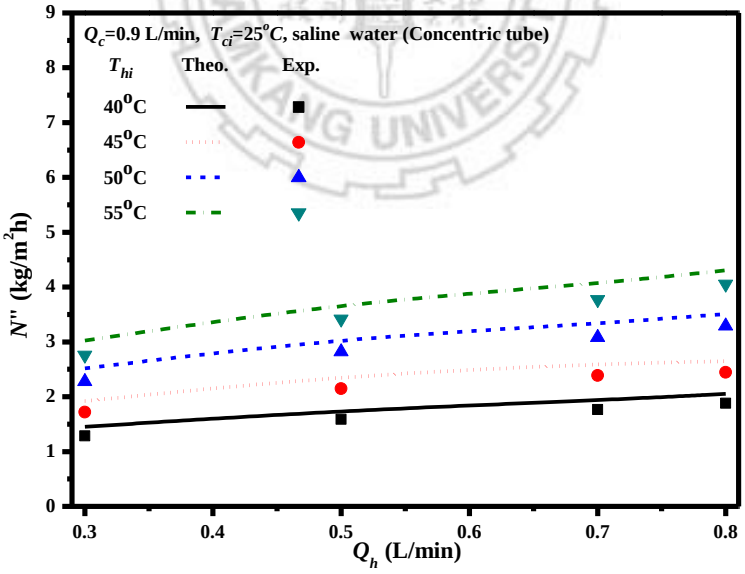


圖 5-2-2 冷流層固定 25℃進口溫度且進料端流體為鹽水下，

不同操作參數對於透膜通量之影響

表 5-2-1 冷流層固定 25℃度進口溫度下，

套管型氣隔式薄膜蒸餾系統實驗值與理論值之相對誤差比較表

$T_{h,in}$ (℃)	Q_h (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 %
40	0.3	1.353	1.522	12.49	1.286	1.453	12.98
	0.5	1.648	1.842	11.77	1.589	1.752	10.25
	0.7	1.843	2.014	9.27	1.768	1.935	9.445
	0.8	1.945	2.121	9.04	1.878	2.052	9.265
45	0.3	1.846	2.057	11.43	1.719	1.922	11.81
	0.5	2.245	2.488	10.82	2.148	2.386	11.07
	0.7	2.506	2.713	8.26	2.387	2.599	8.883
	0.8	2.609	2.815	7.89	2.445	2.65	8.374
50	0.3	2.389	2.616	9.50	2.276	2.516	10.54
	0.5	2.835	3.08	8.64	2.821	3.072	8.897
	0.7	3.176	3.371	6.13	3.084	3.328	7.911
	0.8	3.362	3.548	5.53	3.289	3.512	6.78
55	0.3	2.812	3.071	9.21	2.759	3.024	9.604
	0.5	3.486	3.768	8.08	3.415	3.707	8.55
	0.7	4.016	4.317	7.49	3.769	4.06	7.72
	0.8	4.329	4.513	4.25	4.056	4.302	6.06
average error				8.73			9.31

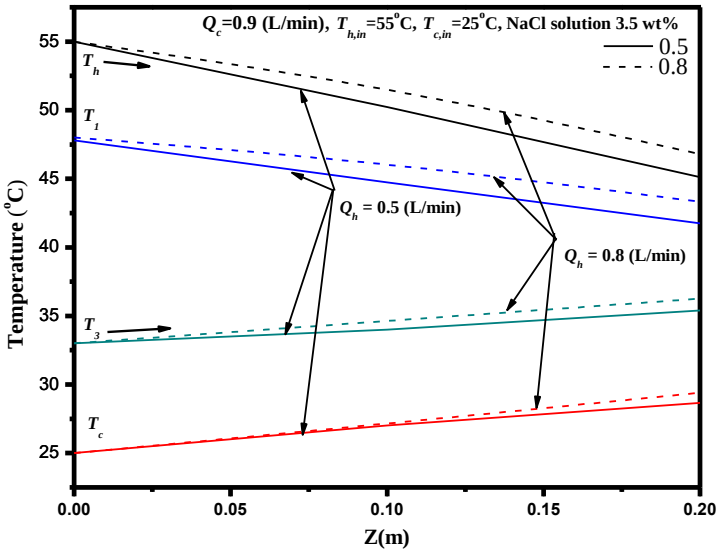


圖 5-2-3 冷流層固定 25℃進口溫度且熱流層流體為鹽水下，

不同體積流對於主流區域、熱流層薄膜表面與冷凝液表面溫度分佈之影響

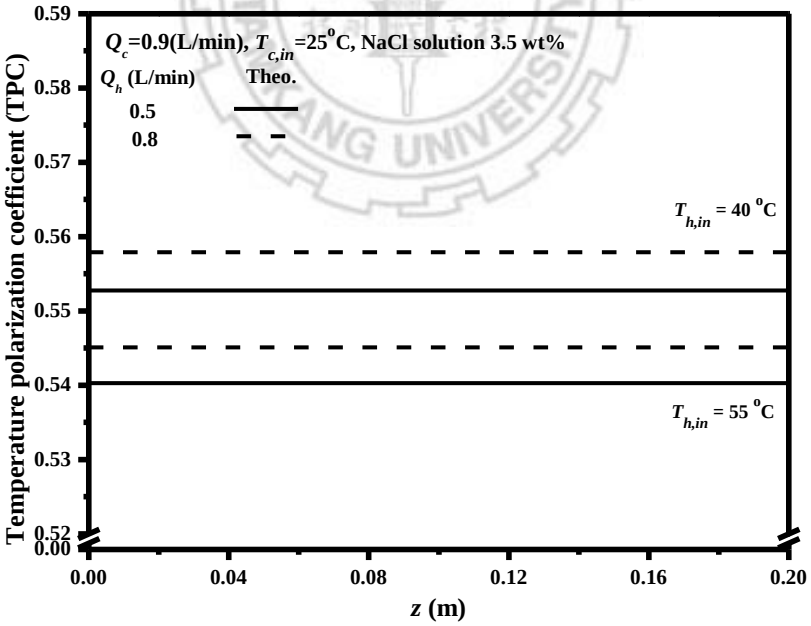


圖 5-2-4 冷流層固定 25℃進口溫度且熱流層流體為鹽水時，

不同操作參數於溫度極化係數之影響

表 5-2-2 不同操作參數下於平均溫度極化係數之影響比較表

	Average TPC	
	saline water, NaCl = 3.5 wt%, $T_{c,in}$ = 25 (℃), Q_c = *0.9* (L/min)	
$T_{h,in}$(℃)	Q_h(L/min)	
	0.5	0.8
40	0.552743	0.557909
55	0.540287	0.545097

