

東海大學化學工程與材料工程研究所
碩士論文

指導教授：程學恆 博士

含不確定性之殼管式熱交換器多目標最
適設計

Multiobjective Design of Shell-and-Tube Heat
Exchanger under Uncertainty

研究生：許智強 撰

中華民國九十八年七月

摘要

化工製程設計問題中常會遇到多個目標的最佳化問題，且多目標之間往往是互相衝突的情況，如在殼管式熱交換器的設計中，除了要求總年度成本少，也期望壓力降較低，並同時希望能夠減少清洗頻率。在另一方面，殼管式熱交換器的設計也普遍存在著不確定性因素，如流量、溫度、物性與熱傳係數等，以往亦常被忽略，以致於設計結果並非最佳化設計。有鑑於此，本研究乃探討含不確定性之殼管式熱交換器多目標最適設計，使用強度 Pareto 演化式演算法(SPEA2)與菁英非劣排序遺傳演算法(NSGA2)進行多目標最適化，並採用隨機規劃法，配合漢姆斯里序列抽樣法來處理不確定性參數。

本研究探討兩個案例，案例 1 為殼管式熱交換器之多目標最適設計，建構出殼管式熱交換器之設計步驟，並與傳統設計步驟作一比較，目標函數包括總年度成本、殼側/管側壓力降，與清洗頻率相關之熱傳面積增加比例，結果發現考慮多目標之後，可以提供多種殼管式熱交換器之設計選擇，而不僅只是考量最小總年度成本之設計。案例 2 為正丁烷異構化製程中之進料/反應流出物流熱交換器(FEHE)系統之多目標最適設計，在不確定性因素考量之下，運用旁路來達成製程物流所需之各別熱負荷。

Abstract

Process design problems involving optimization of multiple objectives are often encountered in real world situations, and more often than not, these objectives are in conflict with each other. For instance, in the case of designing shell-and-tube heat exchangers, minimum total annual costs are usually desirable. In addition, low pressure drops and low cleaning frequency are also called for. On the other hand, uncertainty factors associated with the design such as flowrates, temperatures, and heat transfer coefficients may exist and are often neglected in the past, so that the design outcome may not reflect the true optimum design. In view of this, this study explores the design aspects of shell-and-tube heat exchangers from a multi-objective optimization perspective, while taking uncertainty into account. Stochastic programming methodology has been adopted in the work, in which the technique of Hammersley sequence is used to ensure uniform sampling in the uncertainty parameter space. Elitist non-dominated sorting-based genetic algorithm (NSGA2) and strength Pareto evolutionary algorithm (SPEA) have been successfully applied to solve the multiobjective optimization problem.

Two case studies have been investigated. Case 1 concerns with the multi-objective design of a shell-and-tube heat exchanger in a refinery process. Objective functions include total annual cost, shell-side/tube-side pressure drops, and cleaning frequency-based indicator called percentage increase of heat transfer area. The results yield a number of good alternative designs to choose from, not just a single design that takes only minimum cost into consideration. Case 2 discusses the multi-objective design of a feed/effluent heat exchanger (FEHE) system in an n-C4 isomerization process. In the presence of uncertainty factors, optimum designs which incorporate bypass flows to deliver individual heat loads needed are also presented.

誌謝

首先誠摯感謝指導教授 程學恆教授耐心的指導與教誨，使吾人得以順利完成論文，老師嚴謹的治學態度與無私奉獻精神，使我在研究與為人處事方面，受益良多，在此謹致上由衷的謝意，同時亦要感謝口試委員東海大學 黃琦聰教授與謝樹木副教授及淡江大學 陳錫仁教授與張煖教授對本論文所提出的寶貴建議與細心的指正，得以使本論文更形完備與嚴謹。

在研究所求學期間，承蒙系上教授指導外，亦要感謝宜民帶給實驗室歡樂與對我的特別照顧，學長毓謙將遺傳演算法的知識傳承予我，以及學弟永長與正翰，讓我於忙碌的研究生生活中，讀書不忘娛樂，娛樂不忘讀書。另外感謝同學國粹、浚銘、好軒、昌宇、盛宇與正宇，學長政銳、琪偉、弘信與式奇，博班學長文騰與學姊美嬋，在我念研究所期間給予我鼓勵與幫助，感謝大家陪我度過多采多姿的研究生生活，順利地完成研究所的學業。

最後，謹將此論文，獻給全力支持與鼓勵我的父母、大姐、二姐、二姐夫...等家人，感謝你們讓我無後顧之憂的全心投入研究，順利完成研究所的學業。另外許多未提及的師長與友人的默默相助，在此致上我最誠摯的謝意。謝謝你們！

目錄

摘要.....	III
Abstract.....	IV
誌謝.....	V
目錄.....	VI
圖目錄.....	X
表目錄.....	XIV
第一章 緒論.....	1
1.1 前言.....	1
1.2 研究動機.....	1
1.3 論文組織與架構.....	2
第二章 殼管式熱交換器.....	4
2.1 熱交換器簡介.....	4
2.2 殼管式熱交換器型式與構造.....	4
2.3 殼管式熱交換器設計理論.....	9
2.3.1 殼管式熱交換器基本熱傳理論.....	9
2.3.2 殼管式熱交換器設計方法.....	11
2.3.2.1 Bell-Delaware Method.....	12
第三章 多目標規劃與不確定性分析.....	24

3.1 多目標規劃.....	24
3.1.1 多目標規劃簡介.....	24
3.1.2 多目標規劃基本概念.....	24
3.1.3 多目標最佳化傳統解法.....	26
3.2 不確定性分析.....	28
3.2.1 不確定性簡介.....	28
3.2.2 不確定性最佳化理論.....	29
3.2.3 不確定性處理策略.....	31
第四章 遺傳演算法	35
4.1 遺傳演算法簡介.....	35
4.2 遺傳演算法特點.....	35
4.3 多目標遺傳演算法分類架構	37
4.4 第二代強度 Pareto 演化式演算法演算流程	39
4.5 第二代菁英非劣排序遺傳演算法演算流程	46
第五章 案例 1 — 殼管式熱交換器之多目標最適設計	52
5.1 案例介紹.....	52
5.2 殼管式熱交換器設計.....	54
5.2.1 一般設計步驟.....	54
5.2.2 本研究設計步驟.....	60

5.3 殼管式熱交換器多目標最適化	76
5.3.1 SPEA2 與 NSGA2 參數設定	77
5.3.2 雙目標最適化.....	77
5.3.2.1 總年度成本與殼側壓力降最適化.....	78
5.3.2.2 總年度成本與管側壓力降最適化.....	82
5.3.2.3 總年度成本與熱傳面積增加比例最適化.....	86
5.3.2.4 殼側壓力降與熱傳面積增加比例最適化.....	90
5.3.2.5 管側壓力降與熱傳面積增加比例最適化.....	92
5.4 結果討論.....	94
第六章 案例 2 — 含不確定性之殼管式熱交換器多目標最適設計 ..	97
6.1 案例介紹.....	97
6.2 含不確定性之殼管式熱交換器設計流程	99
6.2.1 系統分析.....	100
6.2.2 設計流程.....	103
6.3 含不確定性之殼管式熱交換器多目標最適化	107
6.3.1 SPEA2 與 NSGA2 參數設定	107
6.3.2 雙目標最適化.....	107
6.3.2.1 含不確定性之總年度成本與殼側壓力降最適化	
.....	108

6.3.2.2 含不確定性之總年度成本與管側壓力降最適化	112
6.3.2.3 含不確定性之總年度成本與熱傳面積增加比例最適化	116
6.3.2.4 含不確定性之殼側壓力降與熱傳面積增加比例最適化	120
6.3.2.5 含不確定性之管側壓力降與熱傳面積增加比例最適化	122
6.4 結果討論	124
第七章 結論與未來展望	126
7.1 結論	126
7-2 未來展望	129
參考文獻	130
附錄 A 材料之熱傳導係數與彈性模數	137
附錄 B 伯明罕線規	139
附錄 C 交錯流動區域的流速與臨界流速之估算	141
附錄 D 建造成本之估算	148
附錄 E 敏感度分析之結果	156

圖目錄

圖 2-1 殼管式熱交換器標準頭部、殼部與尾部(TEMA, 2007).....	6
圖 2-2 典型殼管式熱交換器的三種型式	8
圖 2-3 熱傳等效電阻示意圖(Shah and Sekulić, 2003)	10
圖 2-4 校正係數 F 與 R 和 P 的關係圖(Hewitt, 1983).....	11
圖 2-5 殼側流場流動情形與各流群所佔比率(Shah and Sekulić, 2003)	13
圖 2-6 殼側壓力降相對區域示意圖	20
圖 3-1 多目標最佳化問題的 Pareto 最佳解.....	26
圖 3-2 隨機規劃法流程圖	31
圖 3-3 漢姆斯里序列抽樣點與其 voronoi 圖	33
圖 3-4 常見不確定性參數分布	34
圖 4-1 多目標遺傳演算法分類架構圖	38
圖 4-2 SPEA2 流程圖	45
圖 4-3 NSGA2 流程圖	51
圖 5-1 原油常壓蒸餾單元流程圖	53
圖 5-2 殼管式熱交換器一般設計流程圖(Kakaç and Liu, 2002).....	53
圖 5-3 殼管式熱交換器之一般設計流程圖	58
圖 5-4 典型殼管式熱交換器之成本分解圖(Purohit, 1983)	59

圖 5-5 案例設計示意圖	61
圖 5-6 管排列型式	65
圖 5-7 計算殼內徑設計流程	68
圖 5-8 一般殼管式熱交換器其管長與殼內徑關係圖(Shah and Sekulić, 2003)	74
圖 5-9 本研究設計流程圖	75
圖 5-10 總年度成本與殼側壓力降最適化之結果(SPEA2)	79
圖 5-11 總年度成本與殼側壓力降最適化之結果(NSGA2)	79
圖 5-12 總年度成本與管側壓力降最適化之結果(SPEA2)	83
圖 5-13 總年度成本與管側壓力降最適化之結果(NSGA2)	83
圖 5-14 總年度成本與熱傳面積增加比例最適化之結果(SPEA2)	87
圖 5-15 總年度成本與熱傳面積增加比例最適化之結果(NSGA2)	87
圖 5-16 殼側壓力降與熱傳面積增加比例最適化之結果(SPEA2)	91
圖 5-17 殼側壓力降與熱傳面積增加比例最適化之結果(NSGA2)	91
圖 5-18 管側壓力降與熱傳面積增加比例最適化之結果(SPEA2)	93
圖 5-19 管側壓力降與熱傳面積增加比例最適化之結果(NSGA2)	93
圖 5-20 Pareto 解鋒面邊界之解	94
圖 6-1 C ₄ 間轉換途徑示意圖	97
圖 6-2 正丁烷異構化製程流程圖(Luyben et al., 1999)	98

圖 6-3 FEHE 系統示意圖	100
圖 6-4 觸媒活性與時間關係圖(Fogler, 2006).....	102
圖 6-5 含不確定性之 FEHE 系統製程示意圖	105
圖 6-6 含不確定性之 FEHE 系統設計流程圖	106
圖 6-7 含不確定性之總年度成本與殼側壓力降最適化結果(SPEA2)	109
圖 6-8 含不確定性之總年度成本與殼側壓力降最適化結果(NSGA2)	109
圖 6-9 含不確定性之總年度成本與管側壓力降最適化結果(SPEA2)	113
圖 6-10 含不確定性之總年度成本與管側壓力降最適化結果(NSGA2)	113
圖 6-11 含不確定性之總年度成本與熱傳面積增加比例最適化結果 (SPEA2).....	117
圖 6-12 含不確定性之總年度成本與熱傳面積增加比例最適化結果 (NSGA2).....	117
圖 6-13 含不確定性之殼側壓力降與熱傳面積增加比例最適化之結果 (SPEA2).....	121
圖 6-14 含不確定性之殼側壓力降與熱傳面積增加比例最適化之結果 (NSGA2).....	121
圖 6-15 含不確定性之管側壓力降與熱傳面積增加比例最適化之結果	

(SPEA2).....	123
圖 6-16 含不確定性之管側壓力降與熱傳面積增加比例最適化之結果	
(NSGA2).....	123
圖 6-17 不確定性參數管側進口端溫度與熱容和旁路分率關係圖..	125
圖 7-1 殼管式熱交換器設計關係圖	127
圖 D-1 膨脹接頭的校正係數與殼內徑之關係圖	150
圖 D-2 管規的校正係數與殼內徑之關係圖	154

表目錄

表 2-1 特定管排列型式， $a_1 \sim a_4$ 、 $b_1 \sim b_4$ 的值.....	15
表 5-1 案例製程條件.....	60
表 5-2 設計變數之設計範圍.....	65
表 5-3 K_I 與 n_I 之數據.....	68
表 5-4 總年度成本與殼側壓力降最適化之結果(SPEA2).....	80
表 5-5 總年度成本與殼側壓力降最適化之結果(NSGA2).....	81
表 5-6 總年度成本與管側壓力降最適化之結果(SPEA2).....	84
表 5-7 總年度成本與管側壓力降最適化之結果(NSGA2).....	85
表 5-8 總年度成本與熱傳面積增加比例最適化之結果(SPEA2).....	88
表 5-9 總年度成本與熱傳面積增加比例最適化之結果(NSGA2).....	89
表 6-1 FEHE 系統設計條件(Luyben et al., 1999).....	100
表 6-2 FEHE 系統模擬結果.....	101
表 6-3 含不確定性之 FEHE 系統設計條件.....	104
表 6-4 含不確定性之總年度成本與殼側壓力降最適化結果(SPEA2)	110
表 6-5 含不確定性之總年度成本與殼側壓力降最適化結果(NSGA2)	111
表 6-6 含不確定性之總年度成本與管側壓力降最適化結果(SPEA2)	

.....	114
表 6-7 含不確定性之總年度成本與管側壓力降最適化結果(NSGA2)	
.....	115
表 6-8 含不確定性之總年度成本與熱傳面積增加比例最適化結果	
(SPEA2).....	118
表 6-9 含不確定性之總年度成本與熱傳面積增加比例最適化結果	
(NSGA2).....	119
表 7-1 本研究與文獻其他殼管式熱交換器設計方法比較.....	128
表 A-1 管材料之熱傳導係數.....	137
表 A-2 殼與管材料之彈性模數.....	138
表 B-1 伯明罕線規(Birmingham Wire Gage, BWG).....	139
表 C-1 特定管排列型式, C_4 、 C_5 、 C_6 與 m 的值.....	142
表 C-2 擋板截率對 C_8 之數據.....	143
表 C-3 臨界流速因子之方程式表.....	144
表 C-4 殼壁厚度(T_{sw})數據表.....	147
表 D-1 基本殼管式熱交換器.....	149
表 D-2 TEMA 頭部型式花費乘數.....	149
表 D-3 TEMA 尾部型式花費乘數.....	149
表 D-4 殼型式的校正係數.....	150
表 D-5 各種材料相對應之 M_1 與 M_2	153

表 D-6 1982 年與 2008 年之 Marshall & Swift equipment cost index.155

表 E-1 FEHE 系統之敏感度分析結果.....156

第一章 緒論

1.1 前言

化工製程設計問題中常常會遇到多個目標的最佳化問題，而且多個目標之間往往是互相衝突的情況，如在殼管式熱交換器的設計中，除了要求總年度成本花費少，也希望可以降低壓力降，以及減少清洗頻率，針對此類問題，本研究可藉由多目標規劃法(multi-objective programming method)來處理，其為一種可同時考量多個決策目標的數學規劃法，目的是協助決策者於各目標互相衝突與存在限制之條件下，尋求一個較佳的決策方案。

在另一方面，除了考量多目標之外，化工製程中也普遍存在著不確定性(uncertainty)，如流量、溫度、組成、觸媒活性、相平衡數據、熱力學模式、熱質傳係數與反應速率常數等，而以往在製程設計中常忽略不確定性之影響，以至於原先設計並非最佳化設計，造成製程成本提高與產品性質不易維持，甚至在製程控制與安全性方面接受到影響，因此考量不確定性是重要且有必要性的。

1.2 研究動機

傳統在處理多目標最佳化問題時，都是將多目標最佳化問題轉換為單目標最佳化問題，但是此類方法都需要一些特定的偏好資訊，惟

這些資訊卻是不容易得到的，故在處理多目標問題上，本研究以求得 Pareto 最佳解，提供決策者根據不同的需求做選擇。然而傳統上求解 Pareto 最佳解的方法，大都很煩瑣且搜尋能力不足，因此本研究以近年發展出之第二代強度 Pareto 演化式演算法(strength Pareto evolutionary algorithm II, SPEA2)與第二代菁英非劣排序遺傳演算法(elitist non-dominated sorting genetic algorithm II, NSGA2)來進行多目標最佳化。

在考量多目標之際，為求對於製程產品質與量的穩定性更能掌握，並使得製程設計與控制方面的工作執行更加精確，對於製程中各種不確定性，與其對製程之影響，必需深入去探索與了解。

在案例方面，第一個案例探討的是殼管式熱交換器之多目標最適設計，以往對於殼管式熱交換器的研究主要是集中在總年度成本最小化方面，但是卻忽略壓力降與清洗週期對設計之影響。第二個案例則是加入不確定性的探討，對於進料流出熱交換器(feed-effluent heat exchanger, FEHE)系統，考量多目標之間的權衡關係(trade-off)，此系統為工業上常見之設計，其為一個具代表性之多目標最適化問題。

1.3 論文組織與架構

本論文之內容可分為七章，第一章介紹本研究之緣起、研究動機

與論文架構組織，第二章為介紹殼管式熱交換器之設計概念，第三章則是多目標規劃與不確定性之探討，第四章為遺傳演算法之介紹，第五章為案例 1，其中探討殼管式熱交換器之多目標最適設計，第六章為案例 2，其中探討含不確定性之殼管式熱交換器最適設計，最後在第七章對本研究作結論並提出未來研究方向之建議。

第二章 殼管式熱交換器

2.1 熱交換器簡介

熱交換器在化工製程上是一種常見的單元設備，提供冷流和熱流進行能量的交換。其用途包括冷卻、加熱、冷凝、蒸發等，而且隨著使用條件之不同，其容量、壓力和溫度等變動範圍差異頗大，通常為適應不同的工作環境而選用不同的熱交換器。熱交換器在選用型式、體積、性能及維護保養等均須仔細評估和考量，以達高效率運轉、降低投資成本和充分利用能源之目的。熱交換器的應用非常廣泛，其中以殼管式熱交換器(shell and tube heat exchanger)最為常見，佔熱交換器市場的 65%(Smith, 2005)，尤其常使用在精煉廠和石化工廠的製程中。以下將探討殼管式熱交換器的型式、構造與設計，其中設計為本研究之核心。

2.2 殼管式熱交換器型式與構造

殼管式熱交換器與其他種類的熱交換器比較起來，其型式與構造的選擇具多樣性，可根據設計的壓力與溫度及工作流體的性質做不同的搭配，殼管式熱交換器可廣泛適用於特殊的工作流體及高溫與高壓的工作環境，以下將就其型式與構造一一說明。

殼管式熱交換器型式

殼管式熱交換器的型式，可根據管式熱交換器製造協會(Tubular Exchanger Manufacturers Association, TEMA)所制定的三種機械標準，包括設計、製造與材料方面的標準，同時美國機械工程師學會(American Society of Mechanical Engineers, ASME)所制定的壓力容器標準，也是工程師奉為圭臬的重要準則。殼管式熱交換器依照用途，可區分為三種等級：

Class R：適用於石油及其有關的煉製工廠應用。

Class C：適用於商用及一般性的製程工廠應用。

Class B：適用於化學製程工廠應用。

上述三種等級的應用有一些限制如下：

1. 殼側內徑不得超過 1524 mm。
2. 使用壓力不得超過 207 bar。
3. 殼側內徑與工作壓力的乘積不得超過 105,000 mm · bar。

殼管式熱交換器基本上由三個部份所構成，即頭部(front end)、殼部(shell)與尾部(rear end)，使用上可依據需要來組合不同的部位，如 BEM 即為 B 型頭部、E 型殼部和 M 型尾部做組合。圖 2-1 即為 TEMA 所制定的標準頭部、殼部與尾部。

	FRONT END STATIONARY HEAD TYPES		SHELL TYPES		REAR END HEAD TYPES
A	 CHANNEL AND REMOVABLE COVER	E	 ONE PASS SHELL	L	 FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
B	 BONNET (INTEGRAL COVER)	F	 TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	M	 FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
C	 REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE-SHEET AND REMOVABLE COVER	G	 SPLIT FLOW	N	 FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD
N	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE-SHEET AND REMOVABLE COVER	H	 DOUBLE SPLIT FLOW	P	 OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
D	 SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE	J	 DIVIDED FLOW	S	 FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
		K	 KETTLE TYPE REBOILER	T	 PULL THROUGH FLOATING HEAD
		X	 CROSS FLOW	U	 U-TUBE BUNDLE
				W	 EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET

圖 2-1 殼管式熱交換器標準頭部、殼部與尾部(TEMA, 2007)

典型殼管式熱交換器有三種型式，分別為：固定管板型(fixed tubesheet type)、U 字管型(U-tube type)與浮動頭型(floating head type)，以下針對此三種型式來進行說明：

1. 固定管板型(fixed tubesheet type)：

此型熱交換器的管板和殼體是焊接在一起的，所以不適用在溫差過大的工作流體上，若溫差超過 100°F，則必須使用膨脹接頭(expansion joint)來消除膨脹所產生過大的熱應力(thermal stress)。因此，其管的外表面只能使用化學方法來清潔，而管內可以使用機械或是化學方法來清潔。雖然是焊接在一起，不過其管是可更換的。此型熱交換器最大特色為製造簡單且經濟。

2. U 字管型(U-tube type)：

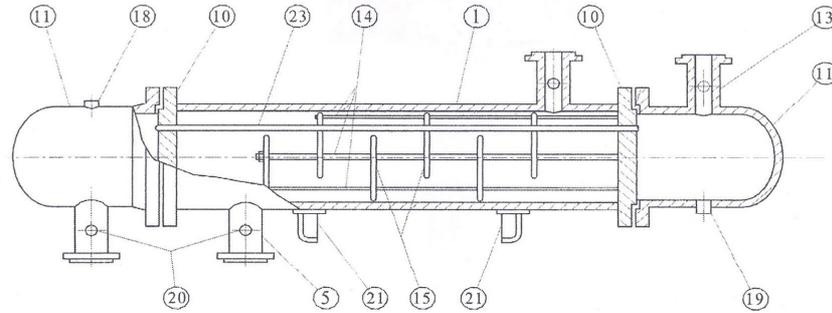
U 字管型殼管式熱交換器最主要在於其熱膨脹可以由彎曲的部份吸收之，此特性在高壓的條件下，對於降低初始費用和維護費用都是非常重要的。U 字管型的管群(tube bundle)可以從殼內取出以利清潔維護，而管內的清潔不容易使用機械方法來進行，所以通常此型熱交換器的管內工作流體必須是乾淨清潔的。

3. 浮動頭型(floating head type)：

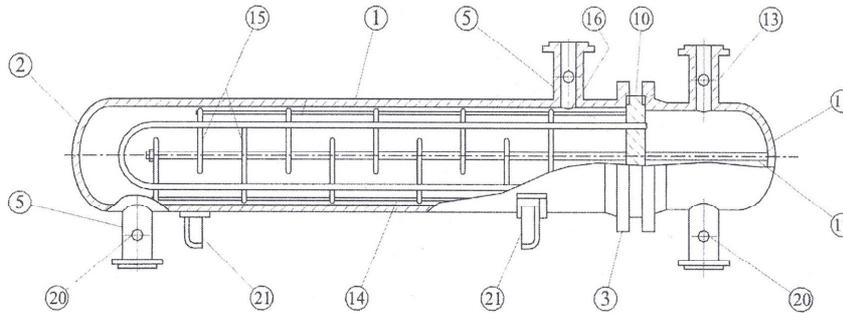
浮動頭型殼管式熱交換器適合使用在高溫高壓的嚴苛環境下，而其藉由浮動管板的位移可以吸收殼體和管間的不均勻膨脹，同時浮動頭型的管群可以輕易地被移出以利清潔維護工作的進行，且管的內部和外部都可以用機械方法來清潔之。在考量溫差大和較污穢的工作流體應用上，浮動頭型相對於其他兩種型式就顯得適用許多。

殼管式熱交換器構造

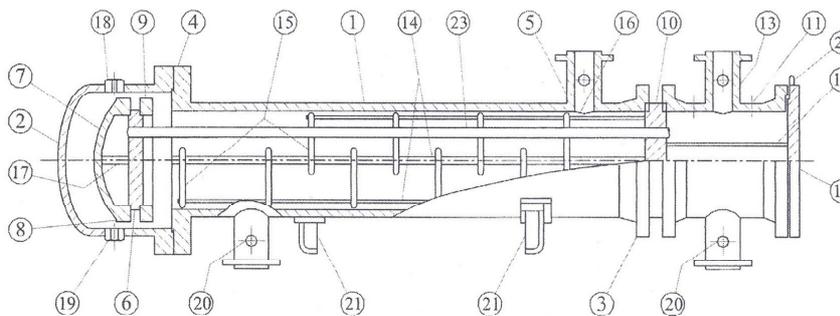
典型殼管式熱交換器的三種型式其構造如圖 2-2 所示，有關於殼管式熱交換器的內件定義，則根據圖 2-2 上的圖號說明之。



固定管板型殼管式熱交換器



U 字管型殼管式熱交換器



浮動頭型殼管式熱交換器

- | | | |
|---------------------------------|--------------------------|---------------------------|
| 1. Shell | 10. Stationary Tubesheet | 19. Drain Connection |
| 2. Shell Cover | 11. Channel | 20. Instrument Connection |
| 3. Shell Flange Channel End | 12. Channel Cover | 21. Support Saddles |
| 4. Shell Flange Cover End | 13. Channel Nozzle | 22. Lifting Lugs |
| 5. Shell Nozzle | 14. Tie Rods | 23. Tubes |
| 6. Floating Tubesheet | 15. Transverse Baffles | |
| 7. Floating Head Cover | 16. Impingement Baffles | |
| 8. Floating Head Flange | 17. Pass Partition | |
| 9. Floating Head Backing Device | 18. Vent Connection | |

圖 2-2 典型殼管式熱交換器的三種型式

2.3 殼管式熱交換器設計理論

殼管式熱交換器的主要用途乃藉由溫差進行能量的交換，由熱力學的第二定律可知，在無外力的情況下，熱量由溫度較高的工作流體經殼管式熱交換器再傳至溫度較低的工作流體。以工作流體流動的型態而言，大致可分成下列四種方式，包括平行流(parallel flow)、逆向流(counter flow)、交錯流(crossflow)和混合流動方式(mixed flow)。本研究的殼管式熱交換器在基本上採用逆向流的流動方式，但因殼管式熱交換器內部的流動相當複雜，實際上是以混合流動方式在流動，此型態係前三種流動方式的綜合。以下將詳細介紹基本熱傳理論與設計方法，其中以設計方法為本章之重點。

2.3.1 殼管式熱交換器基本熱傳理論

殼管式熱交換器的基本熱傳理論，主要包括管內外的熱對流與積垢污阻及管壁的熱傳導，如圖 2-3 所示。根據傅利葉第一定律(Fourier first law)和牛頓冷卻定律(Newton's law of cooling)，且以管外表面積為依據，總熱傳係數(overall heat transfer coefficient, U_o)可表示為下式：

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{o,f}} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k_w} + \frac{d_o}{h_{i,f}d_i} + \frac{d_o}{h_i d_i} \quad (2.1)$$

其中 h_i 與 h_o 為管內外的熱傳係數， $h_{i,f}$ 與 $h_{o,f}$ 為管內外的污垢係數， k_w 為管壁的熱傳導係數。

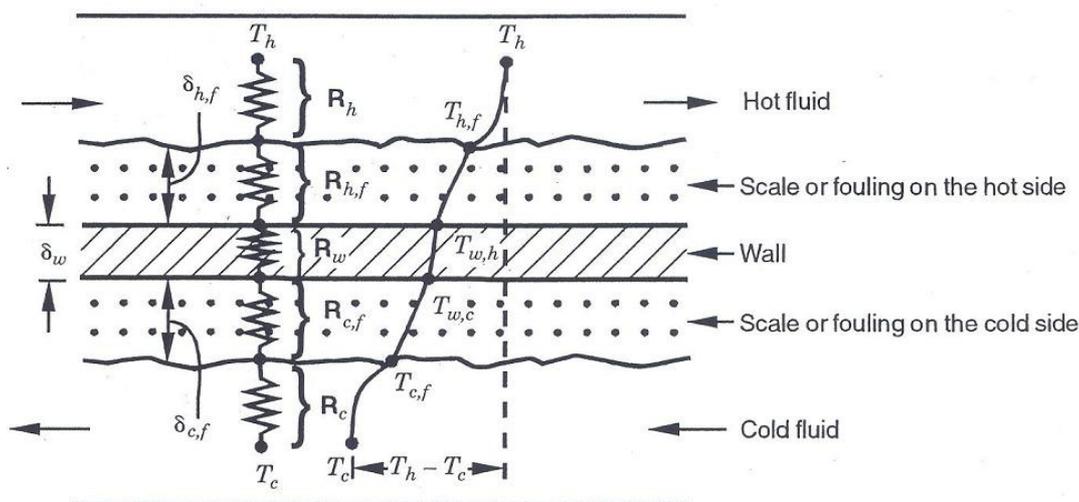


圖 2-3 熱傳等效電阻示意圖(Shah and Sekulić, 2003)

殼管式熱交換器的熱傳量可由下式表示之：

$$Q = U_o A_o F \Delta T_{lm} \quad (2.2)$$

其中 Q 為熱傳量， U_o 為總熱傳係數， A_o 為熱傳面積， ΔT_{lm} 為對數平均溫差(log mean temperature difference, LMTD)， F 為校正係數，其中 ΔT_{lm} 的關聯式如下：

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln \left(\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}} \right)} \quad (2.3)$$

校正係數 F 通常在 0.8 ~ 1.0 之間，假如校正係數 F 小於 0.7，則此殼管式熱交換器的設計是非常不實際的。校正係數 F 在皆為一個殼回數(one shell-pass)的情況下，八個管回數(eight tube-pass)與二個管回數(two tube-pass)相比，其校正係數 F 相差約 2%，因此本研究皆根據

圖 2-4 查得校正係數 F 。校正係數 F 可以下式表示：

$$F = (R^2 + 1)^{1/2} \ln\left(\frac{1-P}{1-RP}\right) / (R-1) \ln\left\{ \frac{2-P\left[R+1-(R^2+1)^{1/2}\right]}{2-P\left[R+1+(R^2+1)^{1/2}\right]} \right\} \quad (2.4)$$

其中 R 與 P 定義如下：

$$R = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{c,out} - T_{c,in}} \quad (2.5)$$

$$P = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \quad (2.6)$$

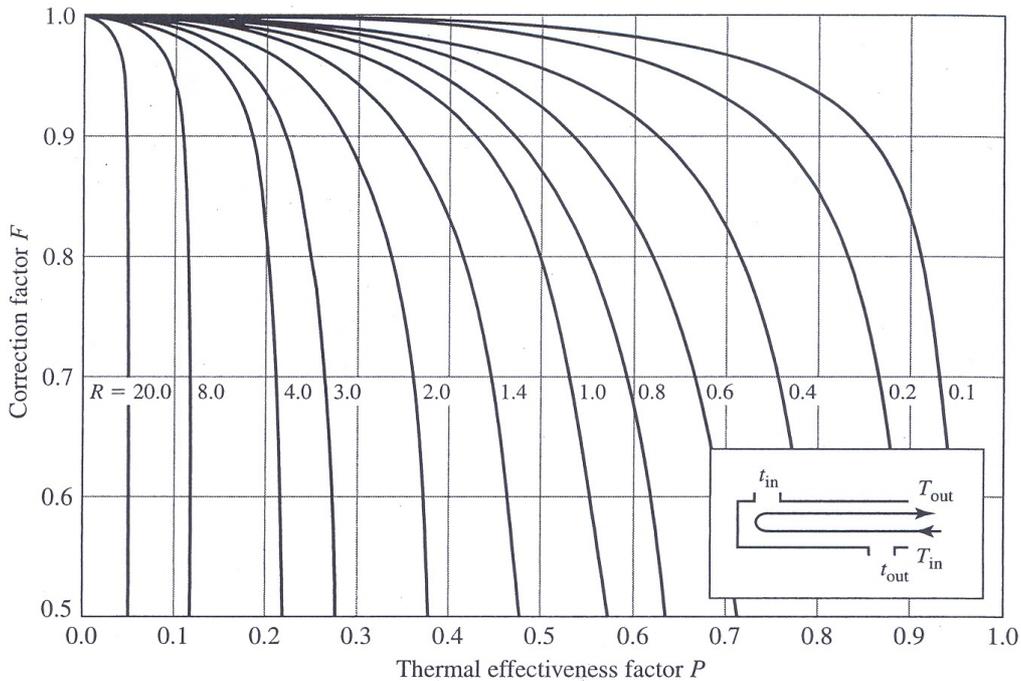


圖 2-4 校正係數 F 與 R 和 P 的關係圖(Hewitt, 1983)