TAMKANG UNIVERSITY

5-3 螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統

5-3-1 螺旋因子對於透膜通量之影響

鑒於 5-2 節已充分對於套管型氣隔式薄膜蒸餾系統進行操作變因的相關分析，並驗證本研究所提出之經驗公式與系統數學模型對於模擬一般系統具有良好的準確性，因此，從本章節開始將著重於探討螺旋因子對於系統之影響。

本研究同樣對於此系統總長為 0.2 m，兩端通道厚度均為 2 mm，作為氣隔層之螺旋型氣隔式薄膜模組，但與套管型氣隔式模組不同之處在於熱流層通道表面纏繞螺旋型檔板以增加熱側之通道長度，冷流層則為光滑表面，在固定冷流層流體為 25 ℃ 純水溶液的條件之下，配合純水及 3.5 wt% 之鹽水作為不同的熱流層流體，並將熱流層以不同流體進口溫度、體積流率，作為系統操作變因，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 5-3-4 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熱流層體積流率及流體進口溫度增加而增加，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，透膜通量相較於 5-2 節則有顯著的提升，而導致此結果的因素將透過溫度分佈進行解析。由圖 5-3-1 與圖 5-3-4 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 5-3-2，相對誤差總平均可維持在 8.35%，仍屬可容許之誤差範圍，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氣隔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)的螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統中，倘若改變其螺旋型檔板之寬度，其溫度分佈的不同如圖 5-3-5 所示，當通道加裝螺旋型檔板後，系統熱流層所流動之距離相對於套管型氣隔式模組長，因此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，而截面積變小，流體流速越快，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。

在固定體積流率、改變進口溫度與螺旋型檔板之寬度的情況下，溫度極化係數的變化情形如圖 5-3-7 與圖 5-3-8 所示，圖中呈現與螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統雷同的趨勢，溫度極化係數會隨著流體進口溫度的增加而降低，並隨著螺旋型檔板之寬度下降而上升。在此情況下，增加螺旋型之檔板是具有提升通量之效果。

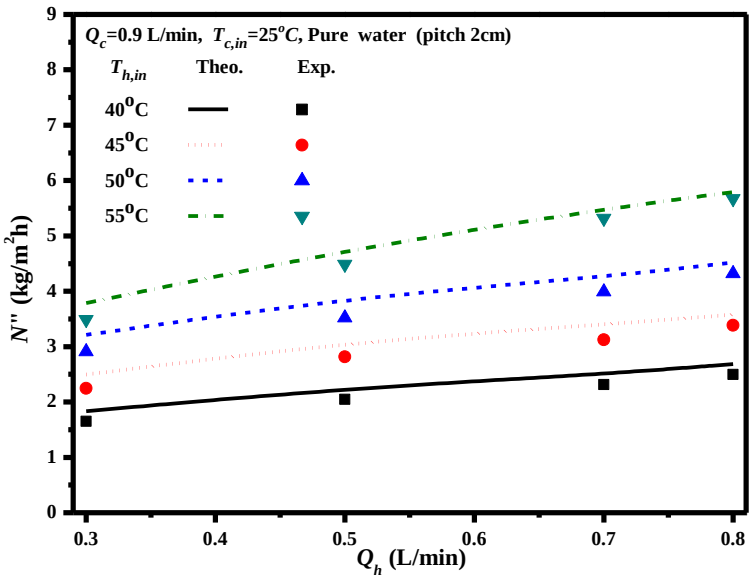


圖 5-3-1 順流操作下且熱側流體為純水時，添加螺旋型檔板(寬度 2cm)之不同操作參數對於透膜通量之關係圖

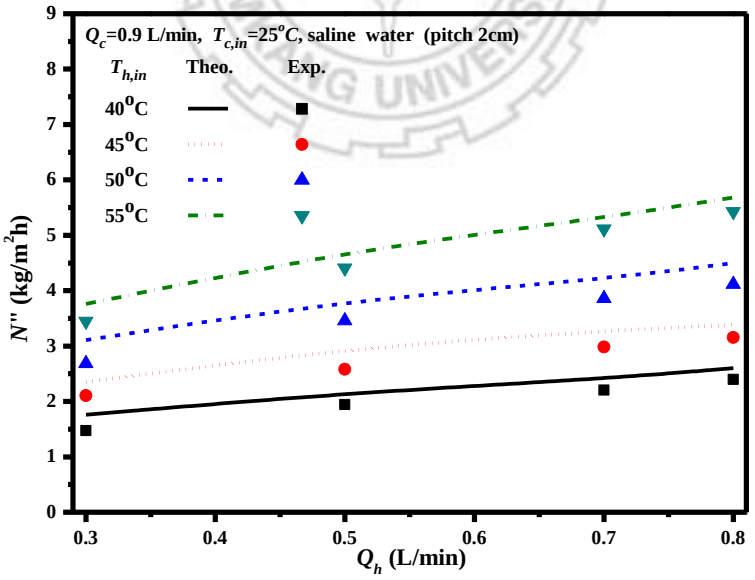


圖 5-3-2 順流操作下且熱側流體為鹽水時，添加螺旋型檔板(寬度 2cm)之不同操作參數對於透膜通量之關係圖

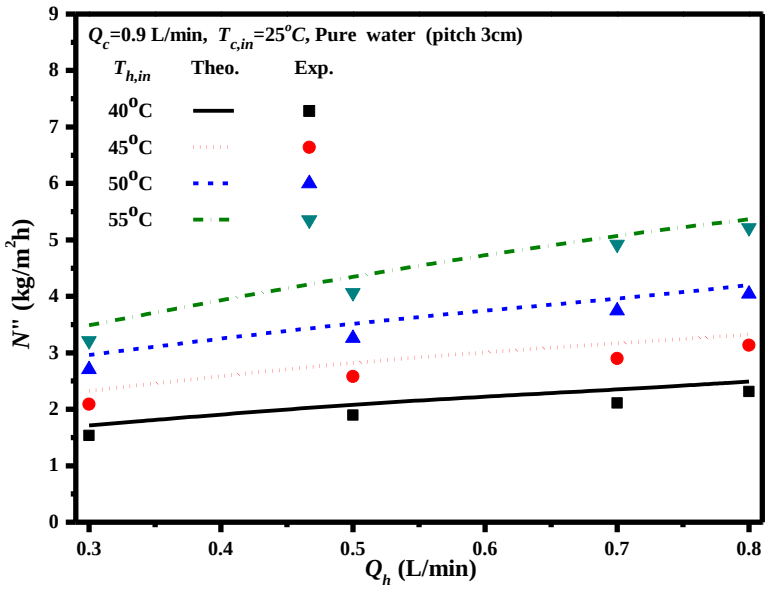


圖 5-3-3 順流操作下且熱側流體為純水時，添加螺旋型檔板寬度 3cm 之不同操作參數對於透膜通量之關係圖

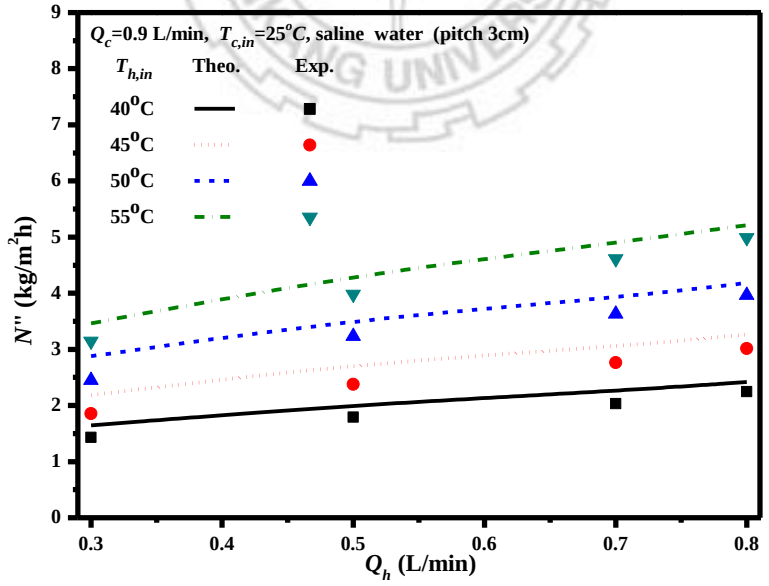


圖 5-3-4 順流操作下且熱側流體為鹽水時，添加螺旋型檔板(寬度 3cm)之不同操作參數對於透膜通量之關係圖

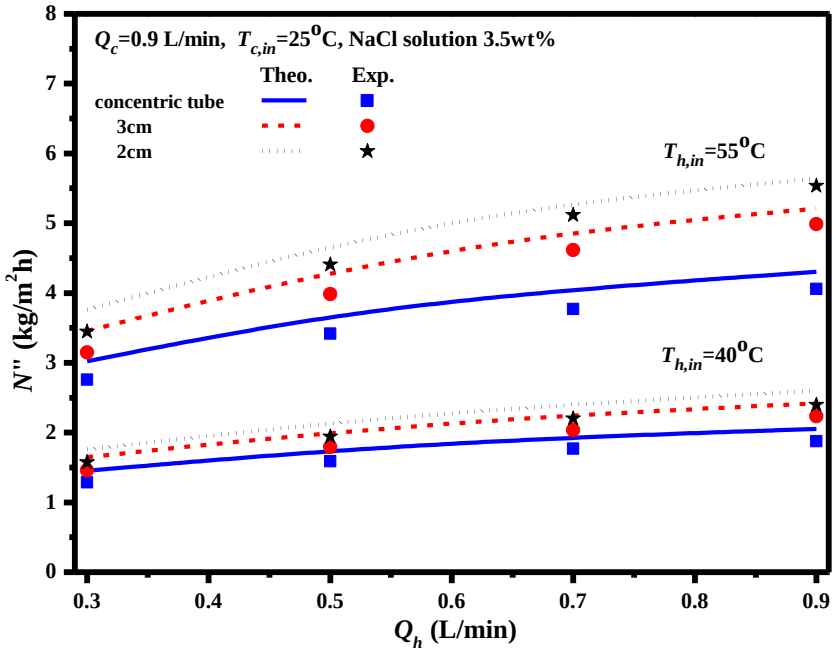


圖 5-3-5 冷流層固定 25℃進口溫度且熱流層流體為鹽水下，

不同寬度之螺旋型檔板之寬度與操作參數對於透膜通量之影響

表 5-3-1 冷流進口 25℃且熱流流體為純水下，添加寬度不同之螺旋型檔板與操作參數之實驗與理論值相對誤差比較表

$T_{c,in}$ =25℃	Q_c=0.9 L/min						
		2cm			3cm		
$T_{h,in}$ (℃)	Q_h (L/min)	$N''_{Exp.}$ (kg/(m^2 hr))	$N''_{Theo.}$ (kg/(m^2 hr))	error %	$N''_{Exp.}$ (kg/(m^2 hr))	$N''_{Theo.}$ (kg/(m^2 hr))	error %
40	0.3	1.648	1.832	11.16	1.538	1.712	11.31
	0.5	2.045	2.248	9.92	1.894	2.104	11.08
	0.7	2.312	2.501	8.17	2.112	2.344	10.98
	0.8	2.495	2.684	7.57	2.312	2.494	7.87
45	0.3	2.248	2.498	11.12	2.089	2.323	11.20
	0.5	2.815	3.078	9.34	2.578	2.856	10.78
	0.7	3.124	3.399	8.80	2.898	3.171	9.42
	0.8	3.383	3.578	5.76	3.134	3.324	6.06
50	0.3	2.912	3.213	10.33	2.705	2.964	9.57
	0.5	3.521	3.876	10.08	3.262	3.548	8.76
	0.7	3.99	4.257	6.69	3.746	3.951	5.47
	0.8	4.321	4.52	4.60	4.041	4.202	3.98
55	0.3	3.487	3.787	8.60	3.214	3.489	9.12
	0.5	4.489	4.746	5.72	4.064	4.374	7.62
	0.7	5.315	5.484	3.17	4.923	5.084	4.27
	0.8	5.671	5.794	2.16	5.215	5.364	2.85
average error				7.71			8.14

表 5-3-2 冷流進口 25℃且熱流流體為鹽水下，添加寬度不同之螺旋型檔板與操作參數之實驗與理論值相對誤差比較表

$T_{c,in}$ =25℃	Q_c=0.9 L/min						
		2cm			3cm		
$T_{h,in}$ (℃)	Q_h (L/min)	$N''_{Exp.}$ (kg/(m^2 hr))	$N''_{Theo.}$ (kg/(m^2 hr))	error %	$N''_{Exp.}$ (kg/(m^2 hr))	$N''_{Theo.}$ (kg/(m^2 hr))	error %
40	0.3	1.575	1.762	11.87	1.459	1.646	12.81
	0.5	1.942	2.151	10.76	1.792	2.012	12.27
	0.7	2.203	2.408	9.30	2.032	2.255	10.97
	0.9	2.396	2.602	8.59	2.235	2.421	8.32
45	0.3	2.103	2.348	11.65	1.953	2.184	11.82
	0.5	2.678	2.963	10.64	2.475	2.743	10.84
	0.7	2.984	3.276	9.78	2.761	3.047	10.35
	0.9	3.156	3.384	7.22	2.905	3.138	8.02
50	0.3	2.832	3.106	9.67	2.618	2.877	10.46
	0.5	3.531	3.824	8.29	3.235	3.535	9.27
	0.7	3.932	4.205	6.94	3.631	3.912	7.73
	0.9	4.265	4.496	5.64	3.962	4.186	5.65
55	0.3	3.445	3.761	9.17	3.146	3.461	10.01
	0.5	4.408	4.714	6.94	3.982	4.328	8.68
	0.7	5.116	5.312	4.83	4.613	4.893	6.04
	0.9	5.535	5.642	1.93	4.986	5.211	4.51
average error				8.32			9.23