2.3.2 殼管式熱交換器設計方法

殼管式熱交換器的設計方法，大致可分為：Heat Transfer and Fluid Flow Service(HTFS)、Heat Transfer Research Institute(HTRI)、Kern

Method(Kern, 1950)和 Bell-Delaware Method(Bell, 1963)等四種。其中 HTFS 與 HTRI 為商業化的研究機構，提供了相當完整的技術資料與設計套裝軟體，惟許多的設計方法都為不公開的商業機密。在公開的設計方法中，以 Kern 方法最簡單，Bell-Delaware 方法最廣為流傳。Kern 方法能簡單且迅速的計算殼側大略的熱傳係數和壓力降，但 Kern 方法只限用於擋板截率(baffle cut)為 25%時，且其未考慮殼內各種流群(streams)對熱傳係數與壓力降的影響，所以本研究即以 Bell-Delaware 方法為設計方法，以下將詳細介紹 Bell-Delaware 方法。

2.3.2.1 Bell-Delaware Method

Bell (1963)研發出一套專門計算 TEMA 規範裡 E 型殼管式熱交換器之殼側熱傳係數與壓力降的方法，後來被廣泛稱為 Bell-Delaware 方法，該方法基本上在分析架構上承襲 Tinker (1951)的流場分析方法(stream analysis method)。

Bell-Delaware 方法先求取理想管群的熱傳係數與壓力降，然後再根據大量的實驗數據，將種種的變因逐一加以校正，而得到衍生的校正關係式進而計算考量洩漏(leakage)和繞流(bypass)的熱傳係數和壓力降。Bell-Delaware 方法除了考慮流群中洩漏和繞流之外，亦將擋板截率(baffle cut)、進出口擋板間距(inlet and outlet baffle spacing)和中央擋板間距(center baffle spacing)不相同等因素納入考量。

殼側流場分析

工作流體在殼管式熱交換器中的流動情形與各流群所佔的比率，如圖 2-5 所示。依照 Tinker 的分析模式，殼側流場主要是由四種流群構成。F 流群為 Paler and Taborek (1969)所增補的，僅出現於某些特定管排列形式。各種流群說明如下：

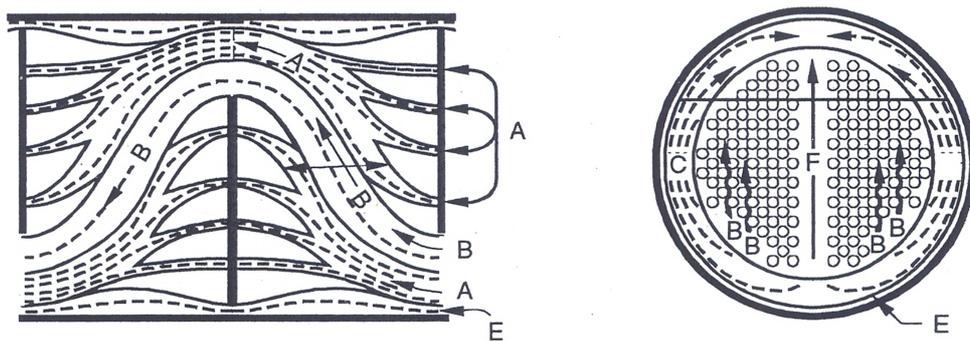
A 流群(A stream)：擋板與管間的洩漏。

B 流群(B stream)：殼管式熱交換器殼側內流場中主要的交錯流。

C 流群(C stream)：殼與管群間的繞流流體。

E 流群(E stream)：殼與擋板間的洩漏。

F 流群(F stream)：因管道隔板(tube pass partition)而空出的管位置會形成一繞流流體。



Flow Stream	Turbulent Flow	Laminar Flow
Crossflow stream B	30-65 %	10-50 %
Tube-to-baffle leakage stream A	9-23 %	0-10 %
Bundle-to-shell bypass stream C	15-33 %	30-80 %
Baffle-to-shell leakage stream E	6-21 %	6-48 %

圖 2-5 殼側流場流動情形與各流群所佔比率(Shah and Sekulić, 2003)

殼側熱傳係數關係式

由於實際殼管式熱交換器內有洩漏與繞流的問題，因此 Bell-Delaware 方法主要在修正理想與實際狀況之差異，Bell 提出實際殼側熱傳係數 h_s 如下所示：

$$h_s = h_{ideal} J_c J_l J_b J_s J_r \quad (2.7)$$

其中 h_{ideal} 為理想狀態之殼側熱傳係數， J_c 為對擋板截率的校正係數， J_l 為對 A 和 E 流群工作流體洩漏的校正係數， J_b 為對 C 和 F 流群工作流體繞流的校正係數， J_s 為對進出口不相等擋板間距的校正係數， J_r 為在層流流動下，反向溫度梯度(adverse temperature gradient)的校正係數。殼側理想狀態之熱傳係數 h_{ideal} 關聯式如下：

$$h_{ideal} = j G_s C_p Pr_s^{-2/3} \quad (2.8)$$

其中 j 為 Colburn- j 因子， C_p 為殼側工作流體熱容， j 、 G_s 和 Pr_s 的定義如下：

$$j = a_1 \left(\frac{1.33}{P_t^*} \right)^{a_2} Re_s^{a_2} \quad (2.9)$$

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_m} \quad (2.10)$$

$$Pr_s = \frac{C_p \mu_s}{k_s} \quad (2.11)$$

其中 P_t^* 為管間距比(tube pitch ratio)， \dot{m}_s 為殼側流率， A_m 為殼側中心流道面積(shell-side crossflow area near the centerline)， μ_s 為殼側工作流體黏度， k_s 為殼側工作流體熱傳導係數， a_1 與 a_2 的值可根據表 2-1

得知，而 a 、 Re_s 與 A_m 的定義如下：

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14 Re_s^{a_4}} \quad (2.12)$$

$$Re_s = \frac{G_s d_o}{\mu_s} \quad (2.13)$$

$$A_m = L_{bs} \left[(D_{is} - D_{out}) + \left(\frac{D_{out} - d_o}{P} \right) (P_t - d_o) \right] \quad (2.14)$$

其中 d_o 為管外徑 (tube outside diameter)， L_{bs} 為中心處擋板間距， D_{is} 為殼內徑 (shell inside diameter)， D_{out} 為最大管群外徑 (outer tube limit diameter)， P_t 為管間距 (tube pitch)， a_3 與 a_4 的值可根據表 2-1 得知， P 可由下式表示之：

$$P = \begin{cases} P_t & 30^\circ \text{ and } 90^\circ \\ 0.707 P_t & 45^\circ \\ 0.866 P_t & 60^\circ \end{cases} \quad (2.15)$$

表 2-1 特定管排列型式， $a_1 \sim a_4$ 、 $b_1 \sim b_4$ 的值

Tube Layout	Re_s	a_1	a_2	a_3	a_4	b_1	b_2	b_3	b_4
30°	10^4-10^5	0.321	-0.388	1.45	0.519	0.372	-0.123	7.0	0.5
	10^3-10^4	0.321	-0.388			0.486	-0.152		
	10^2-10^3	0.593	-0.477			4.57	-0.476		
	$10-10^2$	1.36	-0.657			45.1	-0.973		
	< 10	1.4	-0.667			48.0	-1.0		
45°	10^4-10^5	0.37	-0.396	1.93	0.5	0.303	-0.126	6.59	0.52
	10^3-10^4	0.37	-0.396			0.333	-0.136		
	10^2-10^3	0.73	-0.5			3.50	-0.476		
	$10-10^2$	0.498	-0.656			26.2	-0.913		
	< 10	1.55	-0.667			32.0	-1.0		
90°	10^4-10^5	0.37	-0.395	1.187	0.37	0.391	-0.148	6.3	0.378
	10^3-10^4	0.107	-0.266			0.0815	0.022		
	10^2-10^3	0.408	-0.46			6.09	-0.602		
	$10-10^2$	0.9	-0.631			32.1	-0.963		
	< 10	0.97	-0.667			35.0	-1.0		

對擋板截率的校正係數 J_c 其與交錯流動區域所佔比例 F_c 的關聯

式如下：

$$J_c = 0.55 + 0.72F_c \quad (2.16)$$

其中 F_c 的定義如下：

$$F_c = \frac{1}{\pi} \left\{ \pi + 2 \sin \left[\cos^{-1} \left(\frac{D_{is} - 2L_{bc}}{D_{otl}} \right) \right] \left(\frac{D_{is} - 2L_{bc}}{D_{otl}} \right) - 2 \cos^{-1} \left(\frac{D_{is} - 2L_{bc}}{D_{otl}} \right) \right\} \quad (2.17)$$

其中 L_{bc} 為擋板截長度(baffle cut length)， L_{bc} 可由下式決定：

$$L_{bc} = \frac{BC}{100} D_{is} \quad (2.18)$$

其中 BC 為擋板截率。

對 A 和 E 流群工作流體洩漏的校正係數 J_l 與 r_s 和 r_{lm} 之關聯式如

下：

$$J_l = 0.44(1 - r_s) + [1 - 0.44(1 - r_s)] \exp(-2.2r_{lm}) \quad (2.19)$$

其中 r_s 與 r_{lm} 為：

$$r_s = \frac{A_{sb}}{A_{sb} + A_{tb}} \quad (2.20)$$

$$r_{lm} = \frac{A_{sb} + A_{tb}}{A_m} \quad (2.21)$$

其中 A_{tb} 為管到擋板洩漏面積(tube to baffle leakage area)， A_{sb} 為殼到擋

板洩漏面積(shell to baffle leakage area)， A_{tb} 與 A_{sb} 可由下式估算：

$$A_{tb} = \pi d_o \delta_{tb} \frac{1}{2} (1 + F_c) N_t \quad (2.22)$$

$$A_{sb} = \pi D_{is} \delta_{sb} \left[1 - \frac{1}{\pi} \cos^{-1} \left(1 - \frac{2L_{bc}}{D_{is}} \right) \right] \quad (2.23)$$

其中 N_t 為管數(number of tube)， δ_{tb} 與 δ_{sb} 的定義如下：

$$\delta_{tb} = \frac{1}{2} \Delta_{tb} \quad (2.24)$$

$$\delta_{sb} = \frac{1}{2} \Delta_{sb} \quad (2.25)$$

其中 Δ_{tb} 為管到擋板直徑空隙(tube to baffle diametrical clearance)， Δ_{sb} 為殼到擋板直徑空隙(shell to baffle diametrical clearance)。

對 C 和 F 流群工作流體繞流的校正係數 J_b 關聯式如下：

$$J_b = \begin{cases} 1 & \text{when } N_s^+ \geq \frac{1}{2} \\ e^{-C_{bph} F_{sbp} (1 - \sqrt[3]{2N_s^+})} & \text{when } N_s^+ < \frac{1}{2} \end{cases} \quad (2.26)$$

其中 F_{sbp} 為繞流流體所佔比例(fraction of crossflow area for bypass flow)， C_{bph} 、 F_{sbp} 、 N_s^+ 與 N_c 可由下式來估算，其中 N_p 為管道隔板通道數(number of pass divider lanes)， W_p 為管道隔板通道寬度(width of the pass divider lane)， N_{ss} 為成對密封條數(number of pairs of sealing strips)， N_c 為交錯流動區域管排數(number of tube rows in one crossflow section)，其中 P_p 為平行於流動方向管間距。

$$C_{bph} = \begin{cases} 1.35 & \text{when } Re_s \leq 100 \\ 1.25 & \text{when } Re_s > 100 \end{cases} \quad (2.27)$$

$$F_{sbp} = \frac{L_{bs} (D_{is} - D_{otl} + 0.5 N_p W_p)}{A_m} \quad (2.28)$$

$$N_s^+ = \frac{N_{ss}}{N_c} \quad (2.29)$$

$$N_c = \frac{D_{is} \left(1 - 2 \frac{L_{bc}}{D_{is}} \right)}{P_p} \quad (2.30)$$

對進出口不相等擋板間距的校正係數 J_s 則可由下式估算：

$$J_s = \frac{N_b - 1 + (L_i^+)^{1-n} + (L_o^+)^{1-n}}{N_b - 1 + L_i^+ + L_o^+} \quad (2.31)$$

其中 N_b 為擋板數(number of baffle)， N_b 、 n 、 L_i^+ 和 L_o^+ 可由下式來估算：

$$N_b = \left(\frac{L_t - L_{bi} - L_{bo}}{L_{bs}} \right) + 1 \quad (2.32)$$

$$n = \begin{cases} 1/3 & \text{when } Re_s \leq 100 \\ 0.6 & \text{when } Re_s > 100 \end{cases} \quad (2.33)$$

$$L_i^+ = \frac{L_{bi}}{L_{bs}} \quad (2.34)$$

$$L_o^+ = \frac{L_{bo}}{L_{bs}} \quad (2.35)$$

其中 L_t 為管長， L_{bi} 為進口端擋板間距， L_{bo} 為出口端擋板間距。

在層流流動下，反向溫度梯度(adverse temperature gradient)的校正係數 J_r 計算方法如下：

when $Re_s \leq 20$

$$J_r = \left(\frac{10}{N_{cc}} \right)^{0.18} \quad (2.36)$$

when $20 < Re_s \leq 100$

$$J_r = \left(\frac{10}{N_{cc}} \right)^{0.18} + \left(\frac{20 - Re_s}{80} \right) \left[\left(\frac{10}{N_{cc}} \right)^{0.18} - 1 \right] \quad (2.37)$$

when $Re_s > 100$

$$J_r = 1 \quad (2.38)$$

其中 N_{cc} 為殼管式熱交換器交錯流動管排數(number of tube rows in the

entire exchanger) , N_{cc} 可由下式求得 :

$$N_{cc} = (N_c + N_{cw})(N_b + 1) \quad (2.39)$$

而 N_{cw} 為視窗區域交錯流動管排數(number of tube rows in the window zone) , 其估算方法為 :

$$N_{cw} = 0.8 \frac{L_{bc}}{P_p} \quad (2.40)$$

殼側壓力降關係式

殼側壓力降的計算方法與計算殼側熱傳係數的觀念相類似，可由理想狀態之壓力降，藉由修正係數來估算實際狀況之殼側壓力降，基本上共有三種壓力降貢獻項：

$$\Delta P_{s, total} = \Delta P_e + \Delta P_c + \Delta P_w \quad (2.41)$$

其中 ΔP_e 為殼側進口端和出口端壓力降 (the pressure drop in the entrance and exit sections)， ΔP_c 為殼側交錯流動區域壓力降 (the pressure drop in the interior crossflow section)， ΔP_w 為殼側視窗區域壓力降 (the pressure drop in the window zone)。圖 2-6 為殼側壓力降相對區域示意圖。

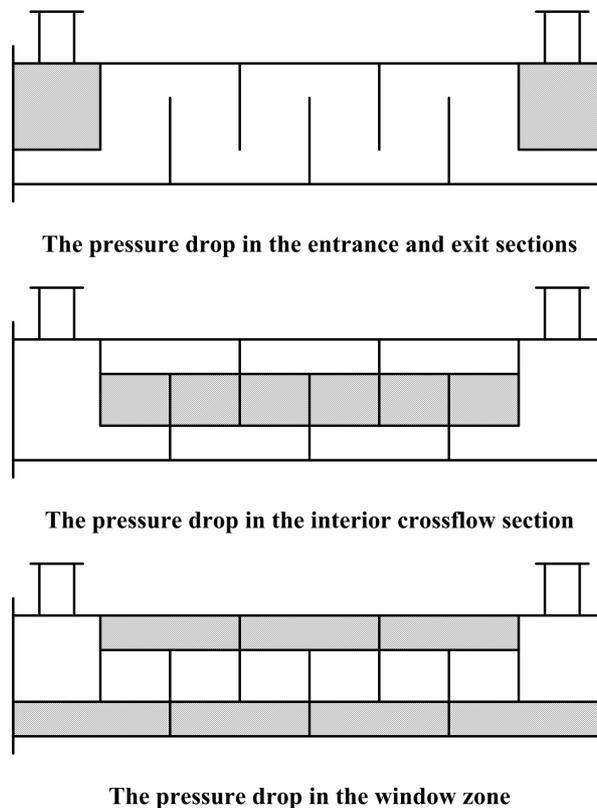


圖 2-6 殼側壓力降相對區域示意圖

殼側進口端和出口端壓力降 ΔP_e 乃由下式估算：

$$\Delta P_e = 2\Delta P_{b,i} \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c} \right) R_s R_b \quad (2.42)$$

其中 $\Delta P_{b,i}$ 為殼側交錯流動區域理想狀態之壓力降， R_s 為對進出口不相等擋板間距的校正係數， R_b 為對 C 和 F 流群工作流體繞流的校正係數，其估算方法如下：

$$\Delta P_{b,i} = \frac{4f_s G_s^2 N_c}{2\rho_s} \quad (2.43)$$

$$R_s = \left[\left(\frac{L_{bi}}{L_b} \right)^{-n'} + \left(\frac{L_{bo}}{L_b} \right)^{-n'} \right] = \left[(L_i^+)^{-n'} + (L_o^+)^{-n'} \right] \quad (2.44)$$

$$R_b = \begin{cases} 1 & \text{when } N_s^+ \geq \frac{1}{2} \\ e^{-C_{bp} F_{sbp} (1 - \sqrt[3]{2N_s^+})} & \text{when } N_s^+ < \frac{1}{2} \end{cases} \quad (2.45)$$

其中 f_s 為 Fanning 摩擦因子， ρ_s 為殼側工作流體密度， f_s 、 n' 與 C_{bp} 可由下式求得：

$$f_s = b_1 \left(\frac{1.33}{P_t^*} \right)^{b_2} \text{Re}_s^{b_2} \quad (2.46)$$

$$n' = \begin{cases} 1 & \text{when } \text{Re}_s \leq 100 \\ 1.8 & \text{when } \text{Re}_s > 100 \end{cases} \quad (2.47)$$

$$C_{bp} = \begin{cases} 4.5 & \text{when } \text{Re}_s \leq 100 \\ 3.7 & \text{when } \text{Re}_s > 100 \end{cases} \quad (2.48)$$

其中 $b_1 \sim b_4$ 的值可根據表 2-1 得知， b 可由下式估算：

$$b = \frac{b_3}{1 + 0.14 \text{Re}_s^{b_4}} \quad (2.49)$$

殼側交錯流動區域壓力降 ΔP_c 則可由下式估算：

$$\Delta P_c = \Delta P_{b,i} (N_b - 1) R_l R_b \quad (2.50)$$

在此式中 R_l 為對 A 和 E 流群工作流體洩漏的校正係數，可由下式求得：

$$R_l = e^{-1.33(1+r_s)r_{im}^2} \quad (2.51)$$

其中：

$$z = -0.15r_s + 0.65 \quad (2.52)$$

此外殼側視窗區域壓力降 ΔP_w 則可由下式估算：

$$\Delta P_w = \Delta P_{w,i} N_b R_l \quad (2.53)$$

其中 $\Delta P_{w,i}$ 殼側視窗區域理想狀態之壓力降， $\Delta P_{w,i}$ 其估算方式如下：

when $Re_s \leq 100$

$$\Delta P_{w,i} = 26 \frac{G_w \mu_s}{\rho_s} \left(\frac{N_{cw}}{P_t - d_o} + \frac{L_{bc}}{D_w^2} \right) + \frac{G_w^2}{\rho_s} \quad (2.54)$$

when $Re_s > 100$

$$\Delta P_{w,i} = (2 + 0.6N_{cw}) \frac{G_w^2}{2\rho_s} \quad (2.55)$$

其中 D_w 為層流流動下等效水力直徑 (the hydraulic diameter of the window section)， G_w 與 D_w 定義如下：

$$G_w = \frac{\dot{m}_s}{(A_m A_w)^{1/2}} \quad (2.56)$$

$$D_w = \frac{4A_w}{\pi d_o N_t \frac{(1-F_c)}{2} + D_{is} \cos^{-1} \left(1 - \frac{2L_{bc}}{D_{is}} \right)} \quad (2.57)$$

其中 A_w 為殼側視窗區域流道面積 (the net flow area in one window

zone), 估算方式如下:

$$\begin{aligned} A_w &= A_{wg} - A_{wt} \\ &= \frac{D_{is}^2}{4} \left[\cos^{-1} \left(1 - \frac{2L_{bc}}{D_{is}} \right) - \left(1 - \frac{2L_{bc}}{D_{is}} \right) \left(\sqrt{1 - \left(1 - \frac{2L_{bc}}{D_{is}} \right)^2} \right) \right] - \frac{N_t}{8} (1 - F_c) \pi d_o^2 \quad (2.58) \end{aligned}$$

其中 A_{wg} 為殼側視窗區域面積(the window zone area), A_{wt} 為殼側視窗

區域管群所佔面積(the area occupied by tubes in the window section)。

第三章 多目標規劃與不確定性分析

3.1 多目標規劃

在實際化工製程設計中，常常會遇到多個目標的最佳化問題，而且多個目標之間往往是互相衝突的情況，如在殼管式熱交換器的設計中，除了要求總年度成本花費少，也希望可以降低壓力降以及延長清洗週期。顯然的，多目標最佳化更加符合實際設計的需要。

3.1.1 多目標規劃簡介

對於多於一個數值目標的最佳化問題，就是所謂的多目標最佳化問題(multi-objective optimization program, MOOP)，而多目標最佳化問題的數學模式可描述為：

$$\begin{aligned} \text{Optimize } F(x) &= [f_1(x), f_2(x), \dots, f_m(x)] \\ \text{s.t. } g_j &\geq 0, \quad j=1, 2, \dots, J \\ h_k &= 0, \quad k=1, 2, \dots, K \end{aligned} \quad (3.1)$$

其中 $F(x)$ 是目標函數向量， $f_1(x), f_2(x), \dots, f_m(x)$ 是 m 個子目標函數， x 是系統變數向量， g_j 與 h_k 是多目標最佳化模式的約束條件。

3.1.2 多目標規劃基本概念

多目標最佳化問題中，只要能滿足任一子目標函數的可行解，則

稱該可行解為多目標最佳化的一個解，因此多目標最佳化的解可以有相當多個，但是由於各個子目標有可能是相衝突的，往往一個可行解可能是某目標的最佳解，但是對於其他目標而言，卻可能連可行解都不是。因此，要同時多個目標都一起達到最佳解是不太可能，而只能在其中取得折衷處理，而使得各個子目標函數都盡可能達到最佳解。

經濟學家 Pareto (1896)從經濟學角度提出多目標最佳化問題，他的理論被稱為 Pareto 最佳性理論，其解不是單一個點，而是一組解的集合，稱之為 Pareto 最佳解(Pareto-optimal solution)，也可稱作不可凌越解(non-dominated solution)，或是稱作有效解(efficient solution)和非劣解(non-inferior solution)，其定義如下：

設 $X \subseteq R^n$ 是多目標最佳化模式的約束條件， $f(x) \in R^m$ 是多目標最佳化時的目標函數，有 $x_1, x_2 \in X$ ，

$$\text{若 } f_k(x_1) \leq f_k(x_2), \forall k = 1, 2, \dots, m \quad (3.2)$$

$$\text{且 } f_k(x_1) < f_k(x_2), \exists k = 1, 2, \dots, m \quad (3.3)$$

則稱解 x_2 被解 x_1 凌越(dominated)，若不存在凌越 x_1 的解， x_1 為該多目標最佳化的 Pareto 最佳解。

Pareto 最佳解並非所有子目標的最佳解，在求解的過程中不給定固定的權重，而是以隨機的方式產生，對於各個目標也沒有偏好程度，利用演算法搜尋各變動權重，同時進行各個目標的最佳化，因此

其可對整個解空間進行搜尋。如圖 3-1，其中 *Objective 1* 與 *Objective 2* 是兩個子目標函數，Pareto 解集合以 A、B、C、D 和 E 連線表示，而此連線即為 Pareto 鋒面(Pareto front)。

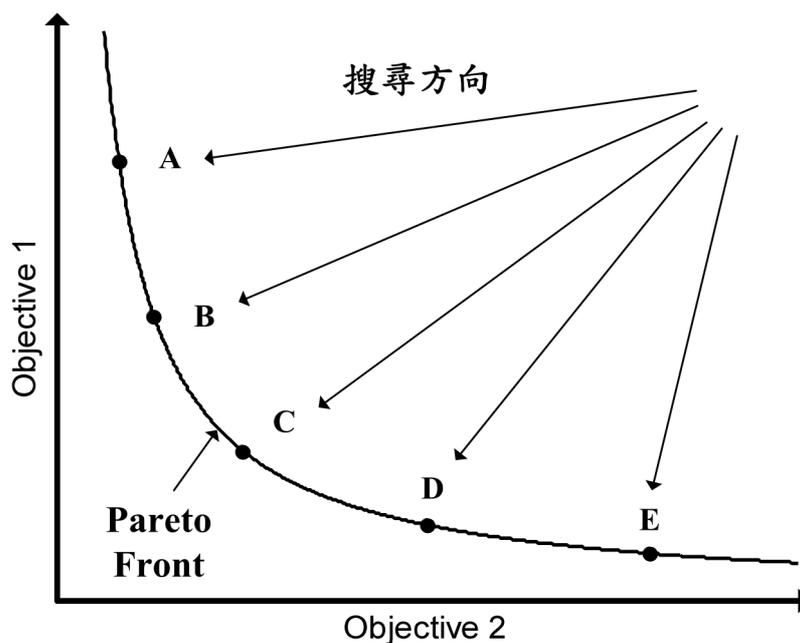


圖 3-1 多目標最佳化問題的 Pareto 最佳解

3.1.3 多目標最佳化傳統解法

依照決策者提供偏好資訊的性質，將多目標最佳化傳統解法分成以下三類：

1. 無偏好方法(no-preference method)

無偏好方法是事先不知決策者的偏好，因此對於目標的重要性沒有作任何的假設。一般都將多目標規劃問題轉換為單目標規劃問題，

之後尋找非劣解集合，最後依據決策者的偏好，得到單一 Pareto 最佳解，如權重法(weighting method)和 ε -限制式法(ε -constraint method)。

2. 有偏好方法(stated preference method)

在進行最佳化之前已經決定各個目標的重要性，之後將多目標規劃問題轉換為單目標規劃問題，得到單一 Pareto 最佳解，如效用函數法(utility function method)和目標規劃法(goal programming method)。

3. 互動方法(interactive method)

首先將多目標規劃問題轉換為單目標規劃問題，之後在求解的過程中，決策者的偏好必須隨時參與，使解能逐漸修正與改善，最後得到單一 Pareto 最佳解。如逐步法(step method)和互動權重柴比雪夫法(interactive weighted Tchebycheff method)。

上述的多目標最佳化傳統解法，都是將多目標最佳化問題轉換為單目標最佳化問題，且都只能找出單一 Pareto 最佳解。在求解的過程中，都需要一些特定的偏好資訊，惟這些資訊卻是不容易得到的。由於傳統解法並不能真正解決多目標最佳化問題，而且在面臨非凸集合(non-convex set)時，會有一些困難點，因此將在第四章詳細介紹一種有別於傳統方法的演算方法—遺傳演算法(genetic algorithm, GA)，來求解多目標最佳化的問題，找出 Pareto 最佳解集合。

3.2 不確定性分析

在設計化工程序系統時，普遍存在著不確定性(uncertainty)，如流量、溫度、組成、觸媒活性、相平衡數據、熱力學模式、熱質傳係數和反應速率常數等，而以往在製程設計過程中通常忽略不確定性之影響，導致於產品性質不易維持穩定，甚至在製程控制與安全性方面皆受到影響。

3.2.1 不確定性簡介

不確定性問題常會因應用領域的不同，所面臨到的問題也就會有所不同，原則上可將不確定性分為獨立與相依兩大類，本研究考量為獨立不確定性(independent uncertainty)。至於相依不確定性(dependent uncertainty)即是指不確定性參數之間存在著某種關係，熱力學模式參數即屬於此類(Rooney and Biegler, 2001)。

獨立不確定性為不確定性參數之間互相獨立不受影響。又可細分為兩種，一種為離散型不確定性參數(discrete independent uncertainty parameter)，此類參數因製程週期的改變而出現。Varvarezos et al. (1992)提出將最佳化問題轉變成多週期最佳化問題(multi-period optimization problem)來處理此類問題。另一種為連續型不確定性參數(continuous independent uncertainty parameter)，此類參數不因製程週期有無改變

都會一直出現，通常可以機率密度函數(probability density function, PDF)作為代表。處理連續型不確定參數最基本的方法為使用積分技巧(integration technique)，然而在面臨眾多不確定參數時，積分困難度即大幅提升，因此可以抽樣方法(sampling technique)來取代傳統積分。

Pistikopoulos and Ierapetritou (1995)將連續型不確定性參數區分為：模式固有不確定性(model-inherent uncertainty)，製程固有不確定性(process-inherent uncertainty)，外部不確定性(external uncertainty)與其他不確定性。本研究考量為製程固有不確定性。此類不確定性為製程內物流之溫度、組成和流量等，在製程設計時常考慮為定值，但實際情況下此些值皆有所變動，故考慮製程設計存在有不確定性，可使系統設計更具正確性及代表性。

3.2.2 不確定性最佳化理論

近年來發展出許多處理具有不確定性的最佳化問題的方法，Liu (2002)把不確定性最佳化理論分為三大類：隨機規劃法(stochastic programming, SP)，模糊規劃法(fuzzy programming, FP)與粗糙規劃法(rough programming, RP)。本研究則以隨機規劃法來探討存在不確定性之殼管式熱交換器最佳化設計問題，故以下將對隨機規劃法詳加說明。

隨機規劃法

隨機規劃法之數學式為：

$$\begin{aligned} & \underset{d, z, x}{\text{Maximize}} \quad P(d, z, x, \theta) \\ & \text{s.t.} \quad g_j(d, z, x, \theta) \geq 0, \quad j=1, 2, \dots, J \\ & \quad \quad h_k(d, z, x, \theta) = 0, \quad k=1, 2, \dots, K \end{aligned} \quad (3.4)$$

其中 d 、 z 、 x 和 θ 分別為設計、操作、狀態變數向量與不確定性參數向量，而 $P(d, z, x, \theta)$ 為目標函數， $g_j(d, z, x, \theta)$ 為不等式限制條件向量式， $h_k(d, z, x, \theta)$ 為等式限制條件向量式。

Pistikopoulos and Ierapetritou (1995) 將不確定性最佳化問題基本處理方式分成兩個階段，如圖 3-2 所示。第一階段的決策變數為不確定性參數尚未發生前即可決定之變數，而問題中待決策之變數有設計變數 d 、操作變數 z 和狀態變數 x ，設計變數 d 可在不確定性參數尚未發生前就可以決定。設計變數 d 決定後，緊接著進入第二階段，此階段所決定之變數為不確定性參數發生時才可決定之變數，即為第一階段未決定之操作變數 z 和狀態變數 x 。如不確定性參數引起系統擾動之補償功能可由操作變數 z 做決策，不確定性參數造成之系統狀態改變可由狀態變數 x 進行了解，由此可求解出基於此兩階段所決定變數之目標函數，再傳遞回第一階段，以最佳化演算法判斷是否為最佳目標函數，若不是則不斷在兩階段之間遞迴，直到求得最佳目標函數時