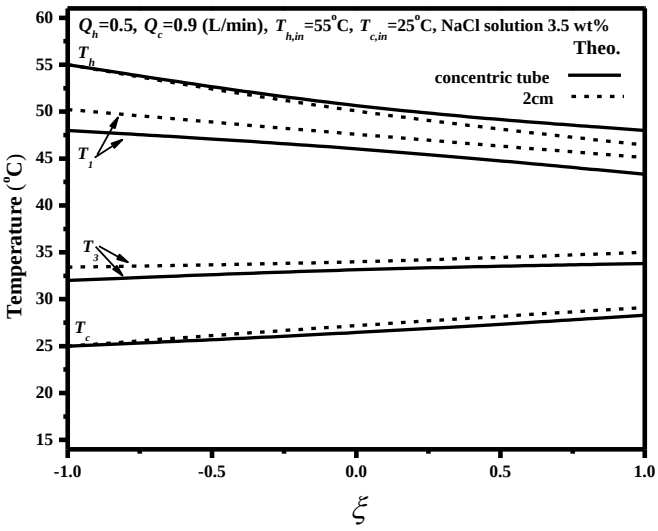


圖 5-3-6 冷流層固定 25℃進口溫度且熱流層流體為鹽水下，套管型系統與螺旋通道型系統於主流區、熱流層薄膜表面與冷凝液表面溫度分佈之影響

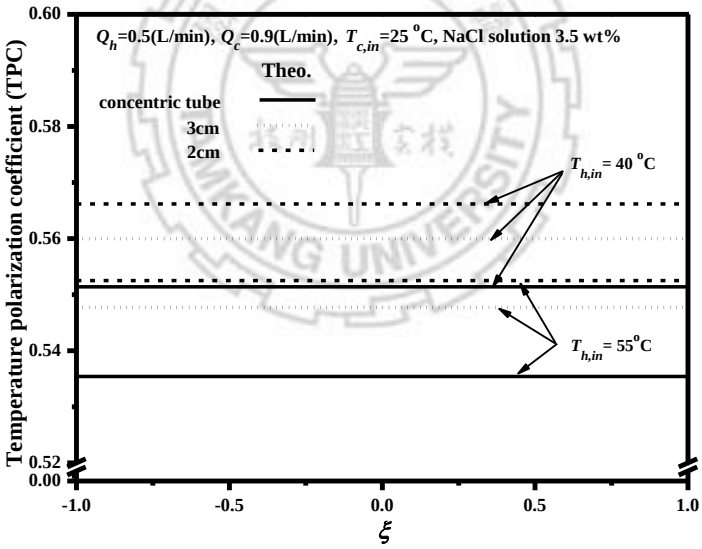


圖 5-3-7 冷流層固定 25℃進口溫度且熱流層流體為鹽水下，

不同螺旋檔板寬度與操作參數於溫度極化係數之影響

表 5-3-3 不同操作參數下於平均溫度極化係數之影響比較表

Average TPC			
saline water, NaCl = 3.5 wt%, $T_{c,in}$ = 25 (℃), Q_h=0.5 (L/min) ,Q_c=0.5 (L/min)			
$T_{h,in}$(℃)	Helix wire channel		
	Concentric tube	2cm	3cm
40	0.552743	0.566202	0.560032
55	0.540287	0.552501	0.547745

5-4 設計參數於透膜通量與水力損耗之影響

本研究分析不同模組設計參數對於螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統的影響及箇中原因，可以瞭解到所有參數皆可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：

$$I_N = \frac{N_s'' - N_b''}{N_b''} \times 100\% \tag{5.7}$$

$$I_P = \frac{P_s - P_b}{P_b} \times 100\% \tag{5.8}$$

其中，N_s'' 為加入螺旋檔板的透膜通量(螺旋檔板寬度為 2cm 與 3cm) ，N_b'' 則是以套管型氣隔式薄膜蒸餾之透膜通量作為基準值；P_s 與 P_b 則分別為加入螺旋檔板系統與作為比較基準的水力損耗。

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，將利用理論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，本研究選擇長 0.2 m、氣隔層厚度為 2 mm 之套管型氣隔式薄膜蒸餾模組的透膜通量作為比較基準，當熱側流體加裝了螺旋型檔板時，其透膜通量提升百分比陳列於表 5-4-1 至表 5-4-2 當中。表 5-4-1 至表 5-4-2 皆呈現出透膜通量增益程度隨著進口溫度和體積流率的提高而提升，但兩者皆會隨著加入螺旋檔板，有著不同程度上的增幅。如果固定流體進口溫度，而體積流率較高時，流體藉著減小螺旋型檔板寬度造成截面積縮小而平均流速增加，並且增加熱側流體流速，因此，能更為有效地將熱側流體之熱能釋放，導致透膜通量增幅較大，然而透膜通量與增益比例並非隨著體積流率提高而無限提升，主要是流體進口溫度固定的關係，純水透膜通量會有極大值，然而當體積流率達到某一定值時，純水透膜通量與增益比例就不會再提升，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。如果以固定熱流體體積流率的條件下，提高熱側進口溫度時，系統內部的溫度梯度就會更加明顯。

當改變系統的操作變因與模組設計參數時, 其水力損耗也會隨著不同螺旋檔板的寬度，而有所不同，因此本研究同樣以套管型氣隔式薄膜蒸餾

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，當熱側添加螺旋型檔板時，其水力損耗提升百分比依序陳列於表 5-4-3 當中。由結果可以發現，無論熱流層進料為鹽水或純水，在增加熱流層體積流率和添加寬度不同的螺旋型檔板，其水力損耗提升百分比會提高 56-122%。