之設計、操作和狀態變數。

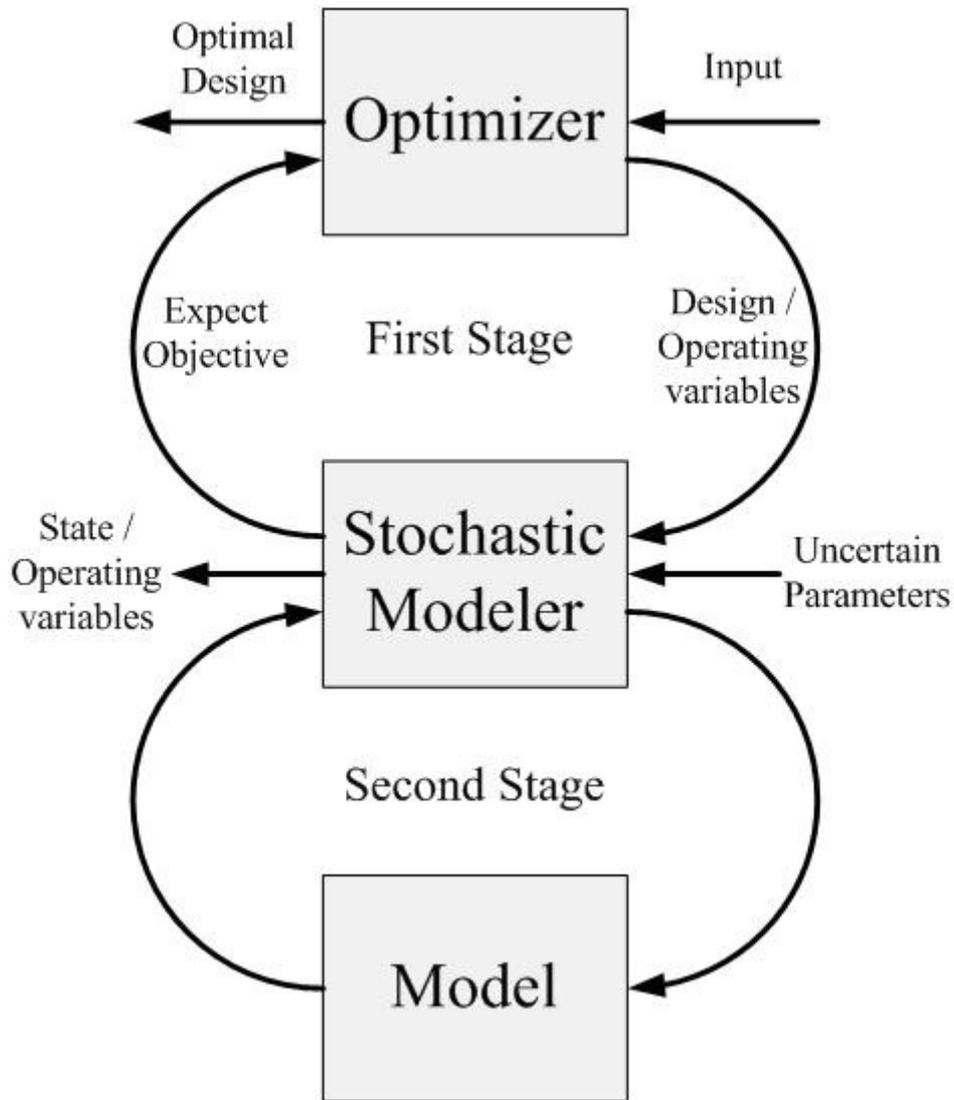


圖 3-2 隨機規劃法流程圖

3.2.3 不確定性處理策略

使用隨機規劃法來處理存在不確定性之最佳化問題時，連續型不確定性參數可以機率密度函數來表示，故欲求得目標函數期望值，須對各不確定性參數對應之機率密度函數執行積分，如下式所示：

$$\begin{aligned}
E[P] &= \int_{\theta} P(d, z, x, \theta) J(\theta) d\theta \\
&= \int_{\theta_1^L}^{\theta_1^U} \int_{\theta_2^L}^{\theta_2^U} \cdots \int_{\theta_{K_d}^L}^{\theta_{K_d}^U} P(d, z, x, \theta) J(\theta) d\theta_1 d\theta_2 \cdots d\theta_{K_d}
\end{aligned} \tag{3.5}$$

其中 J 、 K_d 、 P 與 $E[P]$ 分別代表機率密度函數、不確定性參數個數、目標函數與目標函數期望值。當不確定性參數個數大於等於二時，即面臨多重積分，要獲得正確積分值是一個非常高計算量之任務，因此本研究以抽樣方法來求得目標函數期望值。以下將詳細介紹抽樣點均勻度高的抽樣技巧，漢姆斯里序列抽樣法(Hammersley sequence sampling, HSS)。

漢姆斯里序列抽樣法

漢姆斯里序列抽樣法在 K_d 維度的不確定性空間中，產生 N_{smp} 個均勻抽樣點，根據文獻(Giunta et al., 2003)此抽樣法的每個抽樣點 n 皆代表一個正整數 ($n=1, 2, 3, \dots, N_{smp}$)，皆可以不同的進位方式表示之，現以質數 p ($p=2, 3, 5, 7, \dots$) 當作基數，故 n 可以表示成：

$$\begin{aligned}
n &= n_m n_{m-1} \cdots n_2 n_1 n_0 \\
&= n_0 + n_1 p + n_2 p^2 + \cdots + n_m p^m \quad n = 1, 2, 3, \dots, N_{smp}
\end{aligned} \tag{3.6}$$

$$m = \left[\log_p n \right]_{\text{int}} = \left[(\ln n) / (\ln p) \right]_{\text{int}} \tag{3.7}$$

其中下標 int 表示只取數值整數部份。

此時因要產生 0 與 1 中間的數值之均一分布 $U(0,1)$ ，故取 n 之逆基數(inverse radix number)即可達成，公式如下：

$$\phi_p(n) = 0.n_0n_1n_2 \cdots n_m = n_0p^{-1} + n_1p^{-2} + \cdots + n_m p^{-m-1} \quad (3.8)$$

而漢姆斯里序列則可以下式表示：

$$\Phi_k(n) = \left[\frac{n}{N_{samp}}, \phi_{p_1}(n), \phi_{p_2}(n), \cdots, \phi_{p_{k_d-1}}(n) \right] \quad n = 1, 2, 3, \cdots, N_{samp} \quad (3.9)$$

而上述之抽樣序列可以下式產生 N_{samp} 個序列抽樣點：

$$\Psi_k(n) = 1 - \Phi_k(n) \quad n = 1, 2, 3, \cdots, N_{samp} \quad (3.10)$$

圖 3-3 為漢姆斯里序列抽樣法在二維不確定性空間產生 100 個抽樣點。

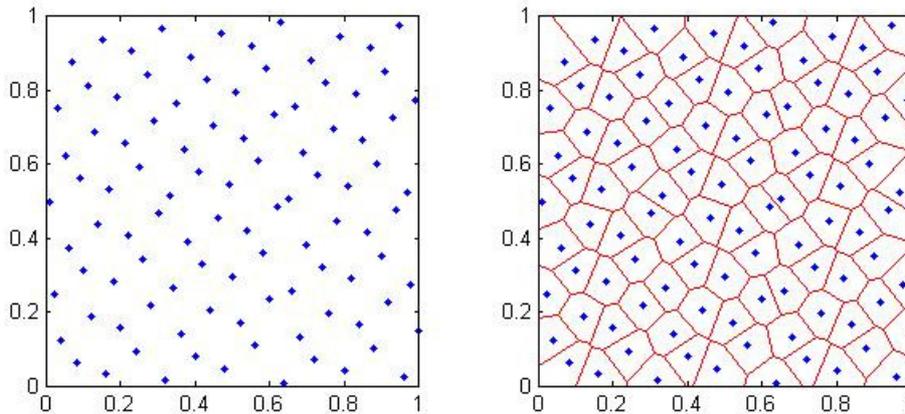


圖 3-3 漢姆斯里序列抽樣點與其 voronoi 圖

一般而言，漢姆斯里序列抽樣法是很有效率的，故本研究以漢姆斯里序列抽樣法進行研究。抽樣法皆是產生均一分布，但不確定性參數分布可能以其他機率密度函數出現，此時將漢姆斯里序列抽樣法產生之均一分布抽樣點轉變成所須之機率密度函數分布抽樣點(Karian

and Dudewicz, 1998)。一般常見的不確定性參數分布，大致有均一、三角、常態、對數常態與 β 等分布，如圖 3-4 所示(Diwekar and Rubin, 1991)。

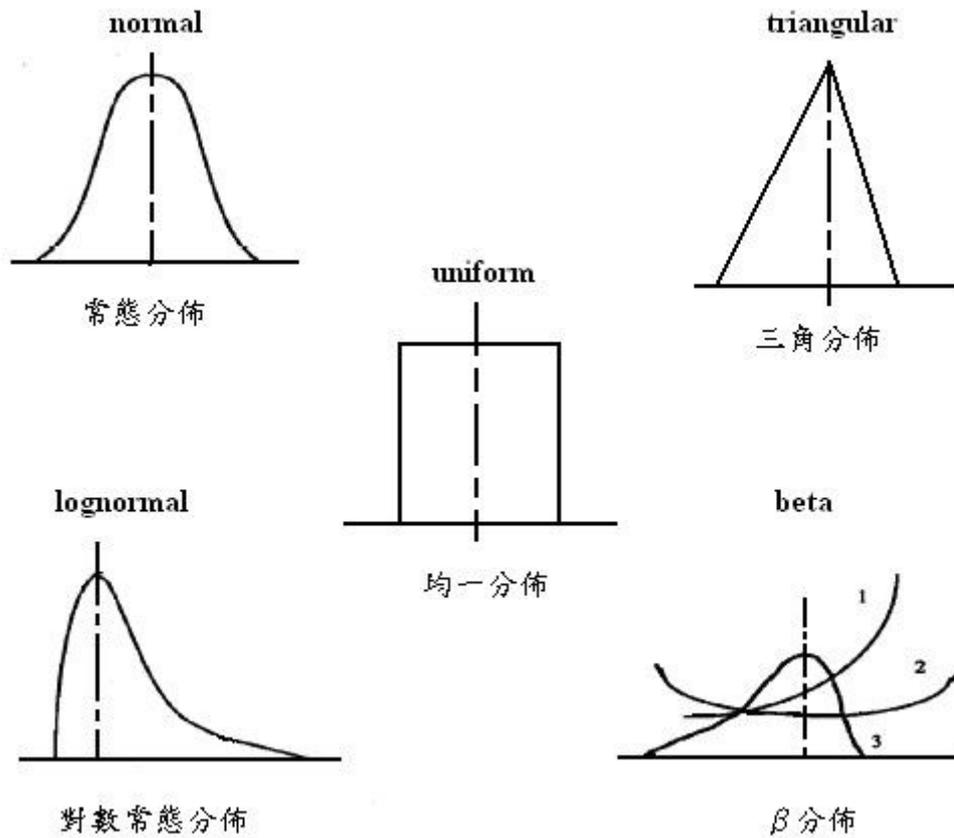


圖 3-4 常見不確定性參數分布

第四章 遺傳演算法

4.1 遺傳演算法簡介

遺傳演算法(genetic algorithm, GA)是模擬達爾文的遺傳選擇與自然淘汰的生物演化過程之計算模型，此演算法首先由 Holland (1975) 所提出，簡單的說其為一種模擬“物競天擇，適者生存，不適者淘汰”的搜尋法則。物種在自然環境中彼此競爭，只有適應性較強的物種得以生存及繁衍，並且透過複製/選擇(reproduction/selection)、交配/重組(crossover/recombination)及突變(mutation)等演化方式產生下一代的物種，最後留下的是最適合在目前環境中生存的物種。也就是說，在最佳化的過程中，持續保留較佳解，經過模擬生物演化的過程後，可以得到最佳解。

4.2 遺傳演算法特點

一般傳統解法都是將多目標規劃問題轉換為單目標規劃問題，之後再求出單一最佳解。當面臨非凸集合時，會有一些困難點，且在求解過程中，都須要一些特定的偏好資訊，惟這些資訊卻是不容易得到的。因此，本研究以遺傳演算法來真正解決多目標最佳化問題。遺傳演算法主要有以下特點(Goldberg, 1989)：

1. 以二進制編碼(binary code)作運算

傳統的方法往往直接用實數編碼(real code)來進行最佳化，但是遺傳演算法是以二進制編碼方式來進行運算，故可跳脫搜尋空間分析上的限制。特別是對於一些離散型最佳化問題，二進制編碼方式更可以顯示出其獨特的優越性。

2. 直接以適應度函數(fitness function)求解

傳統方法往往須要目標函數的梯度，或是其他的輔助訊息才能確定搜尋方向，而遺傳演算法利用適應度函數就可以確定其搜尋方向，並且可以將搜尋範圍集中到適應度函數較高的部份，提高搜尋的效率。適應度函數在求解空間上是否為連續，或是否可微分並不受約束，因此可擴大其應用的範圍。

3. 同時多點搜尋最佳解

傳統的方法往往是單點搜尋，這種點對點的搜尋方式，對於多峰分布的搜尋空間常常會陷入局部最佳解(local optimum)，而且是用解空間中的一個初始點，利用疊代的方式求出一個最佳解。而遺傳演算法是同時對搜尋空間中多個解進行評估，因此有比較好的全域搜尋能力，所以較容易求得全域最佳解(global optimum)。因為是同時搜尋多組最佳解，所以最後可得一整個族群的最佳解。

4. 使用機率式搜尋技術

傳統的方法往往是使用點與點的搜尋方式，所以搜尋效率不高，有時甚至會陷入區域解。而遺傳演算法在求解的過程中，是運用複製、交配和突變等機率式的運算方式來進行，因此可以隨機跳動不易受限於區域解，有較高的機率搜尋到全域解。雖然表面是一種盲目的搜尋方式，但是實際上為避免搜尋到一些不必要的點，這是其所特有的一種隱含並行性(implicit parallelism)。

4.3 多目標遺傳演算法分類架構

多目標遺傳演算法區分為兩世代(Coello et al., 2005)，如圖 4-1 所示。在第一世代的方法中，又將其區分為兩大類，第一類為不以 Pareto 為基礎之求解方法(non-Pareto approach)，而第二類為以 Pareto 為基礎之求解方法(Pareto-based approach)。第二類與第一類主要的差別在於，第二類在原始的遺傳演算法中加入分級制度的概念。至於第二世代與第一世代主要的差別在於，第二世代的遺傳演算法中都有加入菁英機制(elitist mechanism)，而且在求解過程中，都會將過程中所出現的非凌越解儲存在一個外部檔案，形成一外部菁英集合。

遺傳演算法中，以第二代強度 Pareto 演化式演算法(strength Pareto evolutionary algorithm II, SPEA2)和第二代菁英非劣排序遺傳演算法

(elitist non-dominated sorting genetic algorithm II, NSGA2)最廣為流傳，SPEA2 由 Zitzler et al. (2001)所提出，隔年 Deb et al. (2002)提出 NSGA2。本研究即是使用此兩種演算法來進行多目標最佳化，詳細的演算流程將在下面兩節說明。

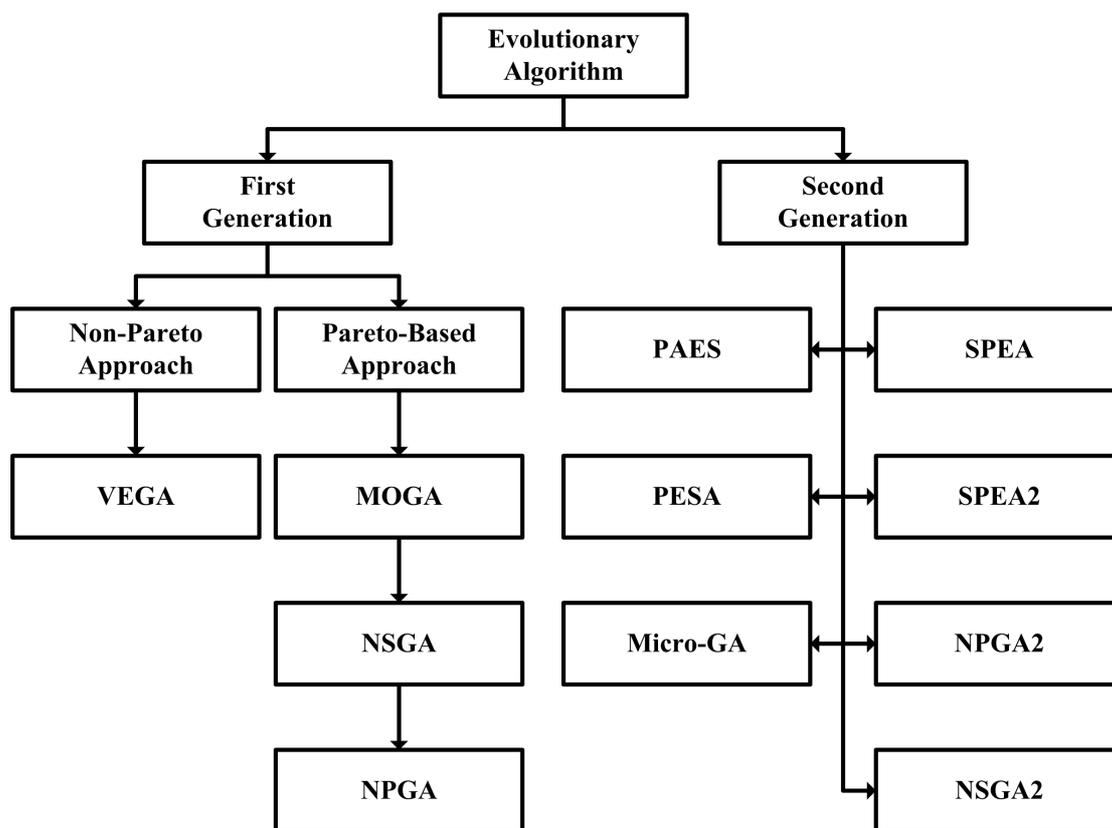


圖 4-1 多目標遺傳演算法分類架構圖

4.4 第二代強度 Pareto 演化式演算法演算流程

第二代強度 Pareto 演化式演算法(strength Pareto evolutionary algorithm II, SPEA2), 簡稱 SPEA2, 其演算步驟如下, 圖 4-2 為 SPEA2 的演算流程圖。

【步驟 1】: 輸入演算過程中所須之參數

N : 族群數目

\bar{N} : 外部菁英族群數目

T : 世代數目

$Pool$: 交配池數目

P_c : 交配機率

P_m : 突變機率

η_c : 交配分布指數

η_m : 突變分布指數

【步驟 2】: 建立初始族群及外部菁英族群

設定 $T=0$, 於設計變數之上下限之間, 隨機產生 N 組的設計變數, 以成為演算之初始族群 P_0 , 並計算所有族群相對之目標函數值。

此時同時設定外部菁英族群 \bar{P}_0 為空集合, 即 $\bar{P}_0 = \phi$ 。

【步驟 3】: 適應度分配(fitness assignment)(Zitzler et al., 2001)

計算族群 P_T 與外部菁英族群 \bar{P}_T 中所有個體的適應值, 藉由適應值

的大小優劣相對關係，使得在取捨上有一定的依據。所有個體之適應值計算如下：

對族群 P_T 與外部菁英族群 \bar{P}_T 中所有個體分配一強度值 $S(i)$ ，強度值 $S(i)$ 定義如下：

$$S(i) = \left| \{j \mid j \in P_T + \bar{P}_T \wedge i \succ j\} \right| \quad (4.1)$$

其中強度值 $S(i)$ 代表被個體 i 所凌越的個體數。以強度值為基礎，計算所有個體原始適應值 $R(i)$ ，原始適應值 $R(i)$ 定義如下：

$$R(i) = \sum_{j \in P_T + \bar{P}_T, j \succ i} S(j) \quad (4.2)$$

其中原始適應值 $R(i)$ 代表所有凌越過個體 i 的個體，其強度值之總和。之後計算個體 i 到其他每一個體之距離，將這些距離以升冪方式儲存於一陣列。而個體 i 代表擁擠程度的密度資訊 $D(i)$ ，可由下式計算：

$$D(i) = \frac{1}{\sigma_i^k + 2} \quad (4.3)$$

其中 σ_i^k 為升冪距離陣列中第 k 個元素， k 值為：

$$k = \sqrt{N + \bar{N}} \quad (4.4)$$

個體 i 的適應值 $F(i)$ 即為原始適應值 $R(i)$ 和密度資訊 $D(i)$ 之和：

$$F(i) = R(i) + D(i) \quad (4.5)$$

若 $F(i) < 1$ ，則此個體 i 即為此族群的非凌越解。

【步驟 4】：合併(merge)

將族群 P_T 與外部菁英族群 \bar{P}_T 中所有非凌越解合併為一族群 \bar{P}_{T+1} ，再進行下一步驟。

【步驟 5】：環境選擇(environmental selection)(Zitzler et al., 2001)

依據步驟 4 之合併族群 \bar{P}_{T+1} ，先判斷其族群數目是否等於 \bar{N} ，若等於，則環境選擇結束，進入下一步驟，若不等於，則有兩種情況：

(1)若合併族群 \bar{P}_{T+1} 之族群數目小於 \bar{N} ，則從族群 P_T 與外部菁英族群 \bar{P}_T 剩餘的被凌越解中選擇最小適應值的個體加入合併族群 \bar{P}_{T+1} ，直到合併族群 \bar{P}_{T+1} 的族群數目等於 \bar{N} 。

(2)若合併族群 \bar{P}_{T+1} 之族群數目大於 \bar{N} ，則利用截斷技巧(truncation technique)，將合併族群 \bar{P}_{T+1} 中個體反覆移除，直到合併族群 \bar{P}_{T+1} 的族群數目等於 \bar{N} 。

截斷技巧是指計算合併族群 \bar{P}_{T+1} 中每個個體到其他個體的距離，將這些距離以升冪方式排列，之後將距離其他個體有最短距離的個體移除。若擁有相同最短距離，則依序比較第二個最短距離。

【步驟 6】：終止(termination)

假如 $T = T_{set}$ ，則程式終止，合併族群 \bar{P}_{T+1} 中所有個體即為 Pareto 解集合。假如 $T < T_{set}$ ，則此時合併族群 \bar{P}_{T+1} 即為下一世代之外部菁英族群 \bar{P}_{T+1} ，並且進行下一步驟。

【步驟 7】：競賽與選擇(tournament and selection)

在此步驟為兩者競賽淘汰來產生較佳之母代，由這些較佳之母代去進行下一步驟。即隨機從外部菁英族群 \bar{P}_{T+1} 中取出兩組解並互相比較，以得到較佳解，重覆此步驟直到所產生之較佳解的解族群大小為交配池數目為止。

【步驟 8】：交配(crossover)與突變(mutation)

依一定之機率進行交配與突變，透過交配或突變產生的解為一子代，之後計算此些子代所對應之目標函數。首先產生一個 0 到 1 的隨機數 R_n ，設定交配機率為 P_c ，突變機率為 P_m ，若 $R_n < P_c$ ，則進行交配，若 $R_n > 1 - P_m$ ，則進行突變。

交配

在此使用的是實數模擬二元交配法(simulated binary crossover, SBX)(Raghuwanshi and Kakde, 2004)，隨機從上一步驟所得之交配池中選擇兩個不同的解，經由下面的計算方法進行交配的步驟：

$$c_{1,k} = \frac{1}{2} \left[(1 - \beta_k) p_{1,k} + (1 + \beta_k) p_{2,k} \right] \quad (4.6a)$$

$$c_{2,k} = \frac{1}{2} \left[(1 + \beta_k) p_{1,k} + (1 - \beta_k) p_{2,k} \right] \quad (4.6b)$$

其中 $c_{i,k}$ 為所選取之第 i 個子代經過交配所得之第 k 個解， $p_{i,k}$ 為從母代所選之解， β_k 計算方法如下：

$$\beta_k = (2u_k)^{\frac{1}{\eta_c+1}} \quad \text{if } u_k \leq 0.5 \quad (4.7a)$$

$$\beta_k = \left[\frac{1}{2(1-u_k)} \right]^{\frac{1}{\eta_c+1}} \quad \text{if } u_k > 0.5 \quad (4.7b)$$

其中 u_k 為隨機產生之 0 到 1 之間的數值， η_c 為交配分布指數。

突變

在此使用的是多項式突變法 (polynomial mutation) (Raghuwanshi and Kakde, 2004)，隨機從交配池中選擇一解，經由下面的計算方法進行突變的步驟：

$$c_k = p_k + (p_k^u - p_k^l) \delta_k \quad (4.8)$$

其中 c_k 為經過突變所得之第 k 個解， p_k 為母代之第 k 個解， p_k^u 與 p_k^l 為母代之第 k 個解的上下限， δ_k 計算方法如下：

$$\delta_k = (2r_k)^{\frac{1}{\eta_m+1}} - 1 \quad \text{if } r_k < 0.5 \quad (4.9a)$$

$$\delta_k = 1 - \left[2(1-r_k) \right]^{\frac{1}{\eta_m+1}} \quad \text{if } r_k \geq 0.5 \quad (4.9b)$$

其中 r_k 為隨機產生之 0 到 1 之間的數值， η_m 為突變分布指數。

進行步驟 8 的次數為交配池中族群大小的數目，若經過一次交配的步驟，則子代數目即加 2，若經過一次突變的步驟，則子代數目即加 1，若未於 P_c 與 $1-P_m$ 的機率內，即交配與突變都未進行，則子代數目即加 0。舉例來說，如交配池大小為 15，則進行 15 次步驟 8，若有 13 次進行交配的動作，有 1 次進行突變的動作，1 次兩者皆未進行，則所產生之子代大小即為 $13 \times 2 + 1 = 27$ 。

【步驟 9】：設定步驟 8 產生的子代為下一世代之族群 P_{T+1} ，重複步驟 3 到步驟 6，判斷是否到達所設計之世代，若 $T < T_{set}$ ，則重複步驟 7 到步驟 9，若 $T = T_{set}$ ，則搜尋終止。

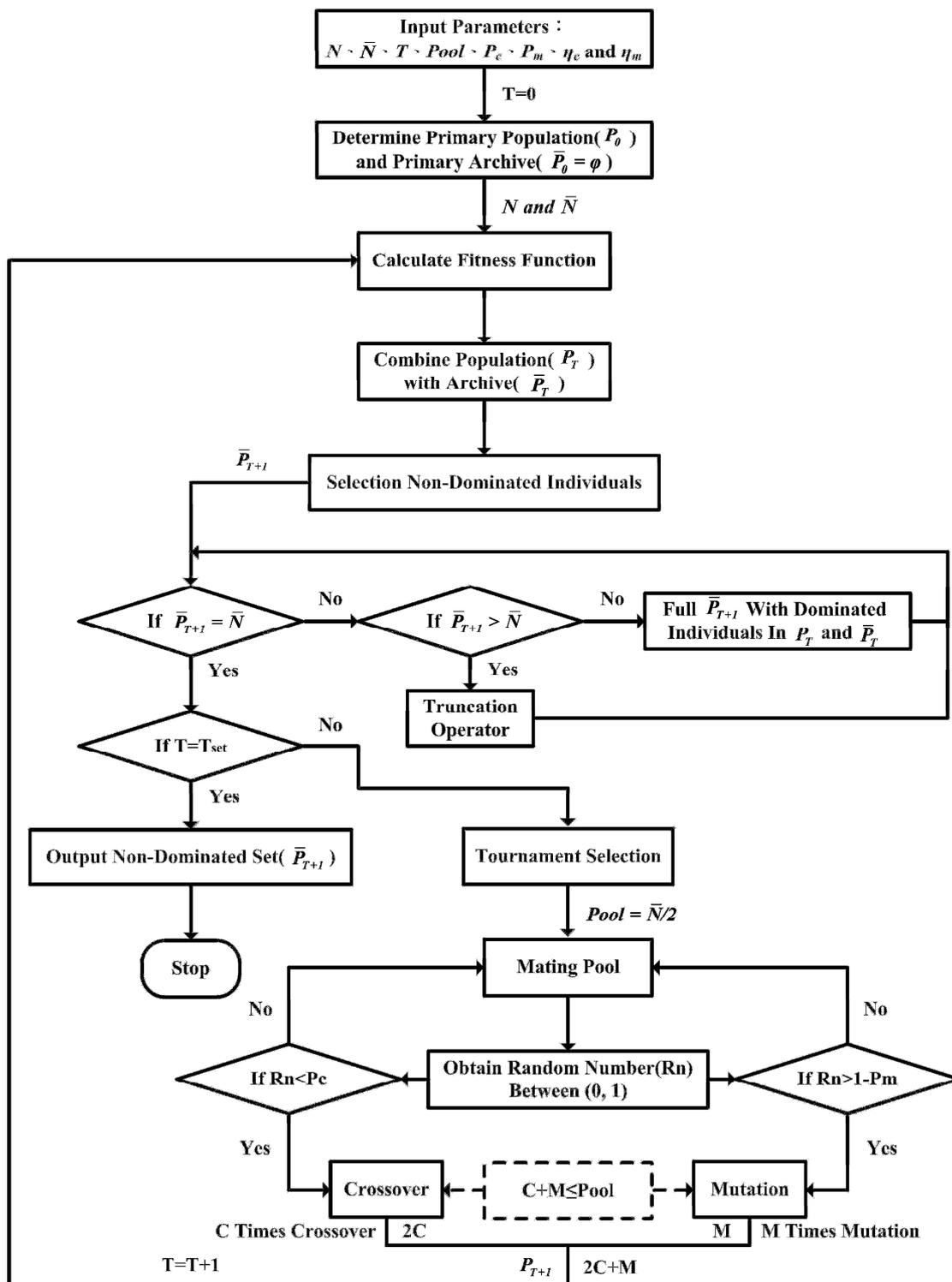


圖 4-2 SPEA2 流程圖

4.5 第二代菁英非劣排序遺傳演算法演算流程

第二代菁英非劣排序遺傳演算法(elitist non-dominated sorting genetic algorithm II, NSGA2)，簡稱 NSGA2，其演算步驟如下。圖 4-3 為 NSGA2 的演算流程圖。

【步驟 1】：輸入演算過程中所須之參數

N_p ：族群數目

Gen ：世代數目

$Pool$ ：交配池數目

P_c ：交配機率

P_m ：突變機率

η_c ：交配分布指數

η_m ：突變分布指數

【步驟 2】：建立初始族群

於設計變數所限制之上下限之間，隨機產生 N_p 組的設計變數，以成為演算之初始族群，並計算所有族群相對之目標函數值。

【步驟 3】：決定鋒面(decide front)

藉由目標函數值的大小優劣相對關係，以決定初始族群之鋒面，並計算擁擠距離(crowding distance)。

決定鋒面判別方法(Deb et al., 2002)

方法 1： x_i 的第 k 個目標函數值大於 x_j 的第 k 個目標函數值，且

x_i 的其他目標函數值不小於 x_j 所相對應的其他目標函數值，此時之解 x_i 即優於 x_j 。

方法 2： x_i 的第 k 個目標函數值小於 x_j 的第 k 個目標函數值，且

x_i 的其他目標函數值不大於 x_j 所相對應的其他目標函數值，此時之解 x_j 即優於 x_i 。

方法 3： x_i 的所有目標函數值部份大於和部份小於 x_j 所相對應的

目標函數值，此時之解 x_i 與 x_j 即互有優劣性。

藉由上面三種方法決定解所在之鋒面位置，而鋒面上任一解即不大於和不小於其鋒面上之其他任一解。

計算擁擠距離(Kukkonen and Deb, 2006)

擁擠距離可用來判斷同一鋒面的解之優劣性，使得再取捨上有一定的依據，計算方法如下：

(1) 假設鋒面 F_i 上有 n 個點，其中 d_j 為鋒面 F_i 上第 j 個解。

(2) 將鋒面上的解之所有目標函數值分別進行排序。

(3) 將鋒面 F_i 邊界上的解之擁擠距離設為無限大， $I(d_1) = I(d_n) = \infty$ 。

(4) 每個目標函數值之擁擠距離計算如下：

$$I(d_k) = \frac{f_m^{k+1} - f_m^{k-1}}{f_m^{\max} - f_m^{\min}} \quad k = 2, 3, \dots, n-1 \quad m = 1, 2, \dots, M \quad (4.10)$$

其中 f_m^{\max} 和 f_m^{\min} 為各目標函數值之最大及最小值， f_m^{k+1} 和 f_m^{k-1} 表示第 $k+1$ 及 $k-1$ 個目標函數值，則每個解之擁擠距離即為各個目標函數職所算出之擁擠距離之和。

【步驟 4】：競賽與選擇(tournament and selection)

在此步驟為兩者競賽淘汰來產生較佳之母代，由這些較佳之母代去進行下一步驟。即隨機從族群中取出兩組解並互相比較，以得到較佳解，重覆此步驟直到所產生之較佳解的解族群大小為交配池數目為止。

【步驟 5】：交配(crossover)與突變(mutation)

依一定之機率進行交配與突變，透過交配與突變產生的解為一子代，之後計算此些子代所對應之目標函數。首先產生一個 0 到 1 的隨機數 R_n ，設定交配機率為 P_c ，突變機率為 P_m ，若 $R_n < P_c$ ，則進行交配，若 $R_n > 1 - P_m$ ，則進行突變。

交配

在此使用的是實數模擬二元交配法(simulated binary crossover, SBX)(Raghuwanshi and Kakde, 2004)，隨機從上一步驟所得之交配池中選擇兩個不同的解，經由下面的計算方法進行交配的步驟：

$$c_{1,k} = \frac{1}{2} \left[(1 - \beta_k) p_{1,k} + (1 + \beta_k) p_{2,k} \right] \quad (4.11a)$$

$$c_{2,k} = \frac{1}{2} \left[(1 + \beta_k) p_{1,k} + (1 - \beta_k) p_{2,k} \right] \quad (4.11b)$$

其中 $c_{i,k}$ 為所選取之第 i 個子代經過交配所得之第 k 個解， $p_{i,k}$ 為從母代所選之解， β_k 計算方法如下：

$$\beta_k = (2u_k)^{\frac{1}{\eta_c+1}} \quad \text{if } u_k \leq 0.5 \quad (4.12a)$$

$$\beta_k = \left[\frac{1}{2(1-u_k)} \right]^{\frac{1}{\eta_c+1}} \quad \text{if } u_k > 0.5 \quad (4.12b)$$

其中 u_k 為隨機產生之 0 到 1 之間的數值， η_c 為交配分布指數。

突變

在此使用的是多項式突變法 (polynomial mutation) (Raghuwanshi and Kakde, 2004)，隨機從交配池中選擇一解，經由下面的計算方法進行突變的步驟：

$$c_k = p_k + (p_k^u - p_k^l) \delta_k \quad (4.13)$$

其中 c_k 為經過突變所得之第 k 個解， p_k 為母代之第 k 個解， p_k^u 與 p_k^l 為母代之第 k 個解的上下限， δ_k 計算方法如下：

$$\delta_k = (2r_k)^{\frac{1}{\eta_m+1}} - 1 \quad \text{if } r_k < 0.5 \quad (4.14a)$$

$$\delta_k = 1 - \left[2(1-r_k) \right]^{\frac{1}{\eta_m+1}} \quad \text{if } r_k \geq 0.5 \quad (4.14b)$$

其中 r_k 為隨機產生之 0 到 1 之間的數值， η_m 為突變分布指數。

進行步驟 5 的次數為交配池中族群大小的數目，若經過一次交配的步驟，則子代數目即加 2，若經過一次突變的步驟，則子代數目即加 1，若未於 P_c 與 $1-P_m$ 的機率內，即交配與突變都未進行，則子代數目即加 0。舉例來說，如交配池大小為 15，則進行 15 次步驟 5，

若有 13 次進行交配的動作，有 1 次進行突變的動作，1 次兩者皆未進行，則所產生之子代大小即為 $13 \times 2 + 1 = 27$ 。

【步驟 6】：合併(merge)

將步驟 5 所得之子代族群，與進行兩者競賽淘汰前的母代族群合併為一族群，再進行下一步驟。

【步驟 7】：重複步驟 3，決定合併後族群之鋒面，並計算擁擠距離。

【步驟 8】：選擇出 N_p 個最佳解，成為新一代的族群。

【步驟 9】：重複步驟 4 到步驟 9，直到所設計之世代即停止。

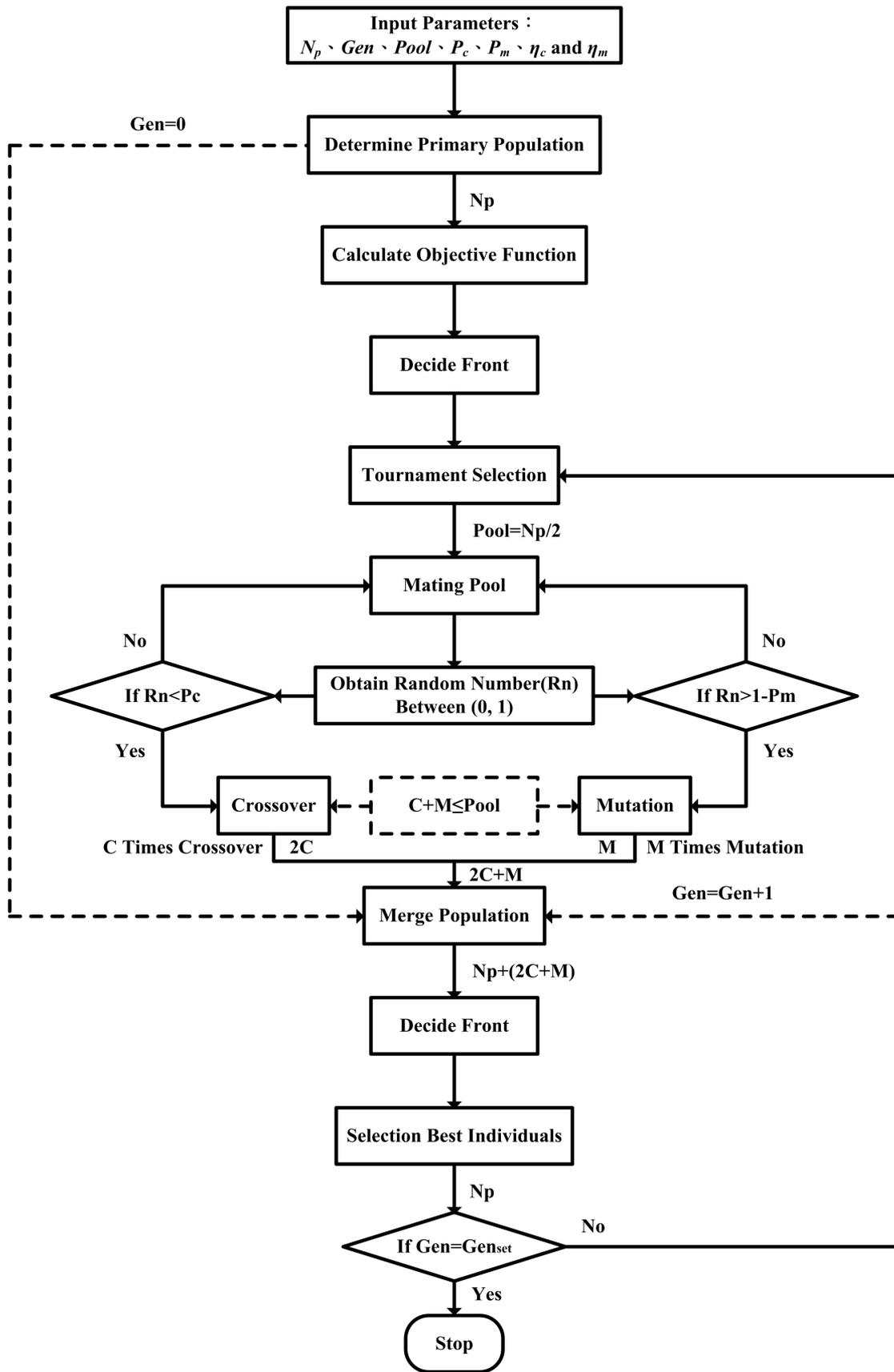


圖 4-3 NSGA2 流程圖

第五章 案例 1 — 殼管式熱交換器之多目標最適設計

5.1 案例介紹

熱交換器為能量交換的一種裝置，舉凡石油化學工業、紡織纖維工業、食品加工業、金屬加工業、冷凍空調業、玻璃工業和造紙工業等，無論是散熱需求或熱能回收都需要使用熱交換器，而熱交換器中以殼管式熱交換器最為常見，尤其常使用在煉油廠和石化製程中，圖 5-1 為一般原油常壓蒸餾(atmospheric distillation)單元流程圖，圖中虛線內的殼管式熱交換器即為本研究所探討之案例。

在原油常壓蒸餾製程中，原油在經過脫鹽和預熱之後，必需在加熱爐內加熱至 400°C 左右才能進入常壓蒸餾塔，因此若能將常壓蒸餾塔分離出來的高溫產物與低溫原油進料作有效之熱能回收，必能減低加熱爐燃料的花費以及製程廢熱的產生。原油在輸送至常壓蒸餾塔中，而根據產品的沸點範圍，輕成分向上，重成分向下，利用塔側抽取(side draw)來分離，之後再進入側餾分汽提塔(side cut stripper)除去產品中揮發性高的成分，所得到的產品之一即為煤油(Kerosene)。本研究即利用殼管式熱交換器對低溫原油及高溫煤油作熱能回收，並探討其該殼管式熱交換器之多目標最適化問題。

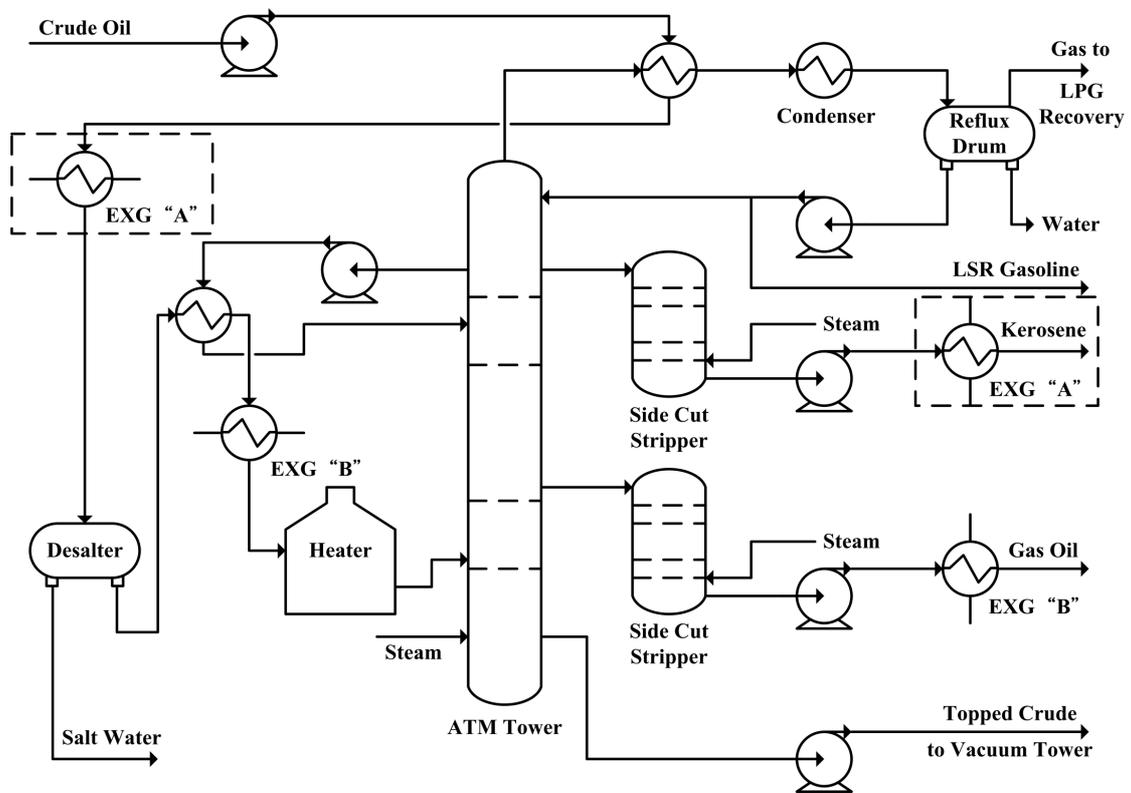


圖 5-1 原油常壓蒸餾單元流程圖

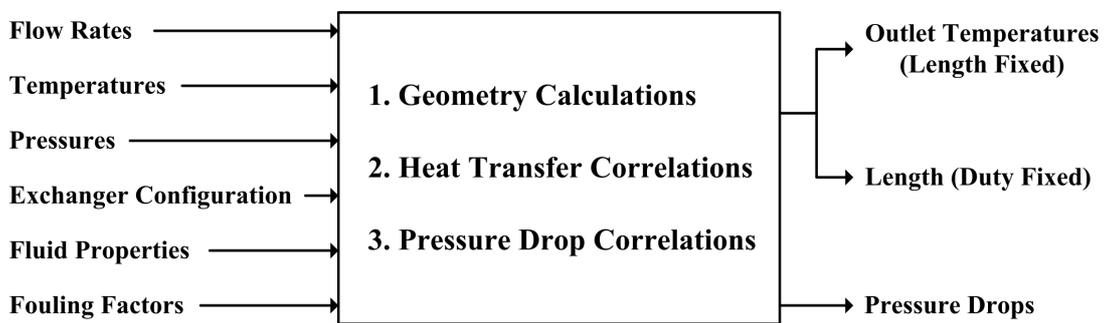


圖 5-2 殼管式熱交換器一般設計流程圖(Kakaç and Liu, 2002)

5.2 殼管式熱交換器設計

殼管式熱交換器設計，根據已知條件的不同設計大致上可分為兩類，如圖 5-2 所示，一類為熱傳性能之估算(rating)，此類設計為已知殼管式熱交換器的尺寸與內部結構，可估算其出口端溫度與熱傳量，另一類則為熱交換器尺寸之估算(sizing)，此類設計為已知殼管式熱交換器的熱傳量的條件下，來估計其管長與熱傳面積。本研究考量為熱交換器尺寸之估計，亦即在固定熱傳量的情況下，進行殼管式熱交換器最適設計，以下將先介紹文獻中殼管式熱交換器的一般設計流程。

5.2.1 一般設計步驟

目前文獻中多將此類設計問題定位為單目標最適化問題(single-objective optimization program, SOOP)，其目標函數大都設定為總年度成本(total annual cost, TAC)最小化，在設計流程上也簡化許多步驟。根據吾人將文獻中設計過程歸納整理之結果，其常見之設計流程如圖 5-3 所示，以下將說明以遺傳演算法來進行最適化步驟。

【步驟 1】：輸入遺傳演算法之參數與案例製程條件

先輸入遺傳演算之參數。以 GA 為例，所需之參數為：族群數目 N_p ，世代數目 Gen ，交配池數目 $Pool$ ，交配機率 P_c ，突變機率 P_m ，交配分布指數 η_c 與突變分布指數 η_m 。至於製程條件，其必須輸入的

有：工作流體的物性，殼與管材質的物性，操作的溫度和壓力，與所能允許的最大壓力降等。

【步驟 2】：建立設計變數

根據文獻中設計變數之上下限之間，隨機產生一組設計變數，此即為初始族群中之一個體，可根據設計者的需求改變設計變數種類與範圍。

【步驟 3】：假設初始管長 $L_{t,ass}$

文獻中最常見的假設設計變數即為管長，在固定熱傳量的條件下，利用疊代的方法去求得所需之管長。此步驟即根據設計者之猜測，給予一起始猜值。

【步驟 4】：計算管數 N_t

根據文獻中計算管數(number of tubes, N_t)之關係式(Hewitt, 1983 ; Perry et al., 1997 ; KaKaç, and Liu, 2002 ; Shah, and Sekulić, 2003)，將已知之殼內徑(shell inside diameter, D_{is})，管外徑(tube outside diameter, d_o)，管回數(number of tube passes, N_{tp})，管排列型式(tube layout pattern, TLP)與管間距比(tube pitch ratio, P_t^*)輸入，即可求得此設計組合下之管數。

【步驟 5】：計算管側熱傳係數與殼側熱傳係數

可根據文獻關聯式，計算此該設計條件下之管側熱傳係數

(tube-side heat transfer coefficient)與殼側熱傳係數(shell-side heat transfer coefficient)。

【步驟 6】：計算總熱傳係數 U_o 。

此步驟依據步驟 5 所得之管側熱傳係數與殼側熱傳係數，即可利用方程式(2.1)計算其總熱傳係數。

【步驟 7】：計算熱傳量、對數平均溫差與校正係數

此步驟之計算熱傳量可由下式表示之：

$$Q = F_h C_{p_h} (T_h^{in} - T_h^{out}) = F_c C_{p_c} (T_c^{out} - T_c^{in}) \quad (5.1)$$

其中 F_h 與 F_c 為熱流與冷流之流量， C_{p_h} 與 C_{p_c} 為熱流與冷流之熱容， T_h^{in} 與 T_c^{in} 為熱流與冷流之進口端溫度， T_h^{out} 與 T_c^{out} 為熱流與冷流之出口端溫度，對數平均溫差與校正係數可根據方程式(2.3)與(2.4)求得。

【步驟 8】：計算熱傳面積 A_o 。

在固定熱傳量的條件下，可根據下式求得所需之熱傳面積：

$$A_o = \frac{Q}{U_o \Delta T_{LMTD} F} \quad (5.2)$$

其中 Q 為熱傳量， U_o 為總熱傳係數， ΔT_{LMTD} 為對數平均溫差， F 為校正係數。

【步驟 9】：計算管長 $L_{t,cal}$

依據上一步驟求得之熱傳面積，以下式求得管長：

$$L_{t,cal} = \frac{A_o}{\pi d_o N_t} \quad (5.3)$$

其中 A_o 為熱傳面積， d_o 為管外徑， N_t 為管數。

【步驟 10】：判斷計算之管長與假設之管長之相對誤差是否小於容許誤差(10^{-3})，若收斂則進行下一步驟，若否則將計算之管長設為新的假設之管長，重複步驟 4 到步驟 10 直至收斂為止。

【步驟 11】：計算管側壓力降與殼側壓力降

根據文獻所使用之計算方法，計算此設計組合之管側壓力降 (tube-side pressure drop) 與殼側壓力降 (shell-side pressure drop)。

【步驟 12】：計算總年度成本

依據前面之設計條件組合，可計算其總年度成本 (total annual cost, TAC)。

【步驟 13】：判斷此設計之結果是否符合設計者所限制之範圍，若符合則進行下一步驟，若不符則將目標函數加上一懲罰函數 (penalty function) 進行下一步驟。

【步驟 14】：執行遺傳演算法操作，直至所設定之最終世代時停止，此時之結果，即為設計者所能接受之設計。

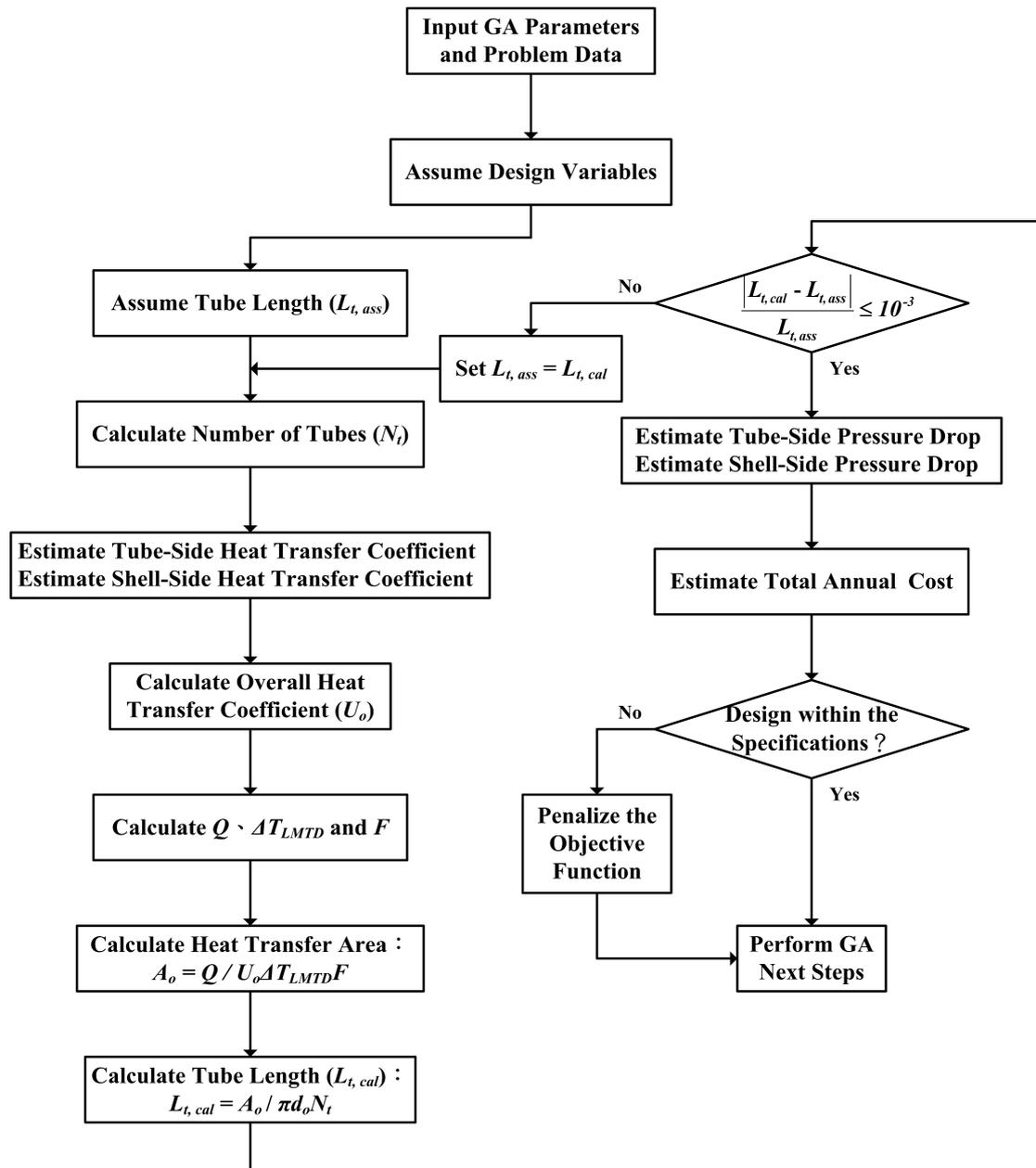


圖 5-3 殼管式熱交換器之一般設計流程圖

上述之一般設計流程，其設計考量不周的地方有以下兩點：

1. 根據 TEMA (2007)的規範，殼管式熱交換器在設計管長上，最常見之長度為 96、120、144、192 與 240 inch，因此若將管長視為設計變數，則在管長的設計上無法符合實際之需求，且依據 Purohit (1983)的分析，管群的製造成本相較於其他元件的製造成本高出許多，如圖 5-4 所示，因此若管長無法設計為常見之長度，而以少見之長度去製造，其成本勢必升高。

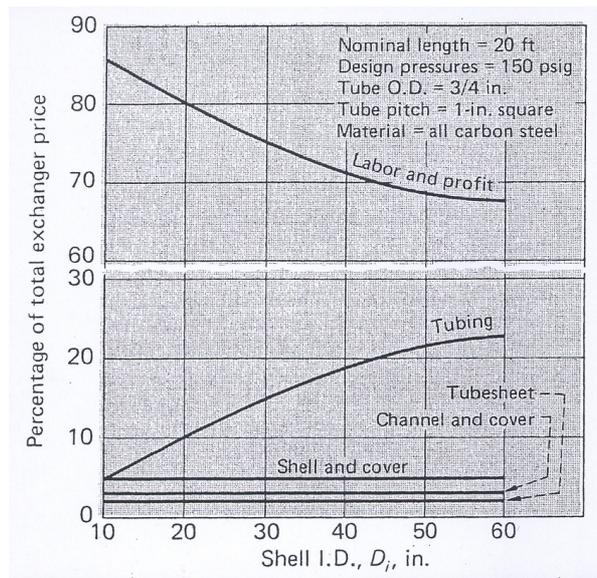


圖 5-4 典型殼管式熱交換器之成本分解圖(Purohit, 1983)

2. 根據此設計流程，殼內徑勢必為考量的設計變數之一，因為在未知熱傳面積的條件下，必需已知殼內徑才能去計算管數，所以在隨機產生的機制下，有機會選到過大或過小之殼內徑，因為殼內徑並無常見之設計範圍，完全根據設計者之猜測，在設計上為符

合固定之熱傳量，而容易導致過大的殼內徑其管長卻過短，過小的殼內徑其管長卻過長，因此若能避免此類設計，則可減少特殊形狀之殼管式熱交換器的產生，且無需考量因搜尋範圍過大而導致收斂效率降低的情形。

5.2.2 本研究設計步驟

本研究為改善前述一般設計流程之缺點，根據 Sinnott (2005)的基本架構，將其改良為以遺傳演算法之設計流程，並加入多目標最適化 (multi-objective optimization program, MOOP)的考量、流體造成的震動 (flow induced vibration)與文獻中忽略之設計變數等考量，其設計流程如圖 5-9 所示，以下將詳細介紹此新設計流程。表 5-1 與圖 5-5 分別為此案例之製程條件與設計示意圖。

表 5-1 案例製程條件

Fluid	Crude oil	Kerosene
Flow rate (kg/h)	70,000	20,000
Heat capacity (kJ/kg-°C)	2.05	2.47
Viscosity (N-s/m ²)	0.00320	0.00043
Density (kg/m ³)	820	730
Temperature (°C)	40/78	200/90
Operating pressure (bar)	6.5	5.0
Allowable pressure drop (bar)	0.8	0.8
Thermal Conductivity (W/m-°C)	0.134	0.132
Fouling resistance (m ² -°C/W)	0.00035	0.00020

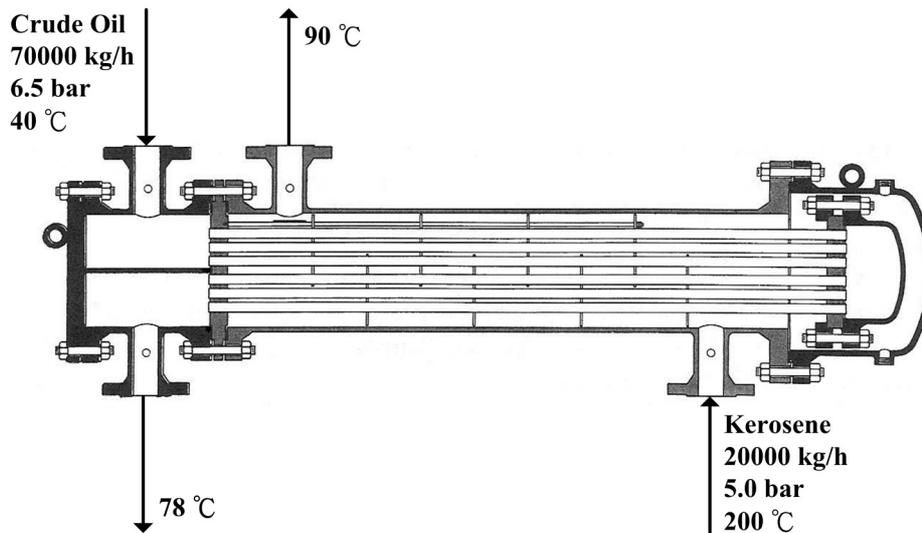


圖 5-5 案例設計示意圖

【步驟 1】：決定頭部後端與型式，以及殼側與管側的流體安排

在第二章曾提及，典型殼管式熱交換器有三種型式，分別為：固定管板型、U 字管型，與浮動頭型，因為此案例之冷流與熱流的溫差過大，勢必面臨不均勻膨脹所產生過大的熱應力(thermal stress)，所以吾人決定使用浮動頭型殼管式熱交換器，即為 AES。

此案例之冷流為原油，熱流為煤油，理論上冷流應為殼側流體，熱流為管側流體，因如此設計可以降低由殼體對外界之熱散失，但考量原油為壓力較高之流體，高壓殼體在成本上甚為昂貴，且原油為較髒之流體，置於管側有利於清潔維護工作的進行，再加上煤油的流量較小，若置於管側勢必面臨高回數設計，因為在設計上管回數越少越好，如此管板設計較為簡單，而且不會損失一些熱傳管，所以吾人決

定將原油置於管側，而煤油置於殼側。

【步驟 2】：輸入遺傳演算法之參數與案例設計條件

本研究使用兩種遺傳演算法，分別為 SPEA2 與 NSGA2，其中 SPEA2 所需輸入之參數為：族群數目 N ，外部菁英族群數目 \bar{N} ，世代數目 T ，交配池數目 $Pool$ ，交配機率 P_c ，突變機率 P_m ，交配分布指數 η_c 與突變分布指數 η_m 。而 NSGA2 所需輸入之參數為：族群數目 N_p ，世代數目 Gen ，交配池數目 $Pool$ ，交配機率 P_c ，突變機率 P_m ，交配分布指數 η_c 與突變分布指數 η_m 。此案例之流體並不具腐蝕性，因此吾人在此選擇碳鋼(carbon steel)為殼管式熱交換器之材料，且從 TEMA (2007)，可查得相對應材料之管的熱傳導係數與殼和管的彈性模數(elastic modulus)，此部分附於本論文之附錄 A，其他設計條件則如表 5-1 所示。

【步驟 3】：假設設計變數

本研究考量的設計變數如表 5-2 所示，其有以下九種：

1. 管回數(number of tube passes, N_{tp})：

根據管數計算方法的適用範圍，本研究設計管回數為整數變數，其值為：1、2、4、6 與 8。

2. 管長(tube length, L_t)：

根據 TEMA (2007)的規範，殼管式熱交換器在設計管長上，最常

見之長度為 96、120、144、192 與 240 inch，本研究依此作為管長之設計。

3. 管外徑(tube inside diameter, d_o)：

根據文獻之歸納整理，最常見之設計為：0.75 與 1.00 inch，本研究依此作為管外徑之設計。

4. 管壁厚度(tube wall thickness, T_{tw})：

根據 TEMA (2007)的規範，以管外徑與管材料為依據，可查得如附錄 B 所示相對應之伯明罕線規(Birmingham Wire Gage, BWG)。管外徑 0.75 inch，其管壁厚度可為：0.065、0.083 與 0.109 inch，而管外徑 1.00 inch，其管壁厚度可為：0.083 與 0.109 inch。

5. 管排列型式(tube layout pattern, TLP)：

根據管數計算方法的適用範圍，在此管排列型式設計為：30° 與 90°，管排列型式如圖 5-6 所示。

6. 擋板截率(baffle cut, BC)：

本研究考慮設計常用之擋板截率為：25、30、35、40，與 45 %。

7. 中心處擋板間距比(center baffle spacing ratio, R_{cbs})：

本研究將中心處擋板間距比設為連續變數，其設計範圍為 0.2 至 0.8。

8. 進口端與出口端擋板間距比(inlet and outlet baffle spacing ratio,

R_{iobs}) :

本研究將進口端與出口端擋板間距比亦設為連續變數，設計範圍為 1.0 至 1.6。

9. 密封條成對數目(number of pairs of sealing strips, N_{ss}) :