TAMKANG UNIVERSITY

5-4-2 透膜通量與水力損耗提升程度之比較

本研究認為若以提升系統透膜通量為主要目標的前提之下，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 5-4-1 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下將增加多少程度的透膜通量，其結果如表 5-4-4 所示。由結果可得知，若以固定流體體積流率為 0.3 L/min 的條件下，與熱側進口溫度為 40℃ 的條件下，其比值隨熱流進口溫度提升而增加；當減少螺旋檔板之寬度時，由於 I_N 值提高、I_P 的增益量相較 I_N 來的大，造成比值的下降，當熱流層體積流率增加時，I_N 值增益量相較 I_p 大，因此其比值會增加；綜合亦上之結論，欲獲得最大 I_N/I_P 值則條件為高流速、高溫熱側進料溫度、及較寬的螺旋檔板，舉例而言，將選用螺旋型檔板之寬度為 3cm 的螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾，並固定熱流體積流率為 0.8 L/min、冷體積流率為 0.9 L/min、熱流層端進口溫度為 55℃ 與冷流層進口溫度為 25℃ 的條件下，每多額外消耗 1%的水力損耗可額外獲得 0.376%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氣隔式薄膜蒸餾模組系統，不同螺旋檔板寬度之理論透膜通量增益比例表

Pure water test							
Helix wire channel			Base case	2cm		3cm	
$T_{c,in}$ (℃)	$T_{h,in}$ (℃)	Q_h (L/min)	N''_b (kg/(m^2 hr))	N''_h (kg/(m^2 hr))	I_N (%)	N''_h (kg/(m^2 hr))	I_N (%)
25	45	0.3	2.057	2.498	21.43	2.323	12.93
		0.5	2.488	3.078	23.71	2.856	14.79
		0.7	2.713	3.399	25.28	3.171	16.88
		0.8	2.815	3.578	27.10	3.324	18.08
	55	0.3	3.071	3.787	23.31	3.489	13.61
		0.5	3.768	4.746	25.95	4.374	16.08
		0.7	4.317	5.484	27.03	5.084	17.76
		0.8	4.513	5.794	28.38	5.364	18.85

表 5-4-2 順流鹽水操作下套管型與螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾模組系統，

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%							
Helix wire channel			Base case	2cm		3cm	
$T_{c,in}$ (℃)	$T_{h,in}$ (℃)	Q_h (L/min)	N''_b (kg/(m^2 hr))	N''_h (kg/(m^2 hr))	I_N (%)	N''_h (kg/(m^2 hr))	I_N (%)
25	40	0.3	1.922	2.348	22.16	2.184	13.63
		0.5	2.386	2.963	24.18	2.743	14.96
		0.7	2.599	3.276	26.04	3.047	17.23
		0.8	2.65	3.384	27.69	3.138	18.41
	55	0.3	3.024	3.761	24.37	3.461	14.45
		0.5	3.707	4.714	27.16	4.328	16.75
		0.7	4.06	5.312	30.83	4.893	20.51
		0.8	4.302	5.642	31.14	5.211	21.12

表 5-4-3 鹽水進料下，不同螺旋檔板寬度與操作參數之水力損耗提升程度比較表

saline water, NaCl = 3.5 wt%							
Helix wire channel			Base case	2cm		3cm	
$T_{c,in}$ (℃)	$T_{h,in}$ (℃)	Q_h (L/min)	P_b (J/s)	Ps (J/s)	I_P (%)	P_s (J/s)	I_P (%)
25	40	0.3	4.13E-03	9.18E-03	122	6.77E-03	63.92
		0.5	4.78E-03	1.06E-02	121	7.71E-03	61.29
		0.7	5.75E-03	1.26E-02	119	9.09E-03	58.08
		0.8	6.36E-03	1.38E-02	116	9.97E-03	56.77
	55	0.3	4.04E-03	8.83E-03	118	6.55E-03	62.12
		0.5	4.53E-03	9.83E-03	116	7.28E-03	60.71
		0.7	5.26E-03	1.13E-02	114	8.31E-03	57.98
		0.8	5.71E-03	1.22E-02	113	8.92E-03	56.21

表 5-4-4 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

$T_{c,in}$ (℃)	$T_{h,in}$ (℃)	Q_h (L/min)	saline water, NaCl = 3.5 wt% I_N/I_P Helix wire channel 2cm	3cm
25	40	0.3	0.181	0.213
		0.5	0.199	0.244
		0.7	0.218	0.296
		0.8	0.238	0.324
	55	0.3	0.206	0.232
		0.5	0.234	0.275
		0.7	0.270	0.353
		0.8	0.275	0.376

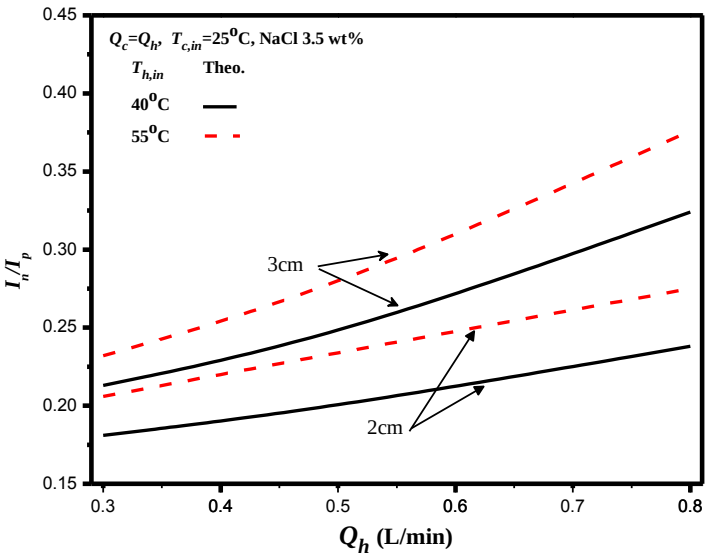


圖 5-4-1 在鹽水操作下，不同模組設計參數之

理論透膜通量增益程度與水力損耗提升程度比較圖

第六章 結論

本研究針對螺旋通道型氣隔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) 套管系統內熱側通道中增加不同通道寬度之螺旋形擋板(Helix 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) 螺旋型氣隔式薄膜蒸餾系統：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的條件下，主流區域、薄膜表面、冷凝液表面與金屬管上的的溫度分佈，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。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、進口溫度等，以及模組設計參數，如螺旋檔板之寬度。而本研究於螺旋通道型氣隔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 螺旋通道型之納賽數經驗公式迴歸分析

1. 經由實驗證實，透過螺旋檔板通道能增加其熱側熱流體滯留於系統之時間，導致納賽數比值和(通道截面積和通道水力直徑之比值)呈現對數之關係。
2. 螺旋因子之納賽數經驗公式(5.4 式)，如下所示：

$$Nu^{s} = 0.0809947 \ln\left(\frac{L_h}{d_h}\right)^{1.835975} Nu_{laminar} \tag{5.4}$$