本研究使用之密封條成對數目為整數變數，考慮的值為：0、1，與 2。

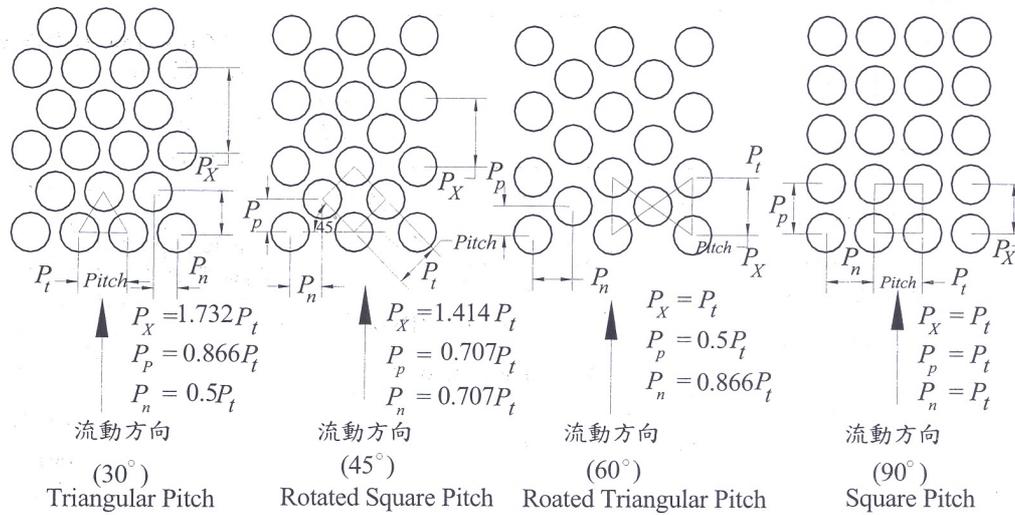


圖 5-6 管排列型式

表 5-2 設計變數之設計範圍

設計變數	設計範圍
N_{tp}	1, 2, 4, 6, 8
L_t	96, 120, 144, 192, 240 (inch)
d_o	0.75, 1.00 (inch)
T_{tw}	
$d_o = 0.75$ inch	0.065, 0.083, 0.109 (inch)
$d_o = 1.00$ inch	0.083, 0.109 (inch)
TLP	30°, 90°
BC	25, 30, 35, 40, 45 (%)
R_{cbs}	0.2 ~ 0.8
R_{iobs}	1.0 ~ 1.6
N_{ss}	0, 1, 2

【步驟 4】：計算熱傳量、對數平均溫差與校正係數 F

此步驟之計算可由(5.1)、(2.3)，與(2.4)式求得。

【步驟 5】：假設初始總熱傳係數 $U_{o, ass}$

本研究先假設初始總熱傳係數取代了一般先假設初始管長之設計步驟，如此即可以常見之管長為設計變數。

【步驟 6】：計算熱傳面積 A_o

在固定熱傳量的條件下，可依據(5.2)式求得所需之熱傳面積。

【步驟 7】：計算管數 N_t

根據求出之熱傳面積，及已知之設計變數管長，管數可由下式求得：

$$N_t = \frac{A_o}{\pi d_o L_t} \quad (5.4)$$

其中 A_o 為熱傳面積， d_o 為管外徑， L_t 為管長。

【步驟 8】：計算殼內徑 D_{is}

不同於一般設計流程，本研究根據步驟 7 所求得之管數，根據 Sinnott (2005) 的方法，在已知管數與管間距比為定值的條件下，計算最大管群外徑(outer tube limit diameter, D_{otl})，其計算方法如下：

$$P_t^* = \frac{P_t}{d_o} = 1.25 \quad (5.5)$$

$$D_{otl} = d_o \left(\frac{N_t}{K_1} \right)^{1/n_1} \quad (5.6)$$

其中 P_t 為管間距， d_o 為管外徑， N_t 為管數。 K_1 與 n_1 可由表 5-3 查得。

本研究根據殼內徑與殼到管群的直徑空隙(shell to tube bundle diametrical clearance, Δ_{bb})關係圖(Hewitt et al., 1983)，利用 MATLAB 進行多項式的曲線擬合(curve fitting)，擬合之方程式如下：

$$\Delta_{bb} = -0.00000000000006D_{is}^4 + 0.0000000042D_{is}^3 - 0.00000945D_{is}^2 + 0.02355D_{is} + 25.60000000000009 \quad (5.7)$$

其中 D_{is} 為殼內徑。殼內徑於是可由下式求得：

$$D_{is} = D_{otl} + \Delta_{bb} \quad (5.8)$$

此步驟之設計流程如圖 5-7 所示，首先假設最大管群外徑為初始殼內徑，之後由方程式(5.7)求出殼到管群的直徑空隙，再經由(5.8)式可得新的殼內徑，在疊代中以殼內徑之相對誤差(10^{-3})為收斂條件。

表 5-3 K_1 與 n_1 之數據

Triangular pitch					
No. passes	1	2	4	6	8
K_1	0.3190	0.2490	0.1750	0.0743	0.0365
n_1	2.1420	2.2070	2.2850	2.4990	2.6750
Square pitch					
No. passes	1	2	4	6	8
K_1	0.2150	0.1560	0.1580	0.0402	0.0331
n_1	2.2070	2.2910	2.2630	2.6170	2.6430

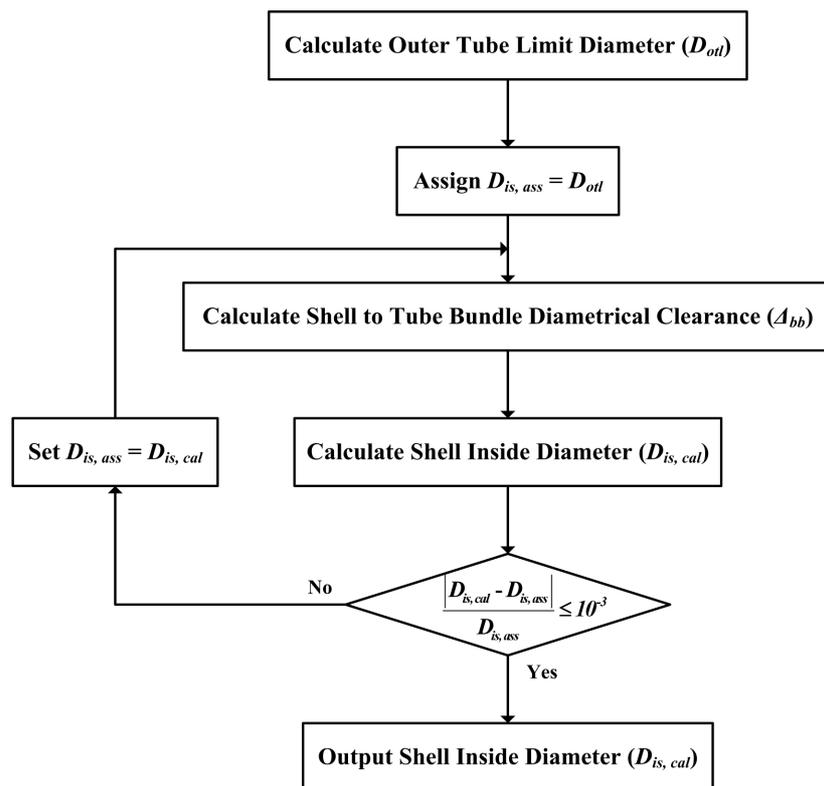


圖 5-7 計算殼內徑設計流程

【步驟 9】：計算管側熱傳係數與殼側熱傳係數

本研究採用之管側熱傳係數的計算關聯式如下：

(a) when $Re_t \leq 2100$

$$\text{Seider-Tate 關聯式： } Nu_t = 1.86 \left(\frac{Re_t Pr_t d_i}{L_t} \right)^{1/3} \quad (5.9)$$

$$f_t = \frac{16}{Re_t} \quad (5.10)$$

其中 d_i 為管內徑 (tube inside diameter)， L_t 為管長， f_t 為 Fanning 摩擦因子。

(b) when $2100 < Re_t \leq 10^4$

$$\text{Gnielinski 關聯式： } Nu_t = \frac{(f_t/2)(Re_t - 1000)Pr_t}{1 + 12.7(f_t/2)^{1/2}(Pr_t^{2/3} - 1)} \quad (5.11)$$

$$f_t = (1.58 \ln Re_t - 3.28)^{-2} \quad (5.12)$$

(c) when $10^4 < Re_t \leq 5 \times 10^6$

$$\text{Petukhov-Popov 關聯式： } Nu_t = \frac{(f_t/2)Re_t Pr_t}{C + 12.7(f_t/2)^{1/2}(Pr_t^{2/3} - 1)} \quad (5.13)$$

$$C = 1.07 + \left(\frac{900}{Re_t} \right) - \left(\frac{0.63}{1 + 10Pr_t} \right) \quad (5.14)$$

在求得 Nu_t 後，即可由下式計算出管側熱傳係數：

$$h_t = \frac{Nu_t k_t}{d_i} \quad (5.15)$$

而殼側熱傳係數則可依據第二章的 Bell-Delaware 方法求得。

【步驟 10】：計算總熱傳係數 $U_{o,cal}$

此步驟依據步驟 9 所得之管側熱傳係數與殼側熱傳係數，即可利用方程式(2.1)計算其總熱傳係數。

【步驟 11】：判斷計算之總熱傳係數與假設之總熱傳係數其相對誤差是否小於 10^{-3} ，若是則進行下一步驟，否則將以計算之總熱傳係數，重複步驟 6 到步驟 11 直至收斂為止。

【步驟 12】：計算管側壓力降與殼側壓力降

管側壓力降可由下式計算(KaKaç, and Liu, 2002)：

$$\Delta P_{t, total} = \Delta P_{t, t} + \Delta P_{t, r} = N_{tp} \left(4f_t \frac{L_t}{d_i} + 2.5 \right) \frac{G_t^2}{2\rho_t} \quad (5.16)$$

其中 $\Delta P_{t, t}$ 與 $\Delta P_{t, r}$ 為流體通過管群中造成的壓力損失與流體通過回轉處造成的壓力損失， ρ_t 為管側流體密度， G_t 、 $\Delta P_{t, t}$ 與 $\Delta P_{t, r}$ 計算如下所示：

$$G_t = \frac{\dot{m}_t}{A_t} \quad (5.17)$$

$$\Delta P_{t, t} = 4f_t \frac{L_t N_{tp}}{d_i} \frac{G_t^2}{2\rho_t} \quad (5.18)$$

$$\Delta P_{t, r} = 2.5 N_{tp} \frac{G_t^2}{2\rho_t} \quad (5.19)$$

其中 A_t 為管群流道面積，可由下式求得：

$$A_t = \frac{\pi d_i^2}{4} \frac{N_t}{N_{tp}} \quad (5.20)$$

此外殼側壓力降可根據第二章的 Bell-Delaware 方法求得。

【步驟 13】：計算交錯流動區域的流速與臨界流速

根據流體造成的震動之考量，此步驟依據 TEMA (2007)的方法來計算交錯流動區域的流速(crossflow velocity, V_c)，以及交錯流動區域的臨界流速(critical crossflow velocity, $V_{c,c}$)，計算公式將於附錄 C 中做詳細之介紹。

【步驟 14】：計算熱傳面積增加比例

根據文獻之歸納整理，殼管式熱交換器會因為積垢的影響，而導致其熱傳量的下降，因此若要維持原有之熱傳量，則殼管式熱交換器的熱傳面積必須適度的放大，而熱傳面積增加比例(percentage increase in heat transfer area, $A_{increase}$)可由下式計算：

$$A_{increase} = \frac{A_o - A_c}{A_c} = U_c R_f \quad (5.21)$$

其中 A_c 為乾淨之熱傳面積， U_c 為乾淨之總熱傳係數， R_f 為總積垢污阻， U_c 與 R_f 分別為：

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{U_o} - R_f} \quad (5.22)$$

$$R_f = \frac{1}{h_{s,f}} + \frac{d_o}{d_i h_{t,f}} \quad (5.23)$$

其中 $h_{t,f}$ 與 $h_{s,f}$ 分別為管側積垢係數與殼側積垢係數。

【步驟 15】：計算總年度成本

總年度成本一般可分為建造成本(capital cost, C_c)與操作成本(operating cost, C_o)，其定義如下：

$$TAC = C_c + C_o \quad (5.24)$$

本研究依據 Purohit (1983)的方法來計算建造成本，可參照附錄 D。而操作成本可由下式估算：

$$C_o = TP \cdot ec \cdot E_p \quad (5.25)$$

其中 TP 為年操作時數， ec 為每度電費， $E_{\Delta P}$ 為泵功率， E_p 可由下式計算求得：

$$E_p = \frac{\dot{m}_t \Delta P_{t, total}}{\eta \rho_t} + \frac{\dot{m}_s \Delta P_{s, total}}{\eta \rho_s} \quad (5.26)$$

其中 η 為泵效率，案例中使用之參數為： $TP = 8000$ (h/yr)， $ec = 0.1$ (\$/kW-h)與 $\eta = 0.85$ 。

【步驟 16】：判斷此設計結果是否符合設計者所設定之範圍，若符合則進行下一步驟，否則須將目標函數加上一懲罰函數再進行下一步驟。

本研究在此考量的限制式如下所示：

$$\text{管側壓力降限制式：} \Delta P_{t, total} \leq \Delta P_{t, max.}$$

$$\text{殼側壓力降限制式：} \Delta P_{s, total} \leq \Delta P_{s, max.}$$

$$\text{管側流速限制式：} 1.0 \text{ m/s} \leq V_t \leq 2.0 \text{ m/s}$$

$$\text{殼側流速限制式：} 0.3 \text{ m/s} \leq V_s \leq 1.0 \text{ m/s}$$

$$\text{流體造成的震動限制式：} V_c \leq V_{c, c}$$

$$\text{管長比限制式：} 5 \leq \frac{L_t}{D_{is}} \leq 10$$

在殼管式熱交換器的設計上，高壓降會造成高流速，低壓降會造

成低流速，而流速太低容易造成熱傳效率的下降與積垢的產生，反之流速太高，則容易造成管群過大的震動，以及殼壁或管壁的侵蝕，故若能限制壓力降與流速在一適宜範圍內，可更容易設計出最佳之殼管式熱交換器。

殼管式熱交換器殼側流場的流動相當複雜，其中交錯流動容易使得管群遭受震動損害，甚至在操作與安全性方面皆受到影響，目前文獻中對於殼管式熱交換器的震動考量著墨甚少，因此本研究乃依據 TEMA (2007)所制定的標準來規範吾人的設計。若交錯流動區域的流速小於等於其臨界流速，則此設計的震動在其安全範圍之內。

一般而言，管長與殼內徑的比值多在 5 到 10 之間，此乃避免過大的殼內徑其管長卻過短，過小的殼內徑其管長卻過長，以致於產生特殊形狀之殼管式熱交換器，圖 5-8 為一般殼管式熱交換器其管長與殼內徑關係圖，從圖中可知此設計範圍可由 3 到 15，不過基於最適設計之考量，本研究限制其範圍為 5 到 10 之間。

【步驟 17】：執行遺傳演算法操作，直至所設定之世代即停止，此時之結果，即為設計者所能接受之設計。

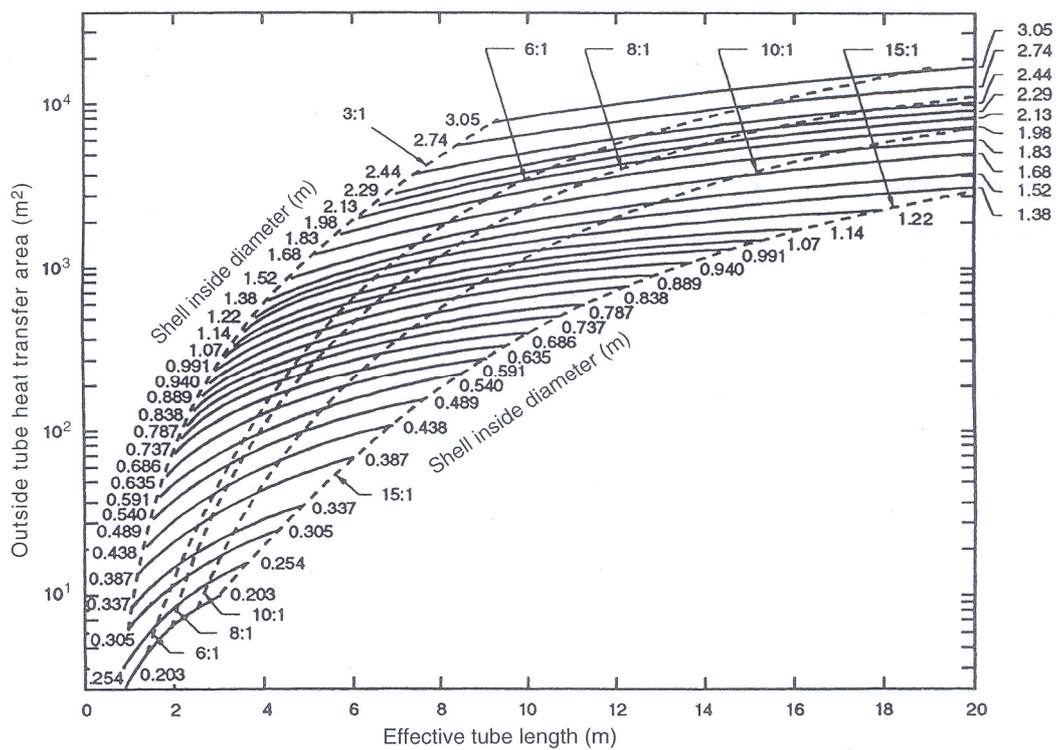


圖 5-8 一般殼管式熱交換器其管長與殼內徑關係圖(Shah and Sekulić, 2003)

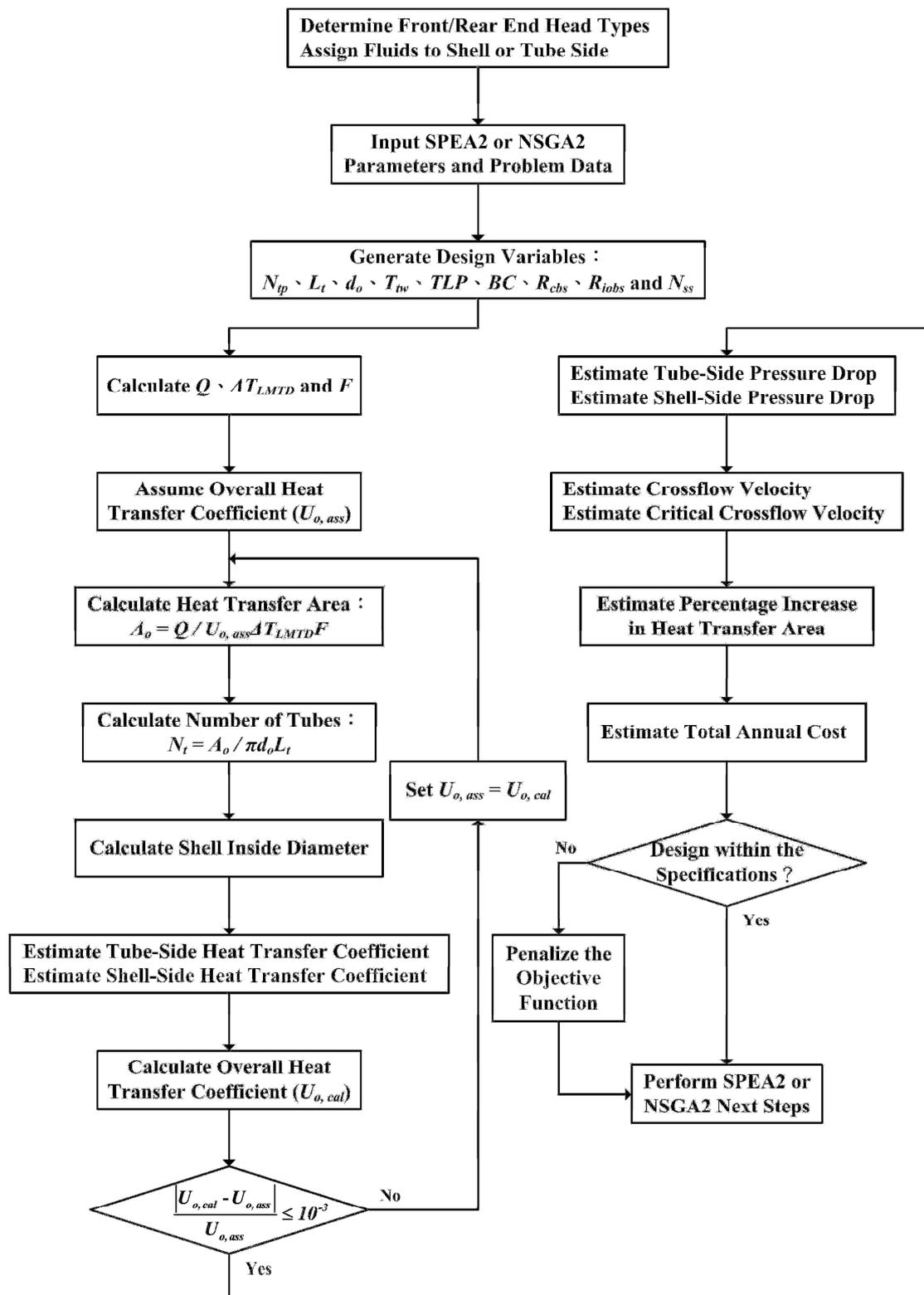


圖 5-9 本研究設計流程圖

5.3 殼管式熱交換器多目標最適化

本研究殼管式熱交換器的最適化目標函數為下列四種：

1. 總年度成本(total annual cost, TAC)

對於設計殼管式熱交換器來說，總年度成本是最重要之考量，不論其效率有多好，若總年度成本超過決策者之預算，則此殼管式熱交換器將不被接受，因此吾人將總年度成本設為本研究之目標函數。

2. 殼側壓力降(shell-side pressure drop, ΔP_s)

在殼側壓力降過大的情況下，會造成管群過大的震動與殼壁或管壁的侵蝕，且操作成本也會隨之增加，所以有較低的殼側壓力降是本研究追求的目標。

3. 管側壓力降(tube-side pressure drop, ΔP_t)

如同上述，在管側壓力降過大的情況下，也同樣會發生管群過大的震動、管壁的侵蝕與操作成本的增加，因此本研究也必需考量管側壓力降。

4. 熱傳面積增加比例(percentage increase in heat transfer area, $A_{increase}$)

如果殼管式熱交換器在積垢後的效能與溫差要保持不變，則必需將熱傳面積適度的放大，因此若熱傳面積增加比例越大，則代表此殼管式熱交換器的積垢程度也越大，如此其清潔週期必然很短，因此較低之熱傳面積增加比例是必須去考量的目標。

5.3.1 SPEA2 與 NSGA2 參數設定

本研究使用兩種遺傳演算法，分別為 SPEA2 與 NSGA2，根據吾人實際執行狀況，設定 SPEA2 的參數為： $N = 100$ ， $\bar{N} = 100$ ， $T = 300$ ， $Pool = \bar{N}/2$ ， $P_c = 0.85$ ， $P_m = 0.05$ ， $\eta_c = 10$ ， $\eta_m = 10$ ，而設定 NSGA2 的參數為： $N_p = 100$ ， $Gen = 300$ ， $Pool = N_p/2$ ， $P_c = 0.85$ ， $P_m = 0.05$ ， $\eta_c = 10$ ， $\eta_m = 10$ ，其演算過程可參照圖 4-2 與圖 4-3 之流程圖。

5.3.2 雙目標最適化

吾人對於前述之四種目標函數進行兩兩的雙目標最適化。總年度成本一般可分為建造成本與操作成本，建造成本主要考量為熱傳面積，操作成本主要考量為殼側與管側壓力降，而熱傳面積與壓力降為一權衡關係(trade-off)，因為較高的壓力降代表其有較佳的熱傳效率，在固定熱傳量的條件下，其會有較小的熱傳面積。一般來說，不含污垢之總熱傳係數越大則其受積垢的影響也越大，積垢程度越嚴重，則熱傳面積增加比例也要越大。根據上述之相對關係，在此考量的雙目標為：總年度成本與殼側壓力降最適化，總年度成本與管側壓力降最適化，總年度成本與熱傳面積增加比例最適化、殼側壓力降與熱傳面積增加比例最適化，及管側壓力降與熱傳面積增加比例最適化。

5.3.2.1 總年度成本與殼側壓力降最適化

在固定熱傳量的條件下，進行總年度成本與殼側壓力降之最適化，來得到 Pareto 最佳解，最適化數學模式可表示如下：

$$\begin{aligned} \text{目標函數} & \begin{cases} \text{Min. TAC} \\ \text{Min. } \Delta P_s \end{cases} \\ \text{s.t. :} & \begin{cases} \text{Thermal design equations} \\ \Delta P_t \leq \Delta P_{t, \max.}, \quad 1.0 \text{ m/s} \leq V_t \leq 2.0 \text{ m/s}, \quad V_c \leq V_{c, c} \\ \Delta P_s \leq \Delta P_{s, \max.}, \quad 0.3 \text{ m/s} \leq V_s \leq 1.0 \text{ m/s}, \quad 5 \leq L_t/D_{is} \leq 10 \end{cases} \end{aligned} \quad (5.27)$$

根據 SPEA2 之最適化結果，總年度成本的最大值為 33,552 (\$/yr)，最小值為 28,690 (\$/yr)，殼側壓力降的最大值為 7785 (Pa)，最小值為 1592 (Pa)。而 NSGA2 之最適化結果，總年度成本的最大值為 30,128 (\$/yr)，最小值為 28,690 (\$/yr)，殼側壓力降的最大值為 7785 (Pa)，最小值為 2315 (Pa)。由圖 5-10 與圖 5-11 皆可知，若要有較小的總年度成本，相對的就會產生較高的殼側壓力降，反之，若要有較小的殼側壓力降，則總年度成本就會上升。表 5-4 與表 5-5 分別為 SPEA2 與 NSGA2 之最適化結果。

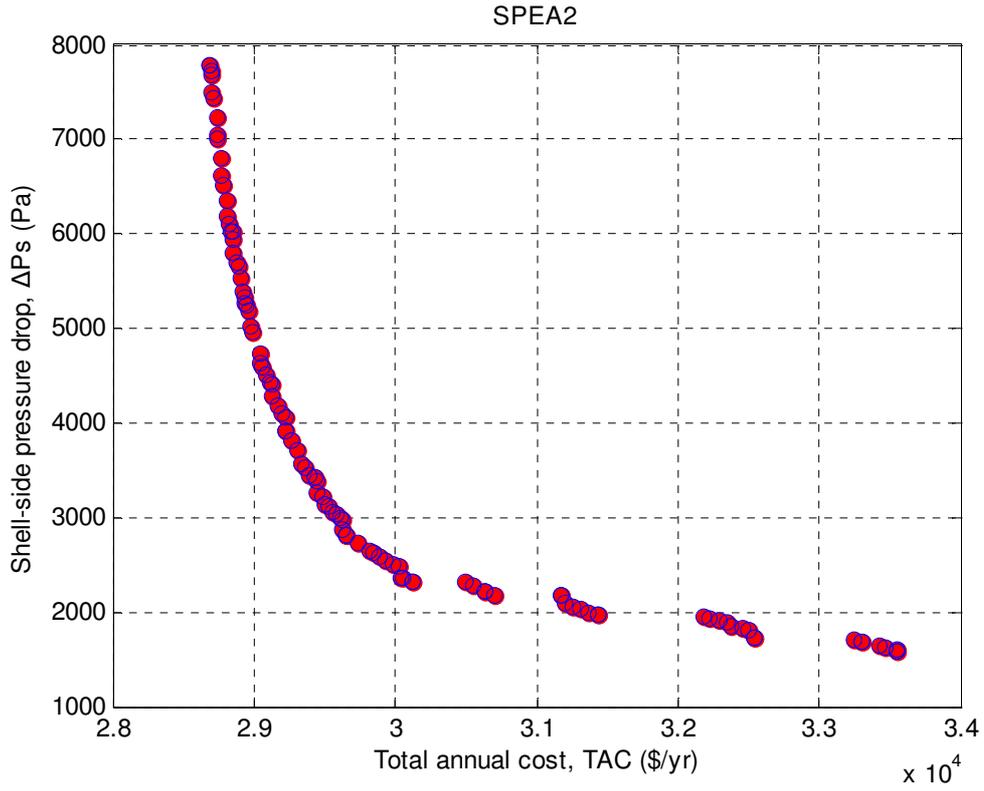


圖 5-10 總年度成本與殼側壓力降最適化之結果(SPEA2)

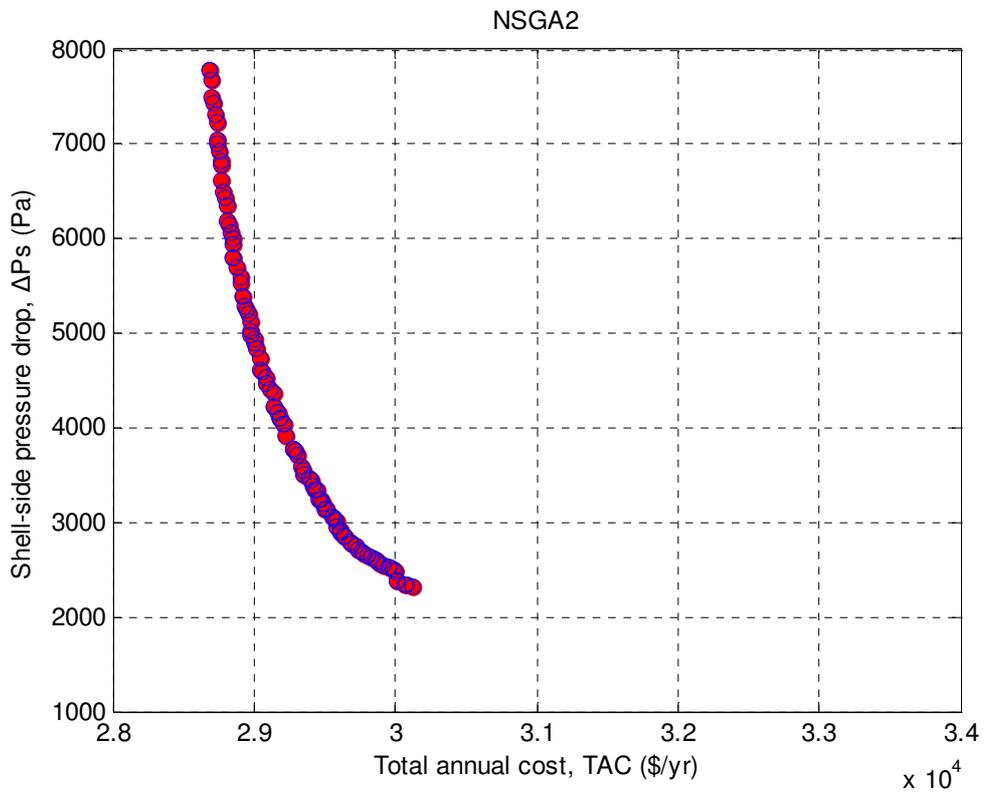


圖 5-11 總年度成本與殼側壓力降最適化之結果(NSGA2)

表 5-4 總年度成本與殼側壓力降最適化之結果(SPEA2)

SPEA2					
TAC^* (\$/yr)	Min.	28,690	ΔP_t (Pa)	Min.	21,916
	Max.	33,552		Max.	38,463
	Avg.	30,081		Avg.	32,714
ΔP_s^* (Pa)	Min.	1592	$A_{increase}$ (%)	Min.	15.1
	Max.	7785		Max.	22.1
	Avg.	3776		Avg.	19.8
N_{tp}	1	0	BC (%)	25	70
	2	0		30	5
	4	100		35	17
	6	0		40	8
	8	0		45	0
L_t (inch)	96	0	TLP	30°	100
	120	0		90°	0
	144	100	N_{ss}	0	0
	192	0		1	17
	240	0		2	83
R_{cbs}	Min.	0.20	d_o (inch)	0.75	100
	Max.	0.31		1.00	0
	Avg.	0.27	T_{wt} (inch)	0.065	100
R_{iobs}	Min.	1.00		0.083	0
	Max.	1.60		0.109	0
	Avg.	1.22			

* : Objective Function 1 = TAC , Objective Function 2 = ΔP_s

Basis : Population size = 100

表 5-5 總年度成本與殼側壓力降最適化之結果(NSGA2)

NSGA2					
TAC^* (\$/yr)	Min.	28,690	ΔP_t (Pa)	Min.	31,808
	Max.	30,128		Max.	38,463
	Avg.	29,270		Avg.	35,516
ΔP_s^* (pa)	Min.	2315	$A_{increase}$ (%)	Min.	19.4
	Max.	7785		Max.	22.1
	Avg.	4360		Avg.	21.0
N_{tp}	1	0	BC (%)	25	100
	2	0		30	0
	4	100		35	0
	6	0		40	0
	8	0		45	0
L_t (inch)	96	0	TLP	30°	100
	120	0		90°	0
	144	100	N_{ss}	0	0
	192	0		1	0
	240	0		2	100
R_{cbs}	Min.	0.20	d_o (inch)	0.75	100
	Max.	0.31		1.00	0
	Avg.	0.27	T_{wt} (inch)	0.065	100
R_{iobs}	Min.	1.00		0.083	0
	Max.	1.60		0.109	0
	Avg.	1.11			

* : Objective Function 1 = TAC , Objective Function 2 = ΔP_s

Basis : Population size = 100

5.3.2.2 總年度成本與管側壓力降最適化

在固定熱傳量的條件下，進行總年度成本與管側壓力降之最適化，來得到 Pareto 最佳解，最適化數學模式可表示如下：

$$\begin{aligned} & \text{目標函數} \begin{cases} \text{Min. TAC} \\ \text{Min. } \Delta P_t \end{cases} \\ \text{s.t. : } & \begin{cases} \text{Thermal design equations} \\ \Delta P_t \leq \Delta P_{t, \max.}, \quad 1.0 \text{ m/s} \leq V_t \leq 2.0 \text{ m/s}, \quad V_c \leq V_{c, c} \\ \Delta P_s \leq \Delta P_{s, \max.}, \quad 0.3 \text{ m/s} \leq V_s \leq 1.0 \text{ m/s}, \quad 5 \leq L_t/D_{is} \leq 10 \end{cases} \end{aligned} \quad (5.28)$$

根據 SPEA2 之最適化結果，總年度成本的最大值為 33,766 (\$/yr)，最小值為 28,811 (\$/yr)，管側壓力降的最大值為 37,663 (Pa)，最小值為 21,425 (Pa)。而 NSGA2 之最適化結果，總年度成本的最大值為 34,345 (\$/yr)，最小值為 28,690 (\$/yr)，管側壓力降的最大值為 38,463 (Pa)，最小值為 20,272 (Pa)。由圖 5-12 與圖 5-13 皆可知，若要有較小的總年度成本，相對的就會產生較高的管側壓力降，反之，若要有較小的管側壓力降，則總年度成本就會上升。表 5-6 與表 5-7 分別為 SPEA2 與 NSGA2 之最適化結果。

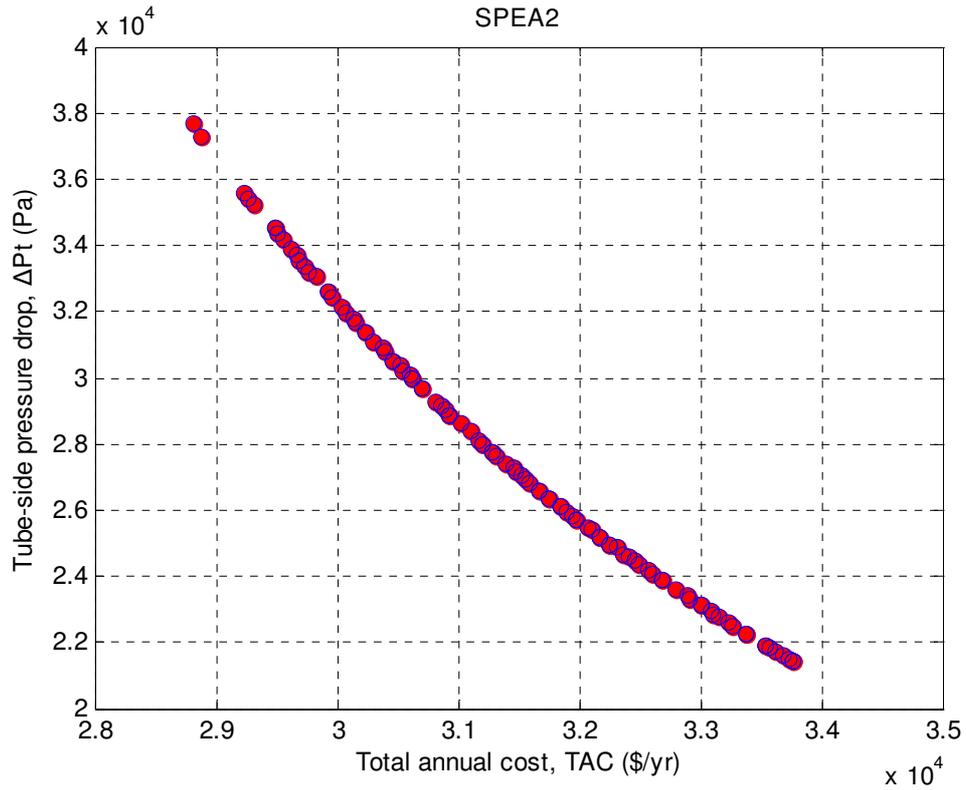


圖 5-12 總年度成本與管側壓力降最適化之結果(SPEA2)

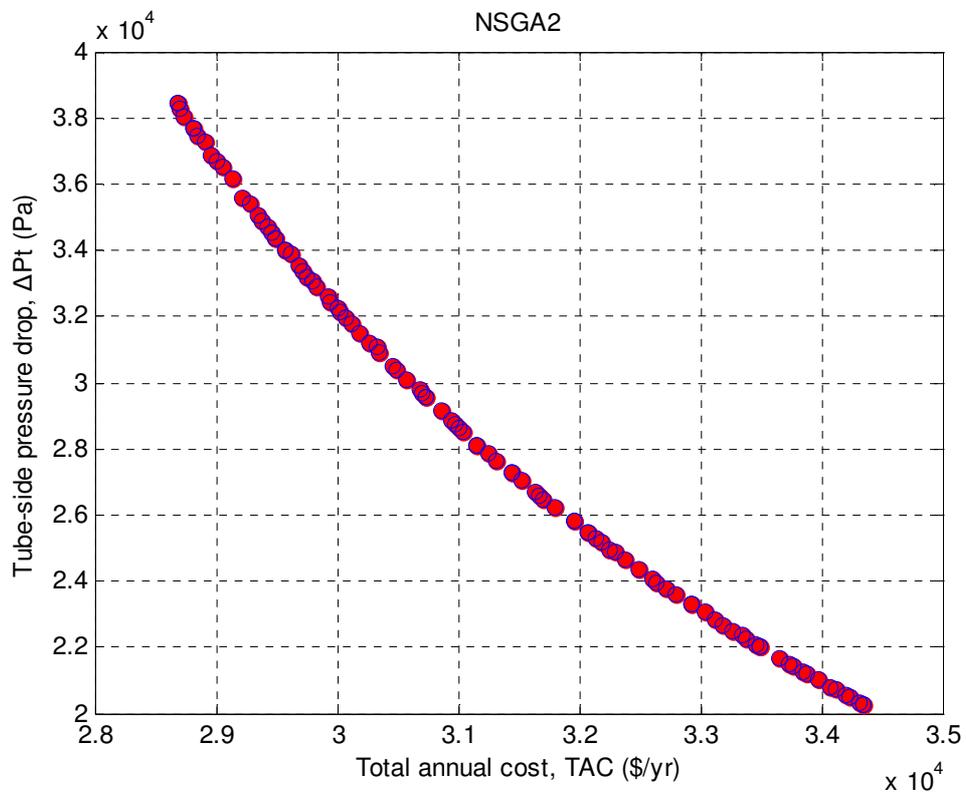


圖 5-13 總年度成本與管側壓力降最適化之結果(NSGA2)

表 5-6 總年度成本與管側壓力降最適化之結果(SPEA2)

SPEA2					
TAC^* (\$/yr)	Min.	28,811	ΔP_s (Pa)	Min.	1739
	Max.	33,766		Max.	6364
	Avg.	31,423		Avg.	3147
ΔP_t^* (Pa)	Min.	21,425	$A_{increase}$ (%)	Min.	14.9
	Max.	37,663		Max.	21.8
	Avg.	27,826		Avg.	17.7
N_{tp}	1	0	BC (%)	25	19
	2	0		30	23
	4	100		35	31
	6	0		40	9
	8	0		45	18
L_t (inch)	96	0	TLP	30°	100
	120	0		90°	0
	144	100	N_{ss}	0	0
	192	0		1	95
	240	0		2	5
R_{cbs}	Min.	0.20	d_o (inch)	0.75	100
	Max.	0.29		1.00	0
	Avg.	0.24	T_{wt} (inch)	0.065	100
R_{iobs}	Min.	1.00		0.083	0
	Max.	1.60		0.109	0
	Avg.	1.18			

* : Objective Function 1 = TAC , Objective Function 2 = ΔP_t

Basis : Population size = 100

表 5-7 總年度成本與管側壓力降最適化之結果(NSGA2)

NSGA2					
TAC^* (\$/yr)	Min.	28,690	ΔP_s (Pa)	Min.	1397
	Max.	34,345		Max.	7785
	Avg.	31,302		Avg.	3014
ΔP_t^* (Pa)	Min.	20,272	$A_{increase}$ (%)	Min.	14.4
	Max.	38,463		Max.	22.1
	Avg.	28,554		Avg.	18.0
N_{tp}	1	0	BC (%)	25	30
	2	0		30	10
	4	100		35	12
	6	0		40	9
	8	0		45	39
L_t (inch)	96	0	TLP	30	100
	120	0		90	0
	144	100	N_{ss}	0	0
	192	0		1	25
	240	0		2	75
R_{cbs}	Min.	0.20	d_o (inch)	0.75	100
	Max.	0.30		1.00	0
	Avg.	0.25	T_{wt} (inch)	0.065	100
R_{iobs}	Min.	1.00		0.083	0
	Max.	1.60		0.109	0
	Avg.	1.47			

* : Objective Function 1 = TAC , Objective Function 2 = ΔP_t

Basis : Population size = 100

5.3.2.3 總年度成本與熱傳面積增加比例最適化

在固定熱傳量的條件下，進行總年度成本與熱傳面積增加比例之最適化，來得到 Pareto 最佳解，最適化數學模式可表示如下：

$$\begin{aligned} \text{目標函數} & \begin{cases} \text{Min. TAC} \\ \text{Min. } A_{\text{increase}} \end{cases} \\ \text{s.t. :} & \begin{cases} \text{Thermal design equations} \\ \Delta P_t \leq \Delta P_{t, \text{max.}}, \quad 1.0 \text{ m/s} \leq V_t \leq 2.0 \text{ m/s}, \quad V_c \leq V_{c, c} \\ \Delta P_s \leq \Delta P_{s, \text{max.}}, \quad 0.3 \text{ m/s} \leq V_s \leq 1.0 \text{ m/s}, \quad 5 \leq L_t/D_{is} \leq 10 \end{cases} \end{aligned} \quad (5.29)$$

根據 SPEA2 之最適化結果，總年度成本的最大值為 37,004 (\$/yr)，最小值為 31,217 (\$/yr)，熱傳面積增加比例的最大值為 20.0 (%)，最小值為 13.7 (%)。而 NSGA2 之最適化結果，總年度成本的最大值為 33,746 (\$/yr)，最小值為 28,690 (\$/yr)，熱傳面積增加比例的最大值為 22.1 (%)，最小值為 15.0 (%)。由圖 5-14 與圖 5-15 皆可知，若要有較小的總年度成本，相對的就需要較高的熱傳面積增加比例，反之，若要有較低的熱傳面積增加比例，則總年度成本就會上升。表 5-8 與表 5-9 分別為 SPEA2 與 NSGA2 之最適化結果。

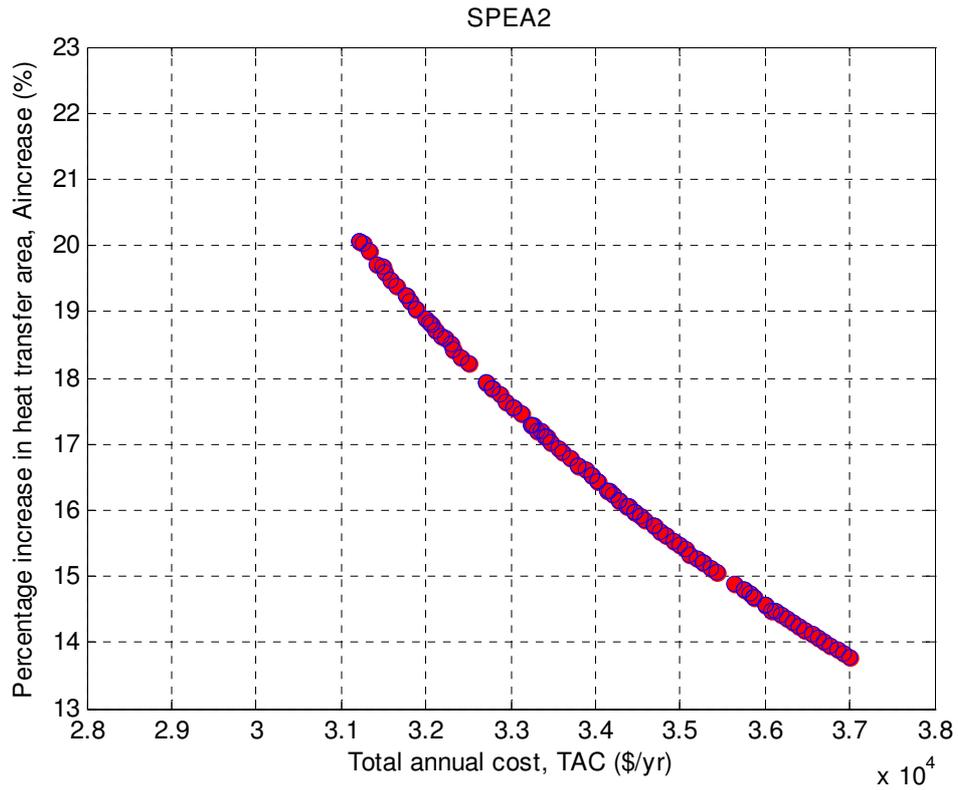


圖 5-14 總年度成本與熱傳面積增加比例最適化之結果(SPEA2)

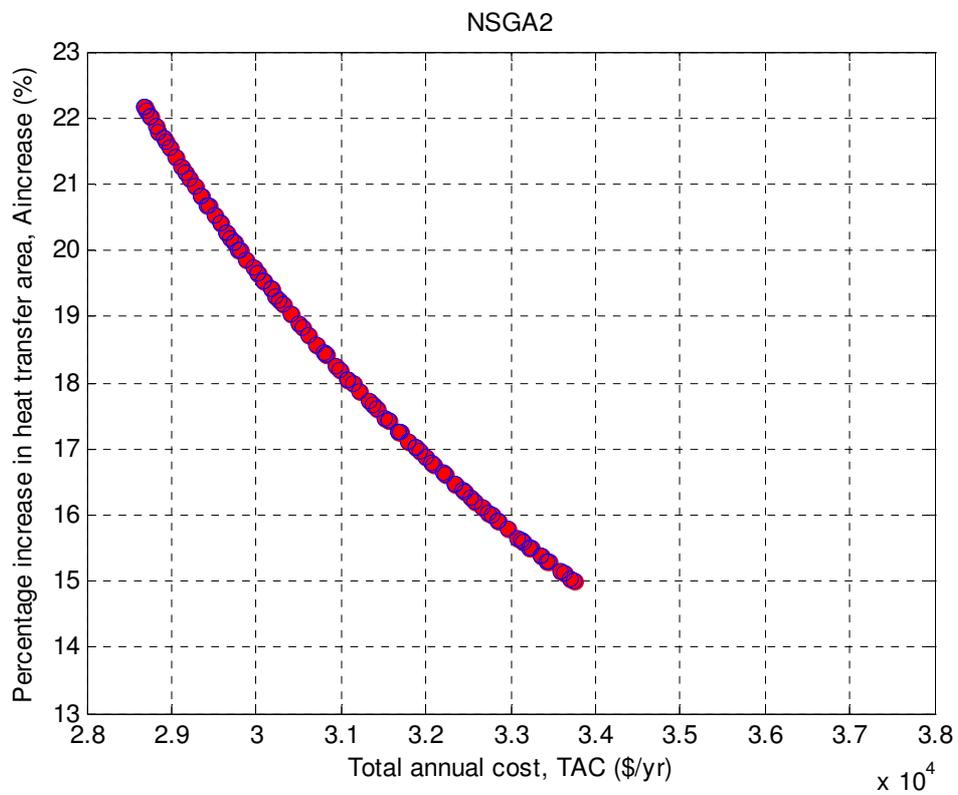


圖 5-15 總年度成本與熱傳面積增加比例最適化之結果(NSGA2)

表 5-8 總年度成本與熱傳面積增加比例最適化之結果(SPEA2)

SPEA2					
TAC^* (\$/yr)	Min.	31,217	ΔP_s (Pa)	Min.	1423
	Max.	37,004		Max.	6411
	Avg.	34,005		Avg.	2934
$A_{increase}^*$ (%)	Min.	13.7	ΔP_t (Pa)	Min.	17,081
	Max.	20.0		Max.	30,163
	Avg.	16.6		Avg.	22,905
N_{tp}	1	0	BC (%)	25	29
	2	0		30	17
	4	100		35	19
	6	0		40	13
	8	0		45	22
L_t (inch)	96	0	TLP	30°	100
	120	0		90°	0
	144	0	N_{ss}	0	0
	192	100		1	75
	240	0		2	25
R_{cbs}	Min.	0.20	d_o (inch)	0.75	0
	Max.	0.28		1.00	100
	Avg.	0.23	T_{wt} (inch)	0.065	0
R_{iobs}	Min.	1.00		0.083	100
	Max.	1.60		0.109	0
	Avg.	1.19			

* : Objective Function 1 = TAC , Objective Function 2 = $A_{increase}$

Basis : Population size = 100

表 5-9 總年度成本與熱傳面積增加比例最適化之結果(NSGA2)

NSGA2					
TAC^* (\$/yr)	Min.	28,690	ΔP_s (Pa)	Min.	1751
	Max.	33,746		Max.	7785
	Avg.	31,059		Avg.	3324
$A_{increase}^*$ (%)	Min.	15.0	ΔP_t (Pa)	Min.	21,506
	Max.	22.1		Max.	38,463
	Avg.	18.3		Avg.	29,194
N_{tp}	1	0	BC (%)	25	31
	2	0		30	6
	4	100		35	19
	6	0		40	19
	8	0		45	25
L_t (inch)	96	0	TLP	30°	100
	120	0		90°	0
	144	100	N_{ss}	0	0
	192	0		1	49
	240	0		2	51
R_{cbs}	Min.	0.20	d_o (inch)	0.75	100
	Max.	0.31		1.00	0
	Avg.	0.25	T_{wt} (inch)	0.065	100
R_{iobs}	Min.	1.00		0.083	0
	Max.	1.38		0.109	0
	Avg.	1.13			

* : Objective Function 1 = TAC , Objective Function 2 = $A_{increase}$

Basis : Population size = 100

5.3.2.4 殼側壓力降與熱傳面積增加比例最適化

在固定熱傳量的條件下，進行殼側壓力降與熱傳面積增加比例之最適化，來得到 Pareto 最佳解，最適化數學模式可表示如下：

$$\begin{aligned} & \text{目標函數} \begin{cases} \text{Min. } \Delta P_s \\ \text{Min. } A_{increase} \end{cases} \\ \text{s.t. : } & \begin{cases} \text{Thermal design equations} \\ \Delta P_t \leq \Delta P_{t, \max.}, \quad 1.0 \text{ m/s} \leq V_t \leq 2.0 \text{ m/s}, \quad V_c \leq V_{c, c} \\ \Delta P_s \leq \Delta P_{s, \max.}, \quad 0.3 \text{ m/s} \leq V_s \leq 1.0 \text{ m/s}, \quad 5 \leq L_t/D_{is} \leq 10 \end{cases} \end{aligned} \quad (5.30)$$

由圖 5-16 與圖 5-17 可知得到的是絕對最佳解，而非一組 Pareto 最佳解，即殼側壓力降與熱傳面積增加比例會同步優化，同時得到最小的殼側壓力降與最小的熱傳面積增加比例。根據 SPEA2 之最適化結果，殼側壓力降為 1424 (Pa)，熱傳面積增加比例為 13.7 (%)。而 NSGA2 之最適化結果，殼側壓力降為 1213 (Pa)，熱傳面積增加比例為 14.9 (%)。

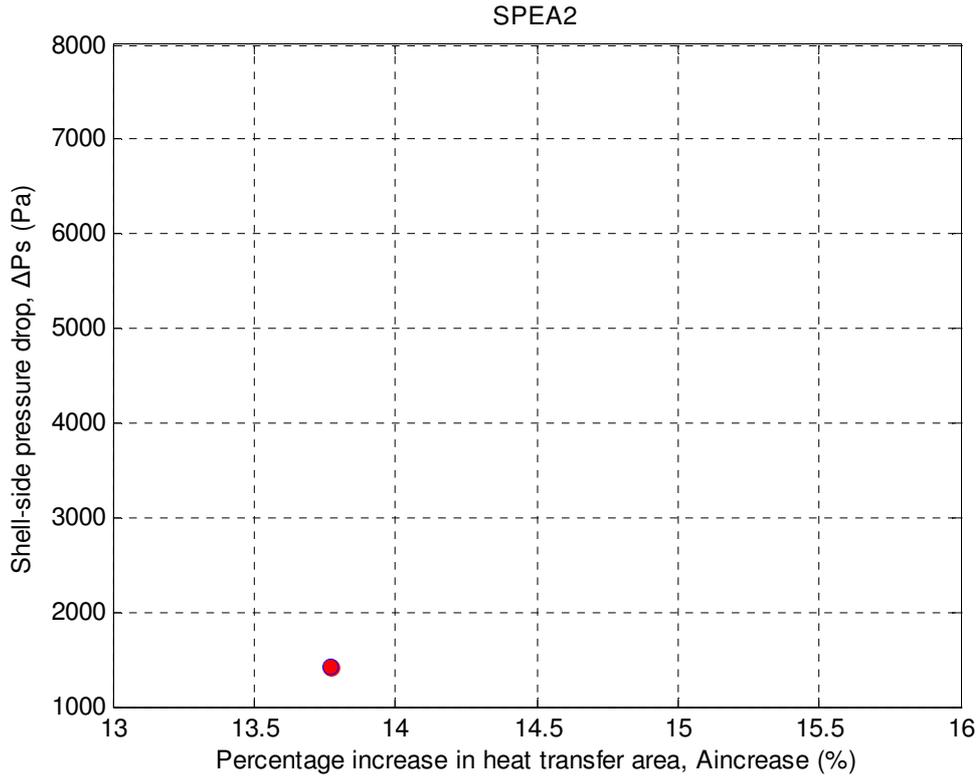


圖 5-16 殼側壓力降與熱傳面積增加比例最適化之結果(SPEA2)

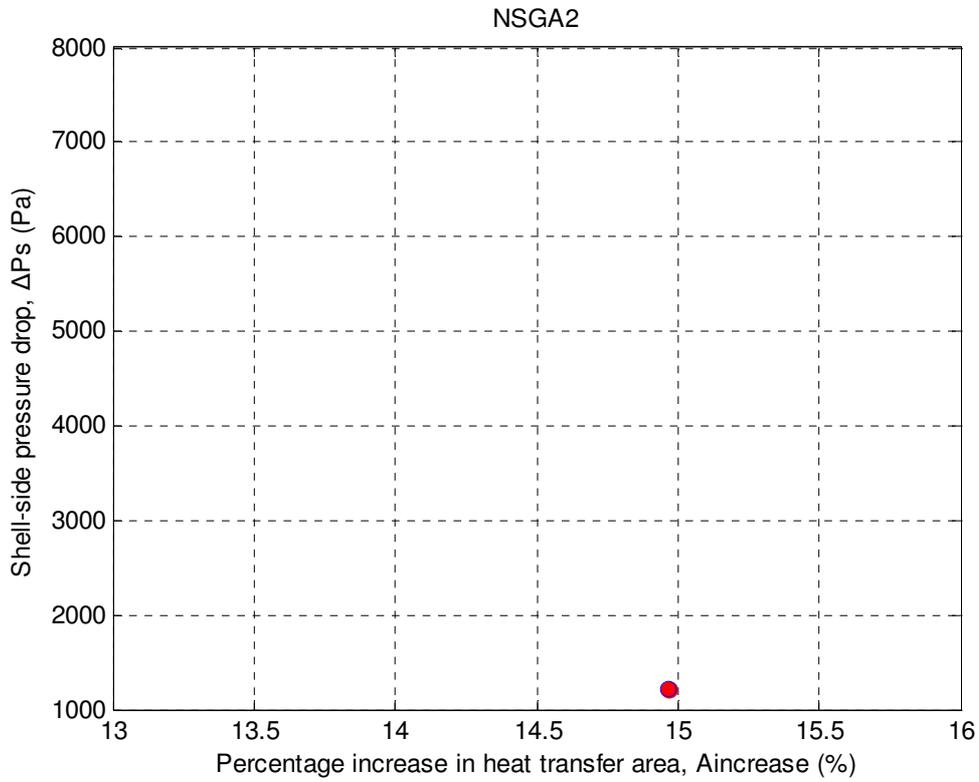


圖 5-17 殼側壓力降與熱傳面積增加比例最適化之結果(NSGA2)

5.3.2.5 管側壓力降與熱傳面積增加比例最適化

在固定熱傳量的條件下，進行管側壓力降與熱傳面積增加比例之最適化，來得到 Pareto 最佳解，最適化數學模式可表示如下：

$$\begin{aligned} & \text{目標函數} \begin{cases} \text{Min. } \Delta P_t \\ \text{Min. } A_{increase} \end{cases} \\ \text{s.t. : } & \begin{cases} \text{Thermal design equations} \\ \Delta P_t \leq \Delta P_{t, \max.}, \quad 1.0 \text{ m/s} \leq V_t \leq 2.0 \text{ m/s}, \quad V_c \leq V_{c,c} \\ \Delta P_s \leq \Delta P_{s, \max.}, \quad 0.3 \text{ m/s} \leq V_s \leq 1.0 \text{ m/s}, \quad 5 \leq L_t/D_{is} \leq 10 \end{cases} \end{aligned} \quad (5.31)$$

由圖 5-18 與圖 5-19 可知得到的是絕對最佳解，而非一組 Pareto 最佳解，即管側壓力降與熱傳面積增加比例會同步優化，同時得到最小的管側壓力降與最小的熱傳面積增加比例。根據 SPEA2 之最適化結果，管側壓力降為 15,677 (Pa)，熱傳面積增加比例為 13.0 (%)。而 NSGA2 之最適化結果，管側壓力降為 15,677 (Pa)，熱傳面積增加比例為 13.0 (%)。

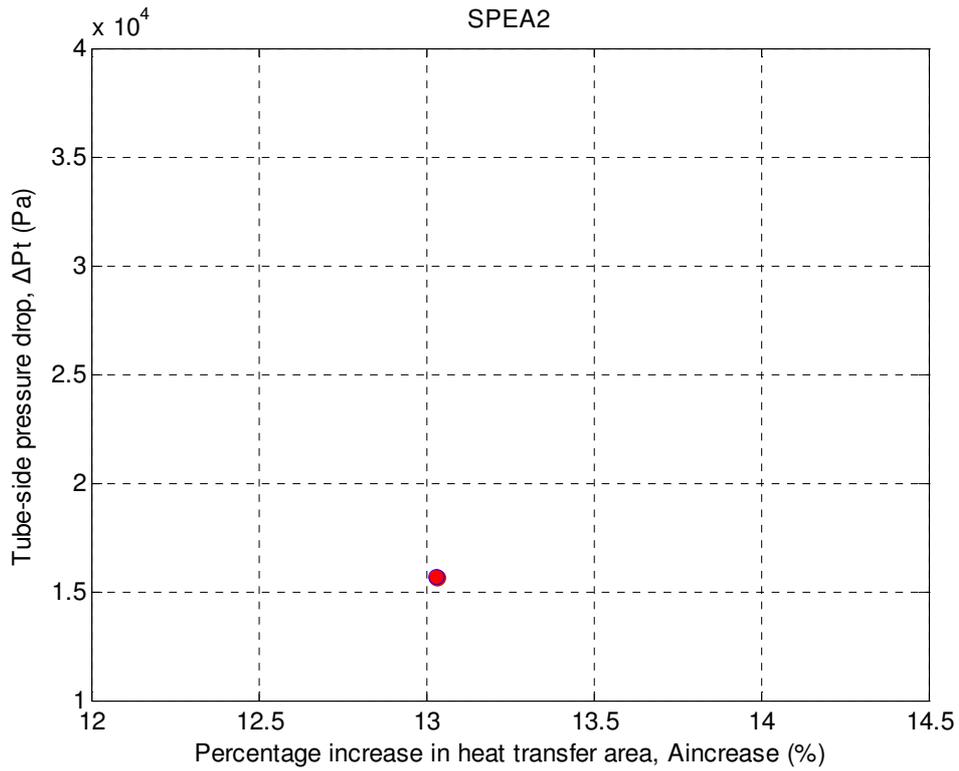


圖 5-18 管側壓力降與熱傳面積增加比例最適化之結果(SPEA2)

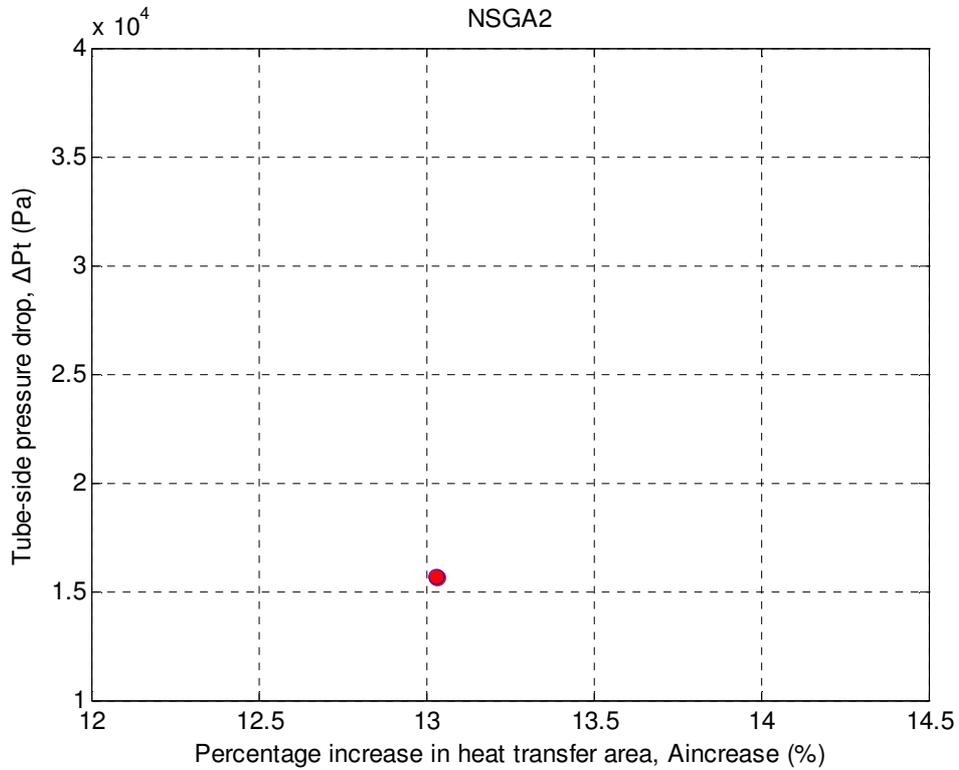


圖 5-19 管側壓力降與熱傳面積增加比例最適化之結果(NSGA2)

5.4 結果討論

在本章中，吾人對於殼管式熱交換器進行雙目標的設計最適化，以下將針對不同目標最適化之結果作一討論。

1. 文獻中一般皆考量殼側與管側壓力降在可允許的最大壓力降之情況下，進行單目標規劃總年度成本之最小化，其結果即為本研究雙目標規劃 Pareto 解鋒面邊界之解，如圖 5-20 所示。