且回歸判定係數(R^2)為 0.9664。

6-2 套管型氣隔式薄膜蒸餾系統

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 9.02%，由此可知，對於一般系統仍具有良好的模擬結果。
2. 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 添加螺旋檔板之螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統

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 8.03%左右。
2. 溫度極化係數會隨著流體進口溫度的增加而降低，並隨著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

1. 以提升系統透膜通量為首要目的而改變不同寬度之螺旋檔板時，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搭配不同寬度之螺旋檔板。

2. 在本研究所探討的模組設計參數與範疇之中，增加螺旋檔板，能夠有效地提升系統透膜通量。

3. 提升熱流體體積流率和進口溫度有助於透膜通量的提升。

4. 添加螺旋檔板之螺旋通道型氣隔式薄膜蒸餾系統的透膜通量與一般套管型氣隔式薄膜蒸餾系統相比較下，螺旋檔板寬度 2cm 最高可提高約 31 % , 3cm 最高可提高約 21 %。

綜合以上之結果，本研究的貢獻在於探討添加螺旋檔板後，以套管型作為基礎並觀察是否有效提升透膜通量，結果發現雖然螺旋檔板寬度 2cm 之透膜通量較螺旋檔板寬度 3cm 大，但相對水利損耗也比螺旋檔板寬度 3cm 來的大，若以 I_N/I_P 之增益度考量，選擇螺旋檔板寬度 3cm 可獲得較大效益，並且添加螺旋檔板可提升套管型氣隔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。

符號說明

a_w ： 純水於鹽水溶液中之活性係數

c_a ： 氣隔層質傳係數，kg/(m^2 Pa hr)

c_K ： 克努德森(Knudsen)擴散係數，kg/(m^2 Pa hr)

c_T ： 總括質傳係數，kg/(m^2 Pa hr)

c_m ： 薄膜質傳係數，kg/(m^2 Pa hr)

c_M ： 分子(Molecular)擴散係數，kg/(m^2 Pa hr)

c_V ： 黏滯(Viscous)流動係數，kg/(m^2 Pa hr)

Cp_h ： 熱流層流體比熱，J/(kg k)

Cp_c ： 熱流層流體比熱，J/(kg k)

D ： 通道高度，m

d_h ： 通道之相當管徑，m

D_a ： 氣隔層的空氣及水蒸氣之擴散係數，m^2/s

D_m ： 薄膜內部的空氣及水蒸氣之擴散係數，m^2/s

f_F ： 通道之泛寧摩擦因子

g ： 重力，m/s^2

h ： RK4 計算步幅，m

h_c ： 冷流層物流之熱對流係數，W/(m^2 k)

h_f ： 冷凝層物流之熱對流係數，W/(m^2 k)

h_h ： 熱流層物流之熱對流係數，W/(m^2 k)

H_c ： 冷測總括熱傳係數，W/(m^2 k)

H_m ： 薄膜總括熱傳係數，W/(m^2 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，kg/(m^2 hr)

J''_v ： 黏滯流動模式之透膜通量，kg/(m^2 hr)

J''_M ： 分子擴散模式之透膜通量，kg/(m^2 hr)

k ： 流體之熱傳導係數，W/(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_a ： 氣隔層氣體的熱傳導係數，W/(m k)

k_f ： 水溶液的熱傳導係數，W/(m k)

k_g ： 薄膜孔洞內空氣的熱傳導係數，W/(m k)

k_m ： 薄膜之平均熱傳導係數，W/(m k)

k_p ： 金屬鋁板之平均熱傳導係數，W/(m k)

k_s ： 薄膜材質的熱傳導係數，W/(m k)

k_m ： 薄膜之平均熱傳導係數，W/(m k)

L ： 有效通道長度，m

Le ： 通道之進口長度(entrance length)，m

ℓw_f ： 通道之管壁摩擦損失，J/kg

m ： 氯化鈉重量莫耳濃度，mol/kg

$\dot{m}$ ： 流體質量流率，kg/s

M_a ： 空氣分子量，kg/mol

M_w ： 水蒸氣分子量，kg/mol

M_{a-w} ： 空氣-水蒸氣分子量，kg/mol

N'' ： 透膜通量，kg/(m^2 hr)

N''_a ： 氣隔層之透膜通量，kg/(m^2 hr)

N''_b ： 套管型氣隔式之透膜通量，kg/(m^2 hr)

N''_m ： 薄膜內部之透膜通量，kg/(m^2 hr)

N''_s ： 螺旋通道型氣隔式之透膜通量，kg/(m^2 hr)

Nu ： 流體之納賽數

Nu^s ： 螺旋因子之納賽數

P ： 壓力，Pa

P_1 ： 熱流層薄膜表面流體的飽和蒸氣壓，Pa

P_2 ： 氣隔層薄膜表面流體的飽和蒸氣壓，Pa

P_3 ： 冷凝層流體表面的飽和蒸氣壓，Pa

P_{avg} ： 熱流層薄膜表面到冷凝層流體表面的飽和蒸氣壓，Pa

P_b ： 套管型之水力損耗(J/s)

P_m ： 兩端薄膜表面之平均蒸汽壓，Pa

P_{sys} ： 系統內蒸氣壓，Pa

P_s ： 螺旋通道型之水力損耗(J/s)

P_T ： 總壓，Pa

P_w ： 薄膜表面純水的飽和蒸氣壓，Pa

Pr ： 流體之普朗多數

q ： 熱傳量，W/ m^2

q_a ： 氣隔層側薄膜表面對冷凝液之熱傳量，W/ m^2

q_c ： 金屬板表面對冷流側主流區域之熱傳量，W/ m^2

q_f ： 冷凝層對金屬板表面之熱傳量，W/ m^2

q_h ： 熱流側主流區域對薄膜表面之熱傳量，W/ m^2

q_m ： 熱流側薄膜表面對氣隔層薄膜表面之熱傳量，W/ m^2

q_p ： 金屬板兩側之熱傳量，W/ m^2

q_{ma} ： 經由薄膜及氣隔層之總括熱傳量，W/ m^2

q_{fc} ： 經由冷凝層到冷流側主流區域之總括熱傳量，W/ m^2

$q_{cond.}$ ： 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 ： 流體之體積流率，m^3/s

R ： 氣體常數，J/(mol K)