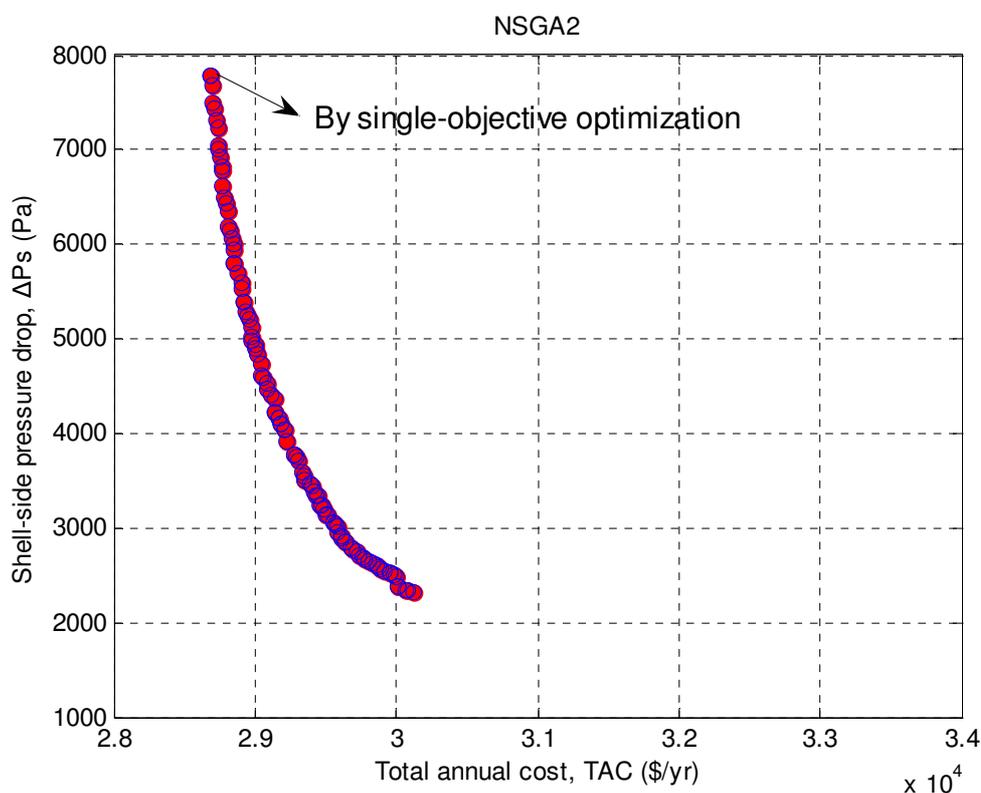


圖 5-20 Pareto 解鋒面邊界之解

而由圖 5-10、圖 5-11、圖 5-12 與圖 5-13 可知除了此解，Pareto 解鋒面上尚有許多解可供決策者選擇，不同於一般決策者僅選擇

解 Pareto 鋒面邊界之解，而吾人若依據圖 5-16、圖 5-17、圖 5-18 與圖 5-19，可知殼側壓力降與管側壓力降皆正比於熱傳面積增加比例，所以若決策者選擇 Pareto 解鋒面邊界之解，勢必面臨積垢之問題，而必須增加其清洗頻率。

2. 總年度成本一般可分為建造成本與操作成本，建造成本主要考量為熱傳面積，操作成本主要考量為殼側與管側壓力降，而建造成本佔總年度成本的比例，一般來說會高於操作成本所佔之比例，且熱傳面積與壓力降為一權衡關係(trade-off)，因為較高的壓力降代表其有較佳的熱傳效率，在固定熱傳量的條件下，其會有較小的熱傳面積，綜合上述可預期總年度成本隨殼側與管側壓力降增加而減少，而圖 5-10、圖 5-11、圖 5-12 與圖 5-13 之結果即符合此預測。
3. 根據圖 5-14 與圖 5-15 可知總年度成本與熱傳面積增加比例為一負相關的關係，因為總年度成本主要的考量為熱傳面積，當不含污阻之總熱傳係數越大，即代表不考量污阻之熱傳面積越小，但其受積垢的影響也會越大，積垢程度越嚴重，則增加熱傳面積之比例亦隨之增加。
4. 本章使用兩種遺傳演算法，分別為 SPEA2 與 NSGA2，在實際執行上可發現 NSGA2 的收斂性較佳，而執行效率則以 SPEA2 較

快，本研究在此案例使用含 Intel Core™ 2 Duo T7250 2.00GHz 處理器之 P.C.，在執行上 SPEA2 平均耗費 CPU 1.87 分鐘，而 NSGA2 平均耗費 CPU 2.34 分鐘。

第六章 案例 2 — 含不確定性之殼管式熱交換器多目標最適設計

6.1 案例介紹

多年前，由於對空氣污染的要求，禁止在汽油中添加四乙基鉛，於是對於不含鉛的辛烷值增進劑需求大增，其中尤以甲基第三丁基醚 (methyl tertiary-butyl ether, MTBE) 為主。MTBE 為含有氧的醚類，除了能增加辛烷值之外，目前認為在汽油中含有氧，可使汽油燃燒更完全而達到減少空氣污染之目的。MTBE 是異丁烯和甲醇以離子交換樹脂為催化劑反應後所得之產品，其反應式如下：



MTBE 是近年來產量增加最快的化學品，因此其反應物異丁烯的需求量大增，甚至超過流動床觸媒裂解 (fluidized catalytic cracking, FCC) 所能供應的量，故而 C₄ 間的轉換為目前工業上之重要製程，其轉換途徑如圖 6-1 所示。

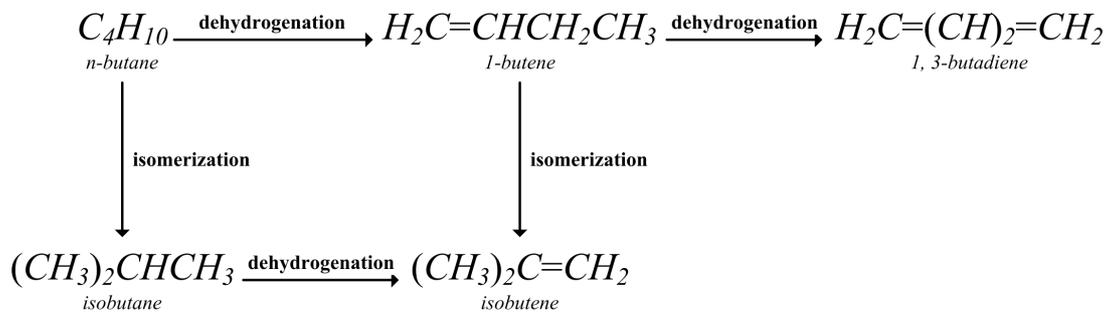


圖 6-1 C₄ 間轉換途徑示意圖

上圖中正丁烷異構化為異丁烷的製程，其中之進料/反應流出物流熱交換器(feed-effluent heat exchanger, FEHE)即為本研究所探討之案例，其製程流程圖可參見圖 6-2 表示之，以下將詳述此製程。

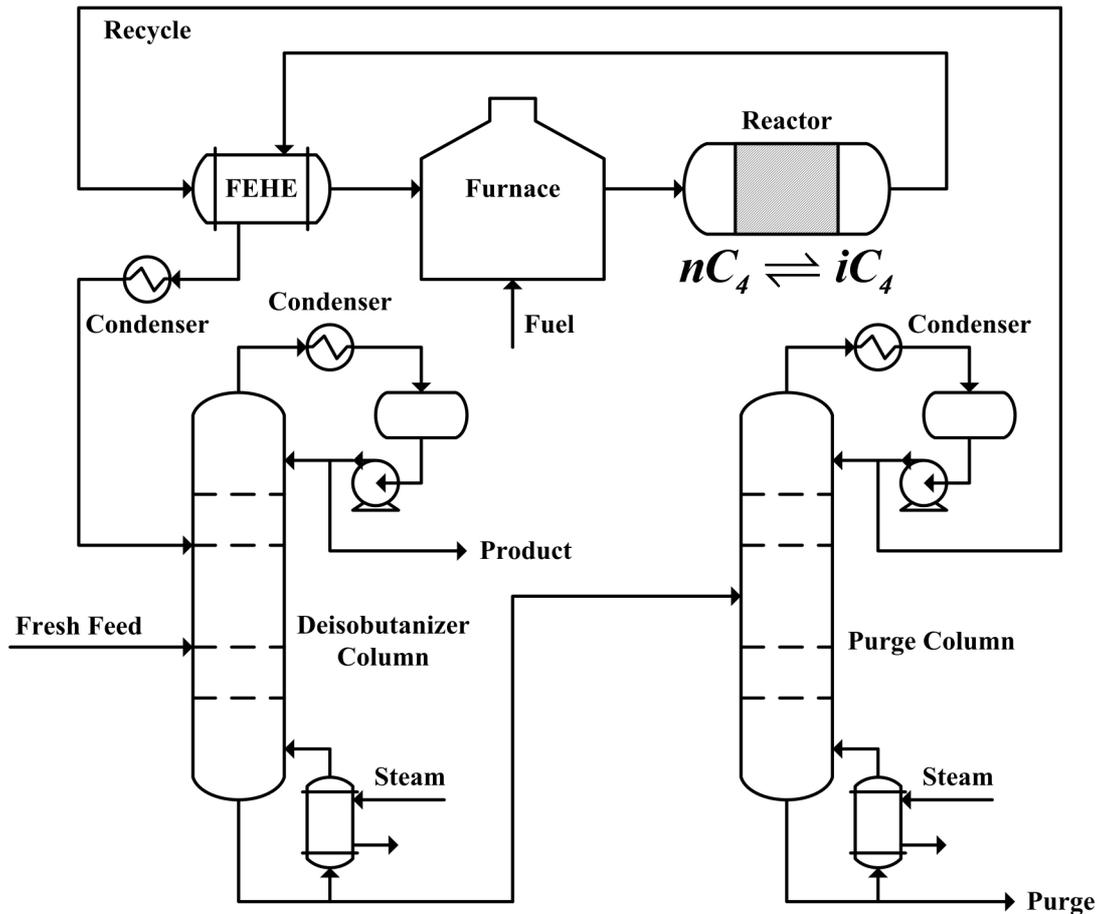


圖 6-2 正丁烷異構化製程流程圖(Luyben et al., 1999)

製程中的進料為丙烷、正丁烷、異丁烷與異戊烷所組成的混合流體，在進入去異丁烷塔(deisobutanizer column, DIB column)之後，包含丙烷與異丁烷等輕成分會從塔頂分離，重成分的正丁烷與異戊烷則為塔底產物，但因為正丁烷與異丁烷的相對揮發度非常接近 1，所以

DIB column 必需有較多的板數與較高的回流比來增加其分離效能，其塔頂即為此製程之目標產物異丁烷，塔底之流體則進入排空塔 (purge column) 將不純物異戊烷由塔底排出，塔頂的流體則進入 FEHE 單元，將從排空塔塔頂流出的低溫回收物流與從柱塞流反應器 (plug-flow reactor) 流出的高溫反應產物作有效之熱能回收，以減低下一單元加熱爐 (furnace) 之燃料花費，反應物流在進入加熱爐之後由液相變化為氣相，再進入反應器進行正丁烷異構化為異丁烷的氣相反應，反應流出物流回流至 FEHE 進行前述之熱能回收後，再經由冷凝器 (condenser) 冷凝為液體再回到 DIB column 分離出目標產物異丁烷。本研究將此製程中之 FEHE 採用殼管式熱交換器，並探討其含不確定性之多目標最適化設計問題。

6.2 含不確定性之殼管式熱交換器設計流程

根據 Luyben et al. (1999) 的異構化製程 (isomerization process)，其 FEHE 系統為工業上常見之設計，因此如何使其在較低的投資成本下有良好的熱能回收與較少的清洗頻率為重要之目標。本研究為確定此案例能使用 Bell-Delaware 方法去設計，以下將利用 ChemCAD 模擬此案例。

6.2.1 系統分析

模擬 FEHE 系統

根據 Bell-Delaware 方法的設計限制上，其只適用於單相(single phase)之工作流體，因此必需先利用 ChemCAD 模擬確認工作流體於設定之目標出口溫度下，不會在殼管式熱交換器中發生相變化，FEHE 系統之設計條件與示意圖分別於表 6-1 與圖 6-3 中。

表 6-1 FEHE 系統設計條件(Luyben et al., 1999)

	FEHE inlet	Reactor outlet
Flow rate (lbmole/h)	870	870
Mole fraction C_3	0	0
Mole fraction iC_4	0.17	0.59
Mole fraction nC_4	0.82	0.40
Mole fraction iC_5	0.01	0.01
Temperature ($^{\circ}F$)	120	420
Pressure (psia)	685	650

Hot fluid outlet temperature : $T_{Target} = 295^{\circ}F$
 Conversion : $X = 0.512$

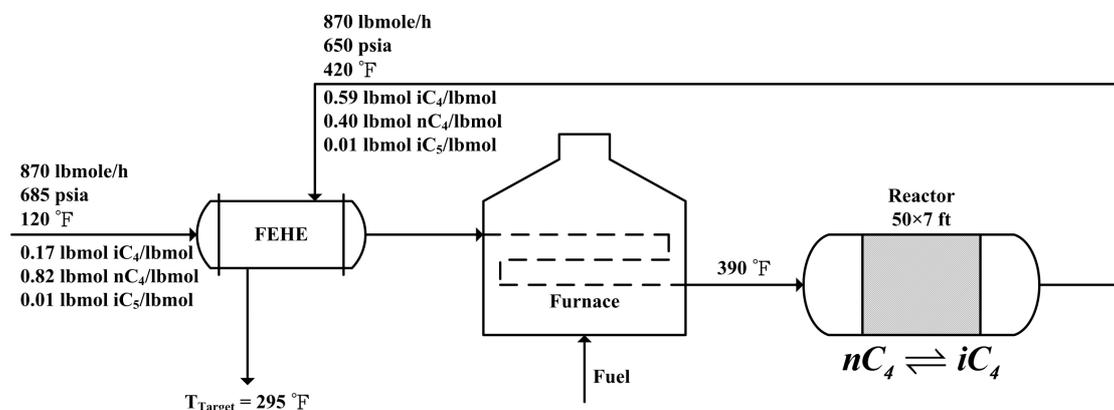


圖 6-3 FEHE 系統示意圖

在 ChemCAD 模擬中，因為此系統工作流體的成分均為碳氫化合物，所以根據 Carlson (1996)的規則，選擇 Peng-Robinson 為此系統之熱力學模式，而在 FEHE 系統中，其冷流(cold fluid)為從排空塔塔頂流出的低溫流體，熱流(hot fluid)為從柱塞流反應器流出的高溫流體，模擬之結果如表 6-2 所示。

表 6-2 FEHE 系統模擬結果

	Cold fluid inlet	Cold fluid outlet	Hot fluid inlet	Hot fluid outlet
Flow rate (lbmole/h)	870.0000	870.0000	870.0000	870.0000
Temperature (°F)	120.0000	292.1493	422.0840	295.0000
Pressure (psia)	685.0000	675.0000	650.0000	640.0000
Vapor mole fraction	0.0000	0.0000	1.0000	1.0000
Density (lb/ft ³)	33.6429	19.6725	5.5854	18.3667
— Vapor only —				
Heat Capacity (Btu/lbmole-°F)			41.5077	86.3082
Viscosity (cp)			0.0152	0.0319
Thermal conductivity (Btu/h-ft-°F)			0.0266	0.0318
— Liquid only —				
Heat Capacity (Btu/lbmole-°F)	35.4899	61.5210		
Viscosity (cp)	0.1404	0.0448		
Thermal conductivity (Btu/h-ft-°F)	0.0538	0.0294		
Component mole fractions				
Propane	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
Isobutane	0.170000	0.170000	0.590002	0.590002
N-butane	0.820000	0.820000	0.399998	0.399998
Isopentane	0.010000	0.010000	0.010000	0.010000

從表 6-2 可知冷流在進口端之溫度 120 °F 與壓力 685 psia 的狀態下為液體，且其在殼管式熱交換器中不會發生相變化，而熱流在進口端之溫度 422.084 °F 與壓力 650 psia 的狀態下為氣體，同樣其在殼管式熱交換器中也不會發生相變化，此結果符合前述之設計限制，只適用於單相之工作流體，因此確定此案例能使用 Bell-Delaware 方法來設計。

敏感度分析

在 FEHE 系統中，工作流體進入 PFR 進行正丁烷異構化為異丁烷的氣相反應，此氣相反應必需加入觸媒以提高反應速率，觸媒活性 (catalyst activity) 常會隨時間增加而逐漸衰退 (Fogler, 2006)，如圖 6-4 所示，觸媒活性可定義為觸媒使用時間 t 的觸媒反應速率與時間 $t=0$ 的新鮮觸媒反應速率之比值，可以下式表示：

$$a(t) = \frac{-r'_A(t)}{-r'_A(t=0)} \quad (6.2)$$

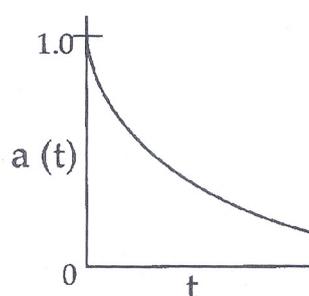


圖 6-4 觸媒活性與時間關係圖 (Fogler, 2006)

一般來說，導致觸媒失活(catalyst deactivation)的情況有以下三種：老化(aging)，毒化(poisoning)與結焦(coking)，其皆會減少觸媒之活性點(active site)進而影響反應之轉化率(conversion)。本研究根據上述之考量，設定轉化率為 $0.512 \pm 5\%$ ，之後利用漢姆斯里序列抽樣法在此區間內抽樣 100 點，並將其由均一分布轉換為高斯分布。此數據經由敏感度分析(sensitivity analysis)可得各轉化率下對應之反應器出口流體溫度與熱容，而此溫度與熱容即可視為 FEHE 系統熱流的不確定性，敏感度分析之結果見於附錄 E 中。

6.2.2 設計流程

在文獻中以往設計殼管式熱交換器時，往往忽略不確定性對於設計之影響，因此本研究根據敏感度分析之結果，考量熱流進口端的溫度與熱容之不確定性，並在熱流出口溫度達到設計之目標溫度的條件下，設計出最適之殼管式熱交換器。

因為 FEHE 系統納入不確定性之考量，所以在設計上對於熱傳面積之選擇為考量所有不確定性參數下，尋求所需之最大熱傳面積，即此熱傳面積能處理所有不確定性參數之影響，但此設計會造成傳送過多熱量之可能，導致熱流出口端溫度過低而達不到所設計之目標溫度，因此必需在殼管式熱交換器上安裝旁路(bypass)，以調整流體進

入殼管式熱交換器之流量，使旁路和殼管式熱交換器出口端之流體混合後，可達設計之目標溫度，表 6-3 與圖 6-5 分別為含不確定性之 FEHE 系統的設計條件與製程流程圖，其中表 6-3 中流體之物性為表 6-2 進口與出口端物性之平均值。

表 6-3 含不確定性之 FEHE 系統設計條件

	Cold fluid	Hot fluid
Flow rate (lbmole/h)	870	870
Heat capacity (Btu/lbmole-°F)	35.4899	$\tilde{C}_{p,i}^{in}$
Viscosity (cP)	0.1404	0.0152
Density (lb/ft ³)	33.6429	5.5854
Temperature (°F)	120/-	$\tilde{T}_{t,i}^{in}/295$
Operating pressure (psia)	685	650
Allowable pressure drop (psia)	11.6032	11.6032
Thermal Conductivity (Btu/h-ft-°F)	0.0538	0.0266
Fouling resistance (h-ft ² -°F/Btu)	0.000587	0.000587

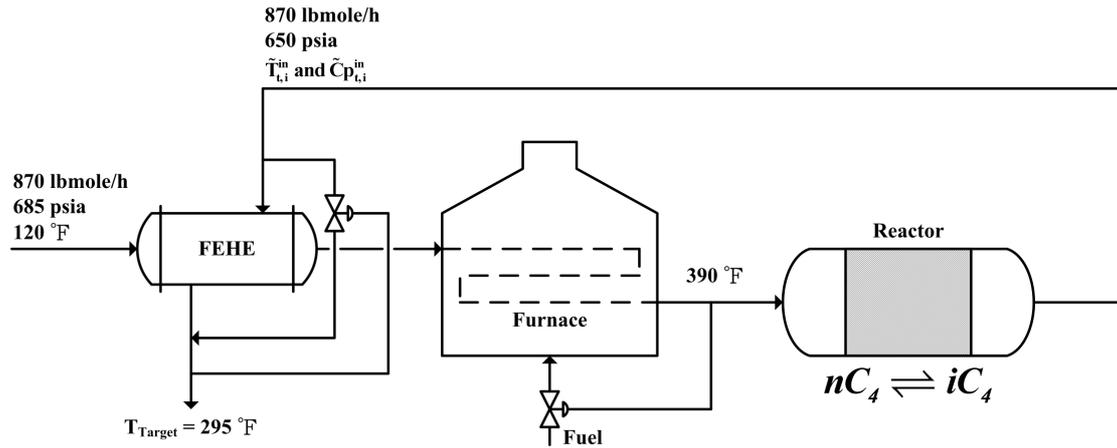


圖 6-5 含不確定性之 FEHE 系統製程示意圖

此案例之冷流與熱流的溫差過大，勢必面臨不均勻膨脹所產生過大的熱應力，所以吾人在此決定使用浮動頭型殼管式熱交換器(即 AES type)。在殼管式熱交換器的設計上，高壓流體應置於管側，而低壓流體應至於殼側，因為高壓殼體在成本上甚為昂貴，但因此案例之兩側流體皆為高壓，因此吾人依據溫度之考量，將冷流置於殼側，熱流置於管側，因為如此設計可以降低由殼體對外界之熱散失。在含不確定性之 FEHE 系統設計流程上，熱流進口端的溫度與熱容之不確定性參數共有 100 組，將各組依序代入設計流程中計算其相對應之幾何變數(geometry variables)與熱傳面積，再從此些熱傳面積中找出最大之熱傳面積，之後設定此最大熱傳面積之幾何變數為 FEHE 系統的幾何架構，根據此幾何架構計算其目標函數。圖 6-6 即為含不確定性之 FEHE 系統設計流程圖，其中部分流程可參考第五章之描述。

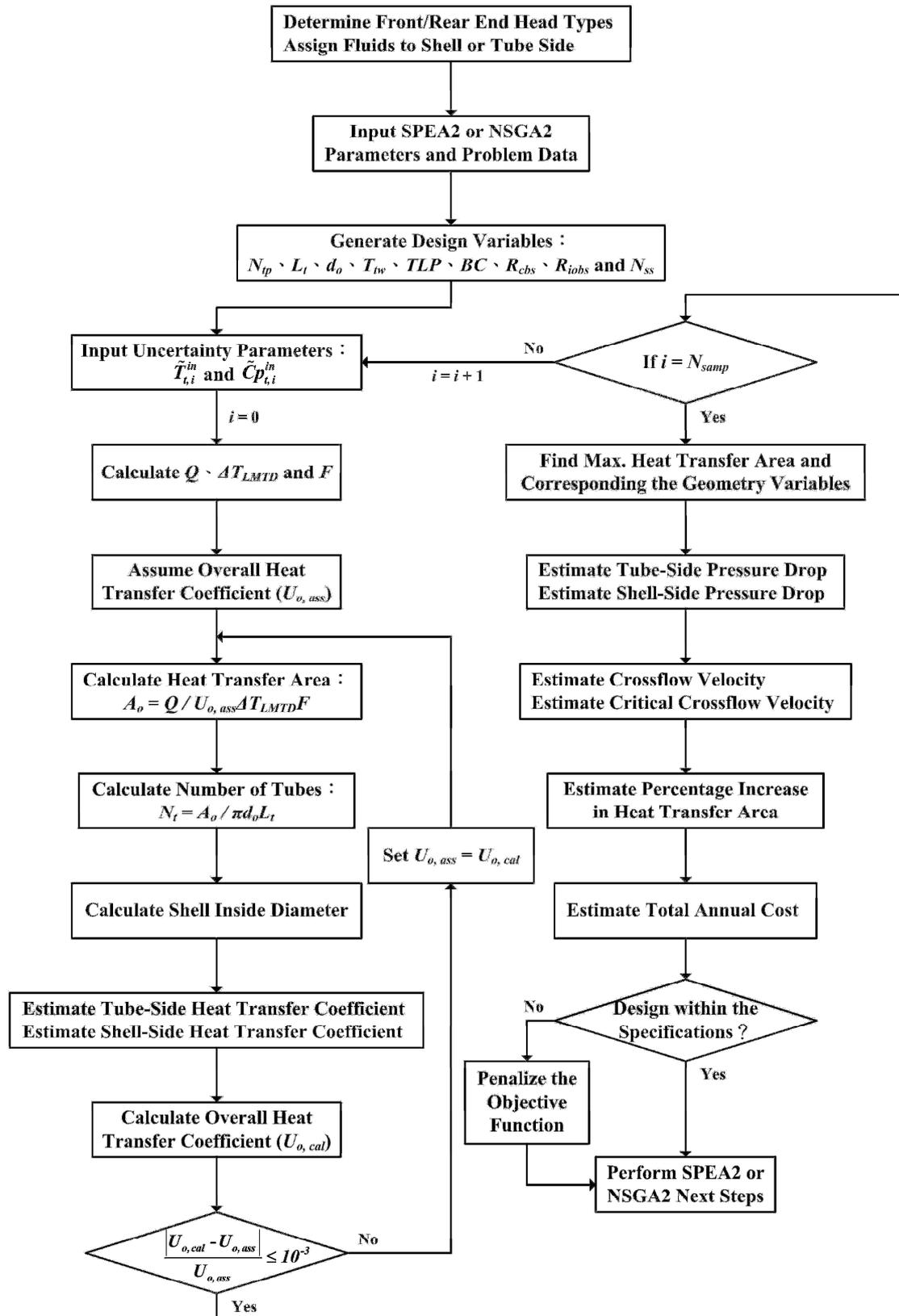


圖 6-6 含不確定性之 FEHE 系統設計流程圖

6.3 含不確定性之殼管式熱交換器多目標最適化

本研究含不確定性之殼管式熱交換器的最適化目標函數，分別為：總年度成本、殼側壓力降、管側壓力降與熱傳面積增加比例。上述各目標函數之介紹可參照第五章之描述。

6.3.1 SPEA2 與 NSGA2 參數設定

根據前述所建立之 FEHE 系統，採用 SPEA2 與 NSGA2 進行最適化，經過實際執行狀況後，設定 SPEA2 的參數為： $N = 50$ ， $\bar{N} = 50$ ， $T = 300$ ， $Pool = \bar{N}/2$ ， $P_c = 0.85$ ， $P_m = 0.05$ ， $\eta_c = 10$ ， $\eta_m = 10$ ，而設定 NSGA2 的參數為： $N_p = 50$ ， $Gen = 300$ ， $Pool = N_p/2$ ， $P_c = 0.85$ ， $P_m = 0.05$ ， $\eta_c = 10$ ， $\eta_m = 10$ ，其演算過程可參照圖 4-2 與圖 4-3 之流程圖。

6.3.2 雙目標最適化

吾人對於前述之四種目標函數進行兩兩的雙目標最適化。根據各目標函數彼此之相對關係在此考量的為：總年度成本與殼側壓力降最適化，總年度成本與管側壓力降最適化，總年度成本與熱傳面積增加比例最適化、殼側壓力降與熱傳面積增加比例最適化及管側壓力降與熱傳面積增加比例最適化，以下將進行雙目標最適化。

6.3.2.1 含不確定性之總年度成本與殼側壓力降最適化

在固定熱傳量的條件下，進行含不確定性之總年度成本與殼側壓力降最適化，來得到 Pareto 最佳解，最適化數學模式可表示如下：

$$\begin{aligned} \text{目標函數} & \begin{cases} \text{Min. } TAC(\tilde{T}_{t,i}^{in}, \tilde{C}P_{t,i}^{in}) \\ \text{Min. } \Delta P_s(\tilde{T}_{t,i}^{in}, \tilde{C}P_{t,i}^{in}) \end{cases} \\ \text{s.t. :} & \begin{cases} \text{Thermal design equations} \\ \Delta P_t \leq \Delta P_{t,\max.}, \quad 1.0 \text{ m/s} \leq V_t \leq 2.0 \text{ m/s}, \quad V_c \leq V_{c,c} \\ \Delta P_s \leq \Delta P_{s,\max.}, \quad 0.3 \text{ m/s} \leq V_s \leq 1.0 \text{ m/s}, \quad 5 \leq L_t/D_{is} \leq 10 \end{cases} \end{aligned} \quad (6.3)$$

根據 SPEA2 之最適化結果，總年度成本的最大值為 54,834 (\$/yr)，最小值為 52,053 (\$/yr)，殼側壓力降的最大值為 6673 (Pa)，最小值為 1229 (Pa)。而 NSGA2 之最適化結果，總年度成本的最大值為 41,497 (\$/yr)，最小值為 38,598 (\$/yr)，殼側壓力降的最大值為 9113 (Pa)，最小值為 1865 (Pa)。由圖 6-7 與圖 6-8 皆可知，若要有較小的總年度成本，相對的就會產生較高的殼側壓力降，反之，若要有較小的殼側壓力降，則總年度成本就會上升。表 6-4 與表 6-5 分別為 SPEA2 與 NSGA2 之最適化結果。

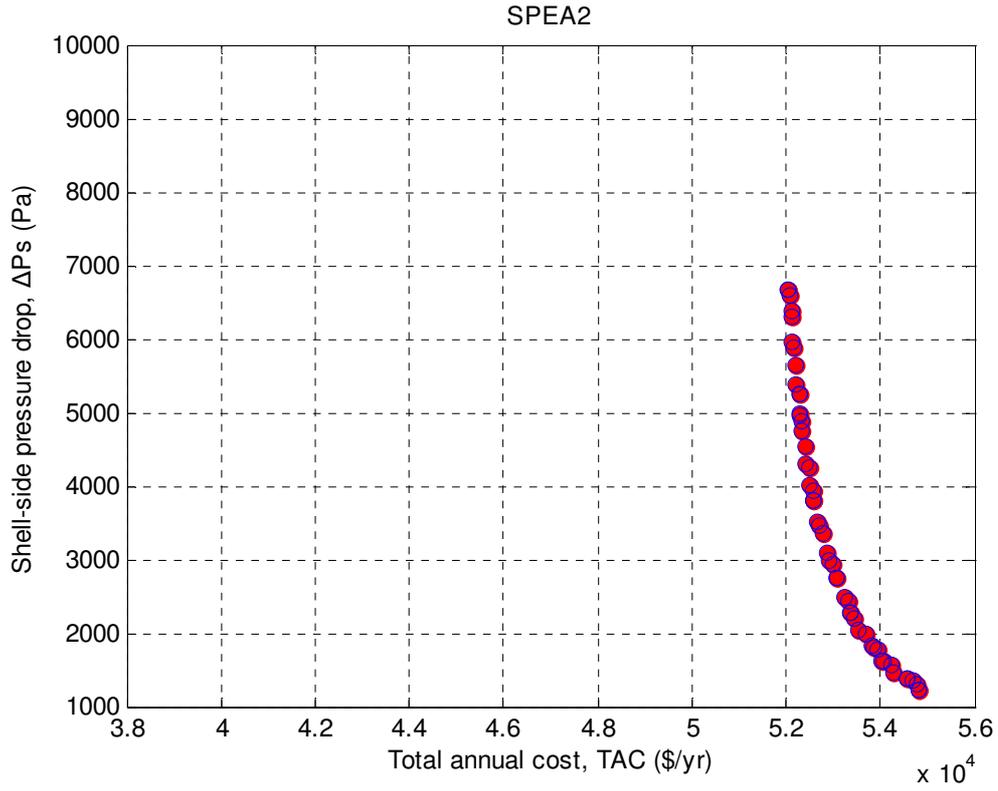


圖 6-7 含不確定性之總年度成本與殼側壓力降最適化結果(SPEA2)