Re ： 流體之雷諾數

r ： 薄膜孔洞半徑，m

T_1 ： 熱流層薄膜表面溫度，^oC

T_2 ： 氣隔層薄膜表面溫度，^oC

T_3 ： 冷凝層薄膜表面溫度，^oC

T_4 ： 冷凝層金屬表面溫度，^oC

T_5 ： 冷流層金屬表面溫度，^oC

T_a ： 氣隔層之平均溫度，^oC

T_c ： 冷流層主流區域溫度，^oC

T_h ： 熱流層主流區域溫度，^oC

T_m ： 兩端薄膜表面流體之平均溫度，^oC

T_{avg} ： 熱流層薄膜表面與冷凝層流體表面之平均溫度，^oC

$T_{h,in}$ ： 熱流層流體之進口溫度，^oC

$T_{c,in}$ ： 冷流層流體之進口溫度，^oC

$T_{h,ln}$ ： 熱流層流體之對數平均溫度，^oC

$T_{c,ln}$ ： 冷流層流體之對數平均溫度，^{o}C

$T_{h,out}$： 熱流層流體之出口溫度，^{o}C

$T_{c,out}$： 冷流層流體之出口溫度，^{o}C

u ： 流體平均流速，m/s

W_c ： 冷側有效通道寬度，m

W_h ： 熱側有效通道寬度，m

W_{NaCl}： 氯化鈉重量，kg

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

$|Y_m|_{\ln}$ ： 薄膜內部空氣之對數平均係數

$|Y_a|_{\ln}$ ： 氣隔層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

α^s ： 螺旋因子

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)/m^2

λ ： 水蒸氣蒸發潛熱，J/kg

ν ： 動黏度，m^2/s

μ ： 流體黏度，$(N\ s)/m^2$

ρ_{NaCl} ： NaCl 比重，kg/m^3

ρ ： 流體密度，kg/m^3

τ ： 薄膜孔洞曲率

τ_{temp} ： 溫度極化係數

δ_a ： 氣隔層厚度，m

δ_m ： 薄膜厚度，m

δ_p ： 金屬板厚度，m

σ_{air} ： 為空氣原子體積，

σ_w ： 為純水原子體積

ξ ： 高斯正交修正

下標

a ： 鹽水

b ： 純水

c ： 冷流體

h ： 熱流體

參考文獻

1. Pidwirny M., 2006, *Fundamentals of Physical Geography,* The Hydrologic Cycle, 2nd Edition.
2. Kalogirou S.A., 2005, Seawater desalination using renewable energy sources, *Prog. Energy Combustion Sci.*, 31, 242-281.
3. Meindersma G.W., Guijt C.M., de Haan A.B., 2006, Desalination and water recycling by air gap membrane distillation, *Desalination*, 187, 291–301.
4. El-Bourawi M.S., Ding Z., Ma R., Khayet M., 2006, A framework for better understanding membrane distillation separation process, *J. Membr. Sci*., 285, 4–29.
5. Ho-Ming Yeh, The improvement in separation of concentric tube thermal diffusion columns, Geogia Institute of Technology, (1969).
6. Bodell B.R., 1963, Silicone rubber vapor diffusion in saline water distillation, *United States Patent Application Serial*, 285,32.
7. Weyl P.K., 1967, Recovery of demineralized water form saline waters, United States Patent 3,340,186.
8. Findley M.E., 1967, Vaporization through porous membranes, Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev., 6, 226-230.
9. Drioli E., Wu Y., 1985, Membrane distillation：An experimental study, *Desalination*, 53, 339-346.
10. Hanbury W.T., 1985, Hodgkiess T., Membrane distillation - An assessment, *Desalination*, 56, 287-297.
11. Jönsson A.S., Wimmerstedt R., Harrysson A.-C., 1985, Membrane distillation - a theoretical study of evaporation through microporous membranes, *Desalination*, 56, 237-249.

12. Sarti G.C., Gostoli C., Matulli S., 1985, Low energy cost desalination processes using hydrophobic membranes, *Desalination*, 56, 277-286.
13. Jonsson A.-S., Wimmerstedt R., Harrysson A.-C., 1985, Membrane distillation-a theoretical study of evaporation through microporous membranes, *Desalination*, 56, 237-249.
14. Schofield R.W., Fane A.G., Fell C.J.D., 1987, Heat and mass transfer in membrane distillation, *J. Membr. Sci.*, 33, 299-313.
15. Izquierdo-Gil M.A., García-Payo M.C., Fernández-Pineda C., 1999, Air gap membrane distillation of sucrose aqueous solutions, *J. Membr. Sci.*, 155, 291-307.
16. Izquierdo-Gil M.A., García-Payo M.C., 2000, Fernández-Pineda C., Air gap membrane distillation of aqueous alcohol solutions, *J. Membr. Sci.*, 169, 61-80.
17. Phattaranawik J., Jiraratananon R., 2001, Direct contact membrane distillation：effect of mass transfer on heat transfer, *J. Membr. Sci.*, 188, 137-143.
18. Banat F.A., Simandl J., 1998, Desalination by membrane distillation：a parametric study, *Sep. Sci. Technol.*, 33, 201-226.
19. Liu G.L., Zhu C., Cheung C.S., Leung C.W., 1998, Theoretical and experimental studies on air gap membrane distillation, *Heat and Mass Transfer*, 34, 329-335.
20. Kimura S., Nakao S.I., 1987, Transport phenomena in membrane distillation, *J. Memb. Sci.*, 33, 285-298.
21. Gostoli C., Sarti G.C., Matulli S., 1987, Low temperature distillation through hydrophobic membranes, Sep. Sci. Technol., 22, 855-872.

22. Alklaibi A.M., Lior N., 2005, Transport analysis of air-gap membrane distillation, *J. Memb. Sci.*, 255, 239-253.
23. Chouikh R., Bouguecha S., Dhahbi M., 2005, Modelling of a modified air gap distillation membrane for the desalination of seawater, *Desalination*, 181, 257-265.
24. Chernyshov M.N., Meindersma G.W., de Haan A.B., 2003, Modelling temperature and salt concentration distribution in membrane distillation feed channel, *Desalination*, 157, 315-324.
25. Bouguecha S., Chouikh R., Dhahbi M., 2003, Numerical study of the coupled heat and mass transfer in membrane distillation, Desalination, 152, 245-252.
26. Alklaibi A.M., Lior N., 2006, Heat and mass transfer resistance analysis of membrane distillation, *J. Memb. Sci.*, 282, 362-369.
27. Guijt C.M., Meindersma G.W., Reith T., de Haan A.B., 2005, Air gap membrane Distillation-1.Modelling and mass transport properties for hollow fibre membranes, Sep. Sci. Technol., 43, 233-244.
28. Zhang J., J.-D. Li, Gray S., 2011, Effect of applied pressure on PTFE membrane in DCMD, *J. Memb. Sci.*, 369, 514-525.
29. Zhang J., J.-D. Li, Gray S., 2011, Researching and modeling the dependence of MD flux on membrane dimension for scale-up purpose, *Desalin. Water Treat.*, 31, 144-150.
30. Zhang J., J.-D. Li, Gray S., 2012, Modelling heat and mass transfers in DCMD using compressible membranes, *J. Memb. Sci.*, 387, 7-16.
31. Ho C.D., Chang H., Chang C.L., Huang C.H., 2013, Theoretical and experimental studies of flux enhancement with roughened surface in direct contact membrane distillation desalination, *J. Membr. Sci.*, 433, 160-166.

32. Alsaadi A.S., Ghaffour N., Li J.-D., Gray S., Francis L., Maab H., Amy G.L., 2013, Modeling of air-gap membrane distillation process：a theoretical and experimental study, *J. Membr. Sci.*, 445, 53-65.
33. Gryta M., Tomaszewska M., Morawski A.W., 1997, Membrane distillation with laminar flow, *Sep. Purif. Technol*., 11, 93-101.
34. Martínez-Díez L., Vázquez-González M.I., 1998, Effects of polarization on mass transport through hydrophobic porous membranes, *Ind. Eng. Chem. Res*., 37, 4128-4135.
35. Phattaranawik J., Jiraratananon R., Fane AG. 2003, Heat transport and membrane distillation coefficients in direct contact membrane distillation, *J. Membr. Sci*., 212, 177-193.
36. Khayet M., Godino M.P., Mengual J.I., 2003, Theoretical and experimental studies on desalination using the sweeping gas membrane distillation method, *Desalination*, 157, 297-305.
37. Bui V.A., Vu L.T.T., Nguyen M.H., 2010, Modelling the simultaneous heat and mass transfer of direct contact membrane distillation in hollow fibre modules, *J. Membr. Sci*., 353, 85-93.
38. Lawson K.W., Lloyd D.R., 1996, Membrane distillation. II. Direct contact MD, *J. Membr. Sci*., 120, 123-133.
39. Srisurichan S., Jiraratananon R., Fane A.G., 2006, Mass transfer mechanisms and transport resistances in direct contact membrane distillation process, *J. Membr. Sci*., 277, 186-194.
40. Gryta M., Tomaszewska M., 1998, Heat transport in the membrane distillation process., *J. Membr. Sci*., 144, 211-222.
41. Fernández-Pineda C., Izquierdo-Gil M.A., García-Payo M.C., 2002, Gas

permeation and direct contact membrane distillation experiments and their analysis using different models, *J. Membr. Sci*., 198, 33-49.

42. Zhongwei D., Liying L., Runyu M., 2003, 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.

43. Washall T. A. and Mellpolder., 1962, "Improving the separation efficiency of liquid thermal diffusion columns," Ind. Eng. Chem. Process Des., 1(1) 26-28

44. Howell J.A., Field R.W. and Wu D., 1993, "Yeast cell microfiltration: flux enhancement in baffled and pulsatill flow system,." *J. Membr. Sci.*, 80, 59-65.

45. Gupta B.B., Howell J.A., Wu D. and Field R.W., 1995, "A helical baffle for cross-flow microfiltration." *J. Membr. Sci*., 99, 31-42 .

46. Yeh H. M., Dong J. F., Hsieh M. J. and Yang C. C., 2002, "Prediction of permeate flux for ultrafiltration in wire-rod tubular-membrane modules." *J. Membr. Sci*., 209, 19-26.

47. García-Payoa M.C., Rivierb C.A., Marisonb I.W. and Stockar U. von., 2002, "Separation of binary mixtures by thermostatic sweeping gas membrane distillation: II. Experimental results with aqueous formic acid solutions." *J. Membr. Sci*., 198, 197-210.

48. Poskas. P., Simonis. V. and Ragaisis. V., 2011, "Heat transfer in helical channals with two-side heating in gas flow." *International Journal of heat and mass transfer*, 54, 847-853.

49. Poskas. P., Simonis. V., 2012, Heat transfer in the initial part of thermal stabilization of helical channals in air flow. " *International Journal of heat and mass transfer*, 43, 443-460.

50. Lawson K.W., Lloyd D.R., Membrane distillation, 1997, *J. Membr. Sci*., 124,

1-25.

51. Geng H., Wu H., Li P., He Q., 2014, Study on a new air-gap membrane distillation module for desalination, *Desalination*, 334, 29-38.

52. Iversen S.B., Bhatia V.K., Dam-Jphasen K., Jonsson G., 1997, Characterization of microporous membranes for use in membrane contactors, *J. Membr. Sci.*, 130, 205-217.

53. Fuller E.N., Schettler P.D., Giddings J.C., 1966, New method for prediction of binary gas-phase diffusion coefficients, *Ind. Eng. Chem.*, 58, 18-27.

54. Banat F.A., Simandl J., 1999, Membrane distillation for dilute ethanol Separation from aqueous streams, *J. Membr. Sci.*, 163, 333-348.

55. Incropera F.P., DeWitt D.P., 1996, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, fourth ed., *New York：John Wiley & Sons Inc*.

56. Phattaranawik J., Jiraratananon R., Fane A.G., 2003, 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.

57. Welty J.R., Wick C.E., Wilson R.E., 1984, Fundamentals of Momentum, *Heat and Mass Transfer*, third ed. John Wiley & Sons, New York.

58. Kandlikar S.G., Schmitt. D., Carrano A.L., Taylor J.B., 2005, Characterization of surface roughness effects on pressure drop in single-phase flow in minichannels, *Physics of Fluids*, 17, 100606.

59. Da Costa A.R., Fane A.G., Fell C.J.D., Franken A.C.M., 1991, Optimal channel spacer design for ultrafiltration, *J. Membr. Sci*., 62, 275-291.

60. Bird R.B., Stewart W.E., Lightfoot E.N., 2007, Transport Phenomena, second ed., *John Wiley & Sons*, New York.

61. Sharqawy M. H., 2013, New correlations for seawater and pure water

thermal conductivity at different temperatures and salinities, *Desalination*, 313, 97-104.

62. Incropera F.P., DeWitt D.P., 1996, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, fourth ed.,: *John Wiley & Sons Inc.*, New York.

63. Chenlo F., Moreira R., Pereira G., Ampudia A., 2002, Viscosities of aqueous solutions of sucrose and sodium chloride of interest in osmotic dehydration processes, *J. Food Eng*., 54, 347-352.

64. Magalhães M.C.F., Königsberger E., May P.M., Hefter G., 2002, Heat capacities of concentrated aqueous solutions of sodium sulfate, sodium carbonate, and sodium hydroxide at 25 ℃, *J. Chem. Eng. Data*, 47, 590-598.

65. 葉和明, 1900, 單元操作演習, 三民書局出版.

66. Gene H. Golub and John H. Welsch., 1969, Calculation of Gauss Quadrature Rules, *Mathematics of Computation* , 23, 221-230.