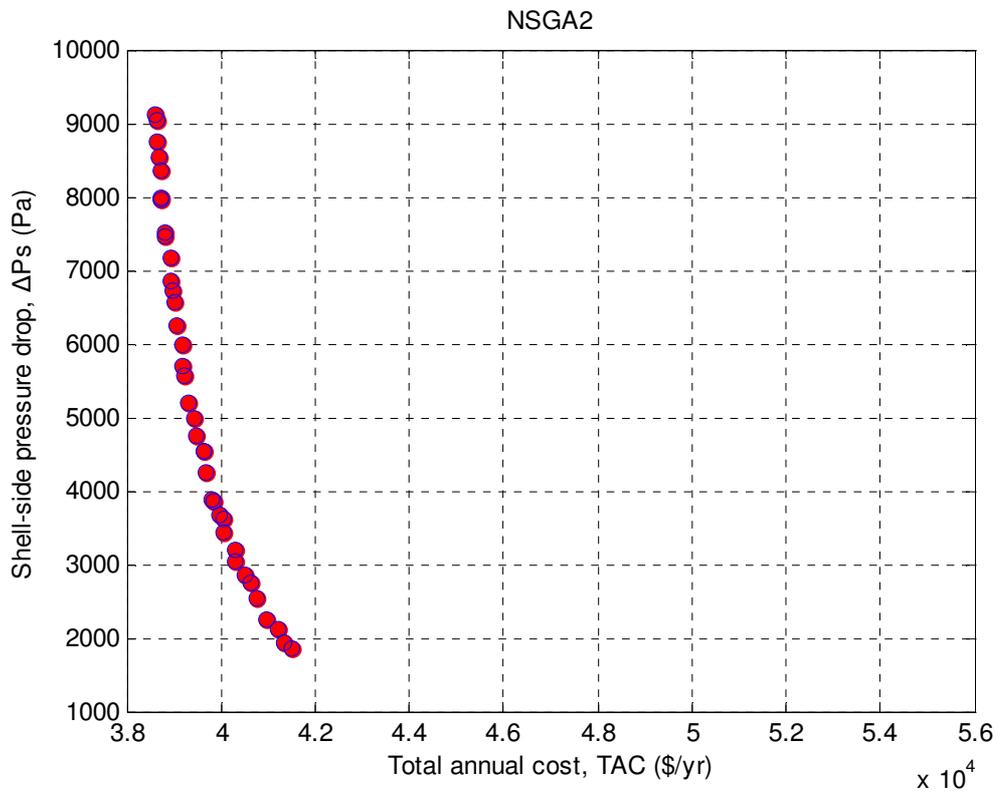


圖 6-8 含不確定性之總年度成本與殼側壓力降最適化結果(NSGA2)

表 6-4 含不確定性之總年度成本與殼側壓力降最適化結果(SPEA2)

SPEA2					
TAC^* (\$/yr)	Min.	52,053	ΔP_t (Pa)	Min.	20,303
	Max.	54,834		Max.	23,580
	Avg.	53,082		Avg.	22,352
ΔP_s^* (Pa)	Min.	1229	$A_{increase}$ (%)	Min.	63.3
	Max.	6673		Max.	76.6
	Avg.	3486		Avg.	71.3
N_{tp}	1	0	BC (%)	25	50
	2	0		30	0
	4	0		35	0
	6	50		40	0
	8	0		45	0
L_t (inch)	96	0	TLP	30°	0
	120	0		90°	50
	144	0	N_{ss}	0	0
	192	50		1	0
	240	0		2	50
R_{cbs}	Min.	0.20	d_o (inch)	0.75	50
	Max.	0.41		1.00	0
	Avg.	0.30	T_{wt} (inch)	0.065	50
R_{iobs}	Min.	1.00		0.083	0
	Max.	1.60		0.109	0
	Avg.	1.15			

* : Objective Function 1 = TAC , Objective Function 2 = ΔP_s

Basis : Population size = 50

表 6-5 含不確定性之總年度成本與殼側壓力降最適化結果(NSGA2)

NSGA2					
TAC^* (\$/yr)	Min.	38,598	ΔP_t (Pa)	Min.	12,129
	Max.	41,497		Max.	15,755
	Avg.	39,574		Avg.	14,420
ΔP_s^* (pa)	Min.	1865	$A_{increase}$ (%)	Min.	65.2
	Max.	9113		Max.	83.3
	Avg.	5365		Avg.	76.5
N_{tp}	1	0	BC (%)	25	50
	2	0		30	0
	4	50		35	0
	6	0		40	0
	8	0		45	0
L_t (inch)	96	0	TLP	30°	50
	120	0		90°	0
	144	0	N_{ss}	0	0
	192	50		1	0
	240	0		2	50
R_{cbs}	Min.	0.34	d_o (inch)	0.75	50
	Max.	0.67		1.00	0
	Avg.	0.45	T_{wt} (inch)	0.065	50
R_{iobs}	Min.	1.00		0.083	0
	Max.	1.35		0.109	0
	Avg.	1.08			

* : Objective Function 1 = TAC , Objective Function 2 = ΔP_s

Basis : Population size = 50

6.3.2.2 含不確定性之總年度成本與管側壓力降最適化

在固定熱傳量的條件下，進行含不確定性之總年度成本與管側壓力降最適化，來得到 Pareto 最佳解，最適化數學模式可表示如下：

$$\begin{aligned} \text{目標函數} & \begin{cases} \text{Min. } TAC(\tilde{T}_{t,i}^{in}, \tilde{C}P_{t,i}^{in}) \\ \text{Min. } \Delta P_t(\tilde{T}_{t,i}^{in}, \tilde{C}P_{t,i}^{in}) \end{cases} \\ \text{s.t. :} & \begin{cases} \text{Thermal design equations} \\ \Delta P_t \leq \Delta P_{t,\max.}, \quad 1.0 \text{ m/s} \leq V_t \leq 2.0 \text{ m/s}, \quad V_c \leq V_{c,c} \\ \Delta P_s \leq \Delta P_{s,\max.}, \quad 0.3 \text{ m/s} \leq V_s \leq 1.0 \text{ m/s}, \quad 5 \leq L_t/D_{is} \leq 10 \end{cases} \end{aligned} \quad (6.4)$$

根據 SPEA2 之最適化結果，總年度成本的最大值為 52,847 (\$/yr)，最小值為 50,064 (\$/yr)，管側壓力降的最大值為 13,564 (Pa)，最小值為 10,323 (Pa)。而 NSGA2 之最適化結果，總年度成本的最大值為 43,455 (\$/yr)，最小值為 40,595 (\$/yr)，管側壓力降的最大值為 12,735 (Pa)，最小值為 9139 (Pa)。由圖 6-9 與圖 6-10 皆可知，若要有較小的總年度成本，相對的就會產生較高的殼側壓力降，反之，若要有較小的殼側壓力降，則總年度成本就會上升。表 6-6 與表 6-7 分別為 SPEA2 與 NSGA2 之最適化結果。

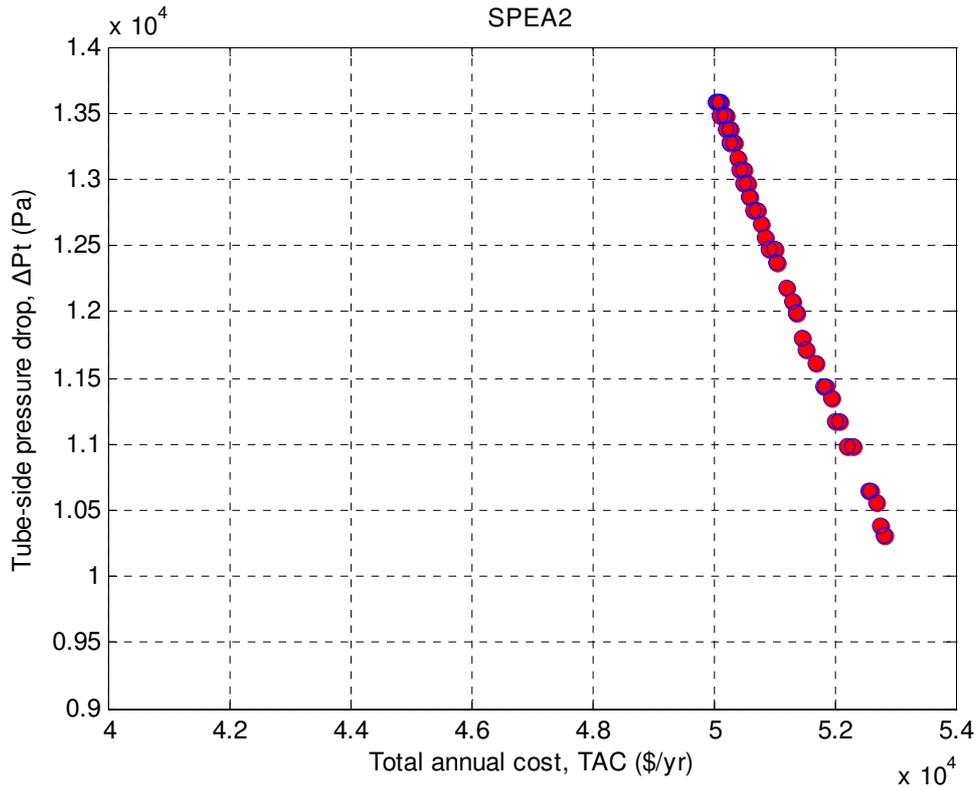


圖 6-9 含不確定性之總年度成本與管側壓力降最適化結果(SPEA2)

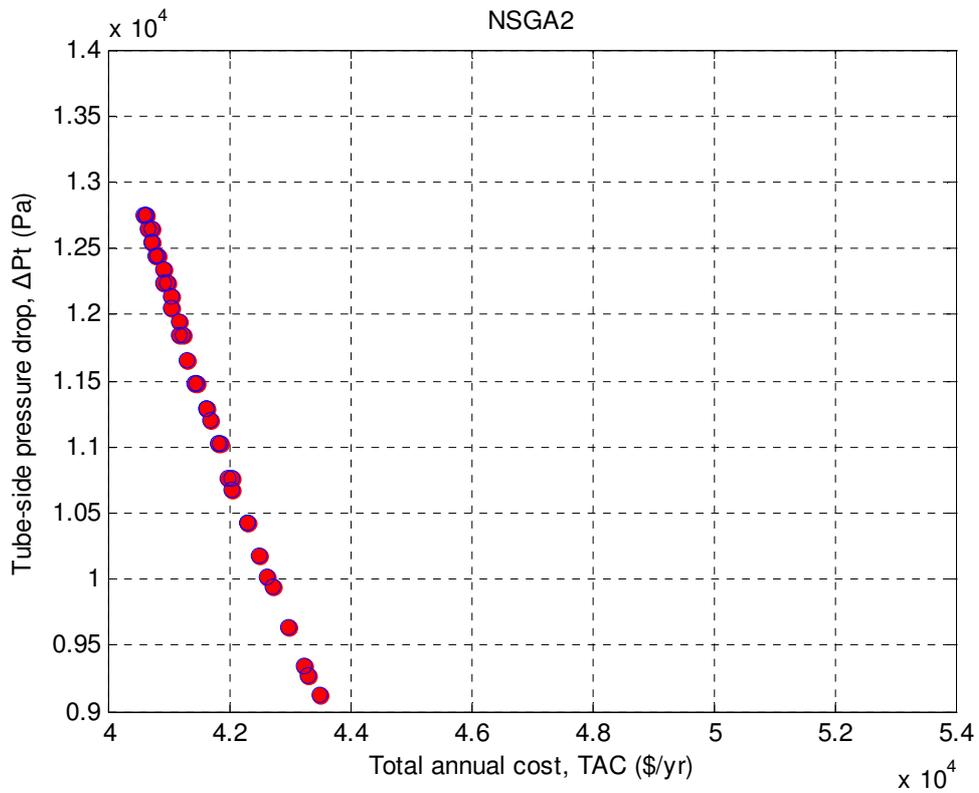


圖 6-10 含不確定性之總年度成本與管側壓力降最適化結果(NSGA2)

表 6-6 含不確定性之總年度成本與管側壓力降最適化結果(SPEA2)

SPEA2					
TAC^* (\$/yr)	Min.	50,064	ΔP_s (Pa)	Min.	1869
	Max.	52,847		Max.	8352
	Avg.	51,098		Avg.	4537
ΔP_t^* (Pa)	Min.	10,323	$A^{increase}$ (%)	Min.	67.3
	Max.	13,564		Max.	80.6
	Avg.	12,339		Avg.	75.4
N_{tp}	1	0	BC (%)	25	15
	2	0		30	9
	4	50		35	6
	6	0		40	12
	8	0		45	8
L_t (inch)	96	0	TLP	30°	0
	120	0		90°	50
	144	0	N_{ss}	0	20
	192	50		1	19
	240	0		2	11
R_{cbs}	Min.	0.20	d_o (inch)	0.75	50
	Max.	0.42		1.00	0
	Avg.	0.27	T_{wt} (inch)	0.065	50
R_{iobs}	Min.	1.00		0.083	0
	Max.	1.60		0.109	0
	Avg.	1.27			

* : Objective Function 1 = TAC , Objective Function 2 = ΔP_t

Basis : Population size = 50

表 6-7 含不確定性之總年度成本與管側壓力降最適化結果(NSGA2)

NSGA2					
TAC^* (\$/yr)	Min.	40,595	ΔP_s (Pa)	Min.	2165
	Max.	43,455		Max.	9453
	Avg.	41,564		Avg.	5788
ΔP_t^* (Pa)	Min.	9139	$A_{increase}$ (%)	Min.	54.6
	Max.	12,735		Max.	73.8
	Avg.	11,452		Avg.	67.7
N_{tp}	1	0	BC (%)	25	15
	2	0		30	10
	4	50		35	8
	6	0		40	7
	8	0		45	10
L_t (inch)	96	0	TLP	30	0
	120	0		90	50
	144	0	N_{ss}	0	17
	192	50		1	20
	240	0		2	13
R_{cbs}	Min.	0.20	d_o (inch)	0.75	50
	Max.	0.47		1.00	0
	Avg.	0.31	T_{wt} (inch)	0.065	50
R_{iobs}	Min.	1.00		0.083	0
	Max.	1.60		0.109	0
	Avg.	1.37			

* : Objective Function 1 = TAC , Objective Function 2 = ΔP_t

Basis : Population size = 50

6.3.2.3 含不確定性之總年度成本與熱傳面積增加比例最適化

在固定熱傳量的條件下，進行含不確定性之總年度成本與熱傳面積增加比例最適化，來得到 Pareto 最佳解，最適化數學模式可表示如下：

$$\begin{aligned} \text{目標函數} & \begin{cases} \text{Min. TAC}(\tilde{T}_{t,i}^{in}, \tilde{C}p_{t,i}^{in}) \\ \text{Min. } A_{\text{increase}}(\tilde{T}_{t,i}^{in}, \tilde{C}p_{t,i}^{in}) \end{cases} \\ \text{s.t. :} & \begin{cases} \text{Thermal design equations} \\ \Delta P_t \leq \Delta P_{t,\text{max.}}, \quad 1.0 \text{ m/s} \leq V_t \leq 2.0 \text{ m/s}, \quad V_c \leq V_{c,c} \\ \Delta P_s \leq \Delta P_{s,\text{max.}}, \quad 0.3 \text{ m/s} \leq V_s \leq 1.0 \text{ m/s}, \quad 5 \leq L_t/D_{is} \leq 10 \end{cases} \end{aligned} \quad (6.5)$$

根據 SPEA2 之最適化結果，總年度成本的最大值為 51,292 (\$/yr)，最小值為 49,053 (\$/yr)，熱傳面積增加比例的最大值為 66.6 (%)，最小值為 55.6 (%)。而 NSGA2 之最適化結果，總年度成本的最大值為 43,973 (\$/yr)，最小值為 41,598 (\$/yr)，熱傳面積增加比例的最大值為 73.3 (%)，最小值為 57.7 (%)。由圖 6-11 與圖 6-12 皆可知，若要有較小的總年度成本，相對的就需要較高的熱傳面積增加比例，反之，若要有較低的熱傳面積增加比例，則總年度成本就會上升。表 6-8 與表 6-9 分別為 SPEA2 與 NSGA2 之最適化結果。

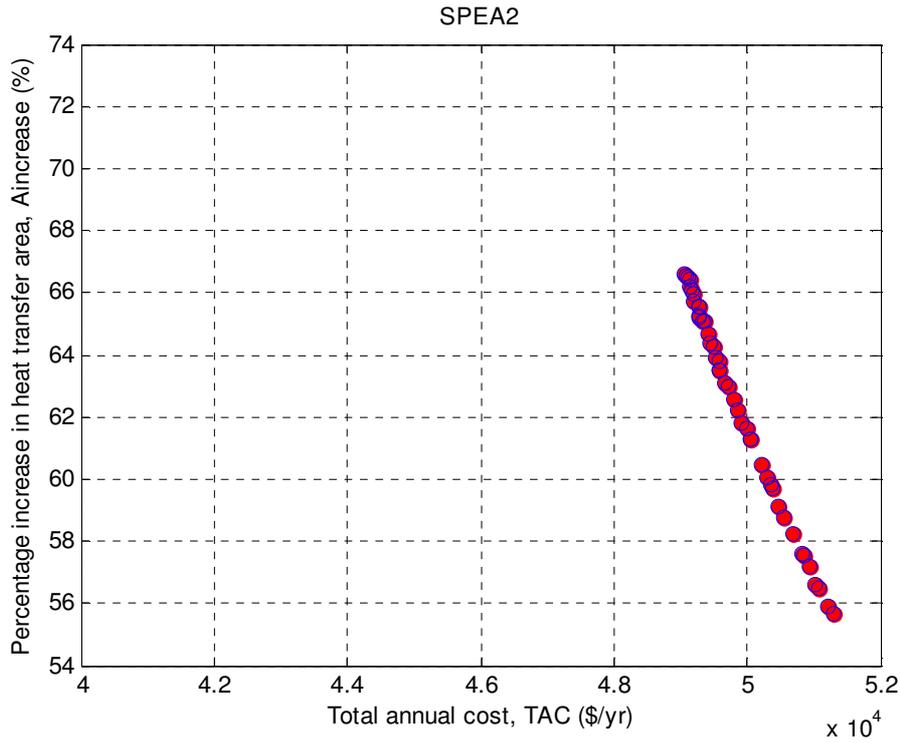


圖 6-11 含不確定性之總年度成本與熱傳面積增加比例最適化結果
(SPEA2)

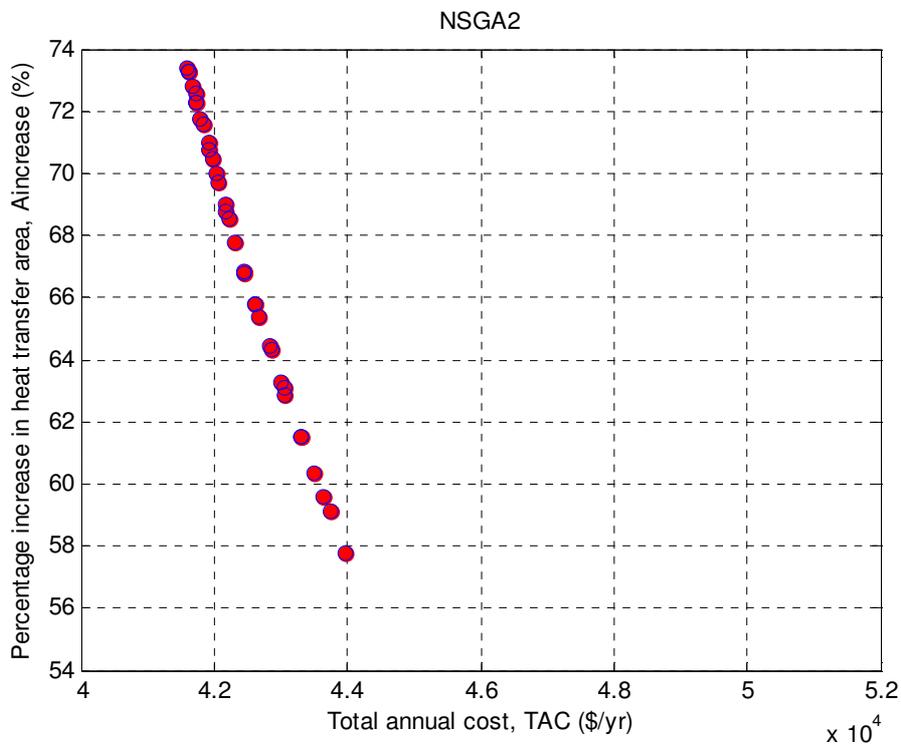


圖 6-12 含不確定性之總年度成本與熱傳面積增加比例最適化結果
(NSGA2)

表 6-8 含不確定性之總年度成本與熱傳面積增加比例最適化結果

(SPEA2)

SPEA2					
TAC^* (\$/yr)	Min.	49,053	ΔP_s (Pa)	Min.	1465
	Max.	51,292		Max.	6673
	Avg.	49,860		Avg.	3783
$A_{increase}^*$ (%)	Min.	55.6	ΔP_t (Pa)	Min.	20,987
	Max.	66.6		Max.	23,580
	Avg.	62.4		Avg.	22,608
N_{tp}	1	0	BC (%)	25	0
	2	0		30	0
	4	50		35	0
	6	0		40	42
	8	0		45	8
L_t (inch)	96	0	TLP	30°	0
	120	0		90°	50
	144	0	N_{ss}	0	23
	192	50		1	27
	240	0		2	0
R_{cbs}	Min.	0.20	d_o (inch)	0.75	50
	Max.	0.49		1.00	0
	Avg.	0.33	T_{wt} (inch)	0.065	50
R_{iobs}	Min.	1.00		0.083	0
	Max.	1.60		0.109	0
	Avg.	1.47			

* : Objective Function 1 = TAC , Objective Function 2 = $A_{increase}$

Basis : Population size = 50

表 6-9 含不確定性之總年度成本與熱傳面積增加比例最適化結果

(NSGA2)

NSGA2					
TAC^* (\$/yr)	Min.	41,598	ΔP_s (Pa)	Min.	2241
	Max.	43,973		Max.	9433
	Avg.	42,422		Avg.	5655
$A_{increase}^*$ (%)	Min.	57.7	ΔP_t (Pa)	Min.	12,638
	Max.	73.3		Max.	15,874
	Avg.	67.4		Avg.	14,606
N_{tp}	1	0	BC (%)	25	14
	2	0		30	9
	4	50		35	14
	6	0		40	13
	8	0		45	0
L_t (inch)	96	0	TLP	30°	0
	120	0		90°	50
	144	0	N_{ss}	0	0
	192	50		1	17
	240	0		2	33
R_{cbs}	Min.	0.20	d_o (inch)	0.75	50
	Max.	0.43		1.00	0
	Avg.	0.29	T_{wt} (inch)	0.065	50
R_{iobs}	Min.	1.00		0.083	0
	Max.	1.32		0.109	0
	Avg.	1.14			

* : Objective Function 1 = TAC , Objective Function 2 = $A_{increase}$

Basis : Population size = 50

6.3.2.4 含不確定性之殼側壓力降與熱傳面積增加比例最適化

在固定熱傳量的條件下，進行含不確定性之殼側壓力降與熱傳面積增加比例最適化，來得到 Pareto 最佳解，最適化數學模式可表示如下：

$$\begin{aligned} \text{目標函數} & \begin{cases} \text{Min. } \Delta P_s (\tilde{T}_{t,i}^{in}, \tilde{C}p_{t,i}^{in}) \\ \text{Min. } A_{\text{increase}} (\tilde{T}_{t,i}^{in}, \tilde{C}p_{t,i}^{in}) \end{cases} \\ \text{s.t. :} & \begin{cases} \text{Thermal design equations} \\ \Delta P_t \leq \Delta P_{t,\text{max.}}, \quad 1.0 \text{ m/s} \leq V_t \leq 2.0 \text{ m/s}, \quad V_c \leq V_{c,c} \\ \Delta P_s \leq \Delta P_{s,\text{max.}}, \quad 0.3 \text{ m/s} \leq V_s \leq 1.0 \text{ m/s}, \quad 5 \leq L_t/D_{is} \leq 10 \end{cases} \end{aligned} \quad (6.6)$$

由圖 6-13 與圖 6-14 可知得到的是絕對最佳解，而非一組 Pareto 最佳解，即殼側壓力降與熱傳面積增加比例會同步優化，同時得到最小的殼側壓力降與最小的熱傳面積增加比例。根據 SPEA2 之最適化結果，殼側壓力降為 1208 (Pa)，熱傳面積增加比例為 49.3 (%)。而 NSGA2 之最適化結果，殼側壓力降為 1208 (Pa)，熱傳面積增加比例為 49.3 (%)。

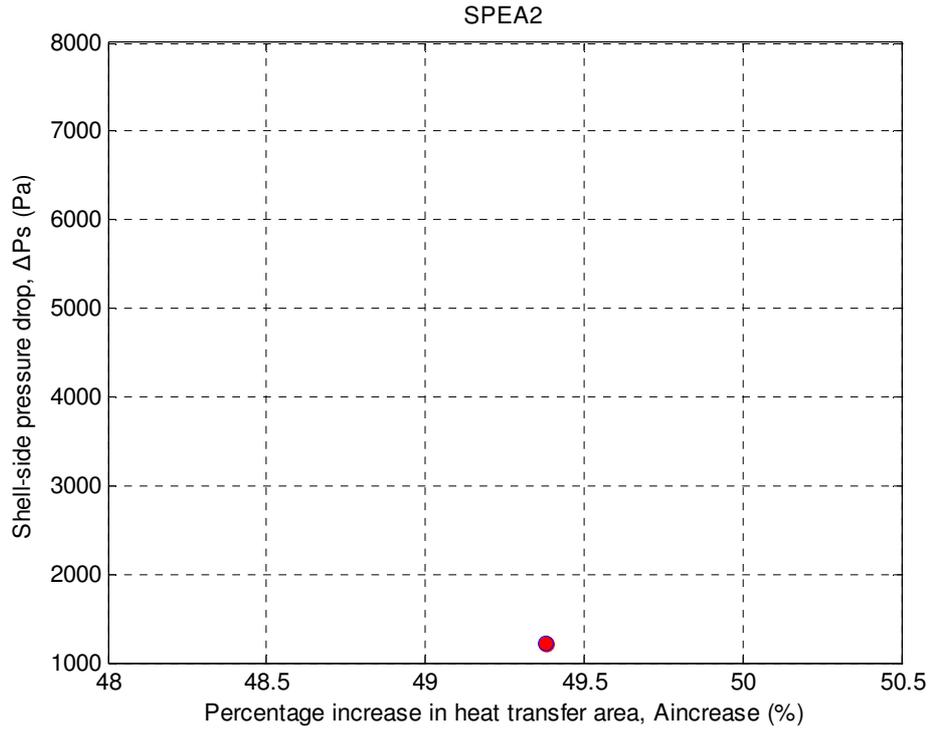


圖 6-13 含不確定性之殼側壓力降與熱傳面積增加比例最適化之結果

(SPEA2)

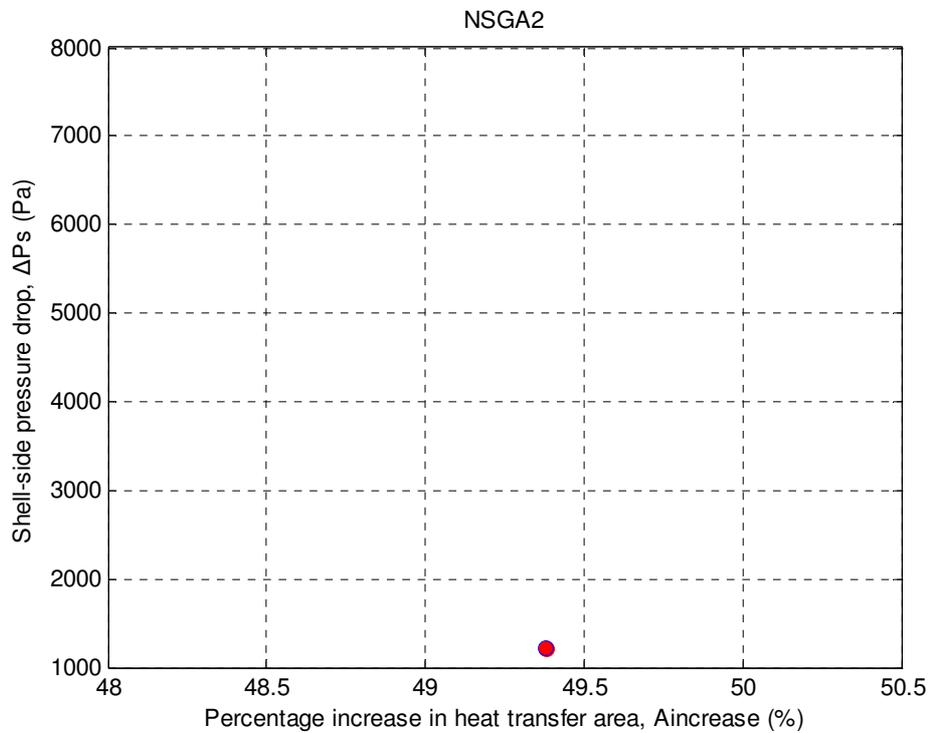


圖 6-14 含不確定性之殼側壓力降與熱傳面積增加比例最適化之結果

(NSGA2)

6.3.2.5 含不確定性之管側壓力降與熱傳面積增加比例最適化

在固定熱傳量的條件下，進行含不確定性之管側壓力降與熱傳面積增加比例最適化，來得到 Pareto 最佳解，最適化數學模式可表示如下：

$$\begin{aligned} \text{目標函數} & \begin{cases} \text{Min. } \Delta P_t (\tilde{T}_{t,i}^{in}, \tilde{C}p_{t,i}^{in}) \\ \text{Min. } A_{increase} (\tilde{T}_{t,i}^{in}, \tilde{C}p_{t,i}^{in}) \end{cases} \\ \text{s.t. :} & \begin{cases} \text{Thermal design equations} \\ \Delta P_t \leq \Delta P_{t,max.}, \quad 1.0 m/s \leq V_t \leq 2.0 m/s, \quad V_c \leq V_{c,c} \\ \Delta P_s \leq \Delta P_{s,max.}, \quad 0.3 m/s \leq V_s \leq 1.0 m/s, \quad 5 \leq L_t/D_{is} \leq 10 \end{cases} \end{aligned} \quad (6.7)$$

由圖 6-15 與圖 6-16 可知得到的是絕對最佳解，而非一組 Pareto 最佳解，即管側壓力降與熱傳面積增加比例會同步優化，同時得到最小的管側壓力降與最小的熱傳面積增加比例。根據 SPEA2 之最適化結果，管側壓力降為 8708 (Pa)，熱傳面積增加比例為 47.3 (%)。而 NSGA2 之最適化結果，管側壓力降為 8708 (Pa)，熱傳面積增加比例為 47.3 (%)。

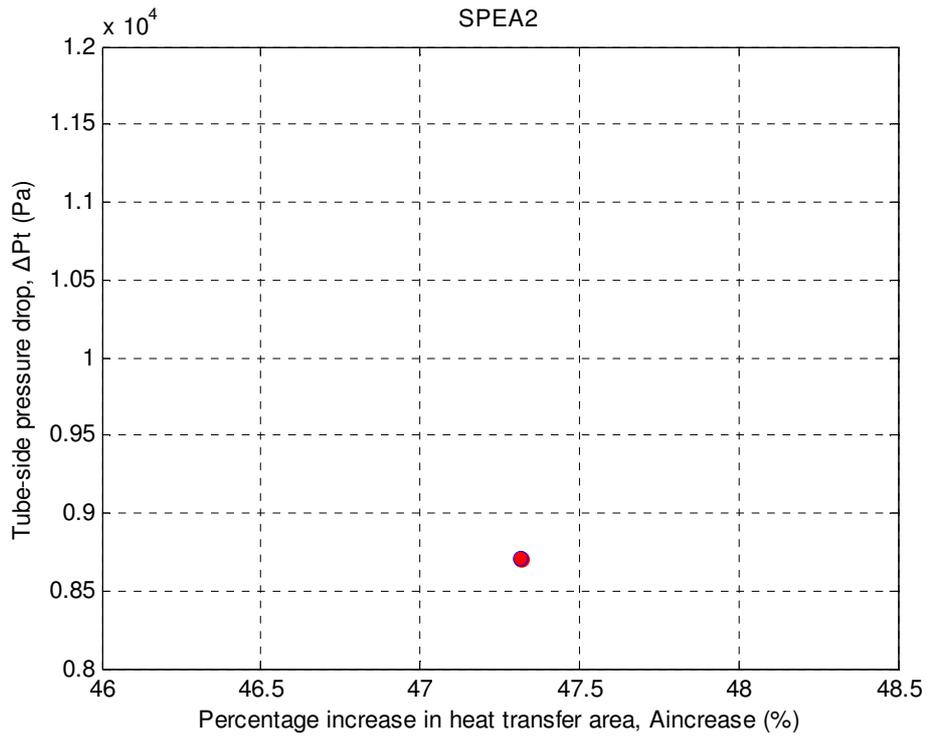


圖 6-15 含不確定性之管側壓力降與熱傳面積增加比例最適化之結果

(SPEA2)

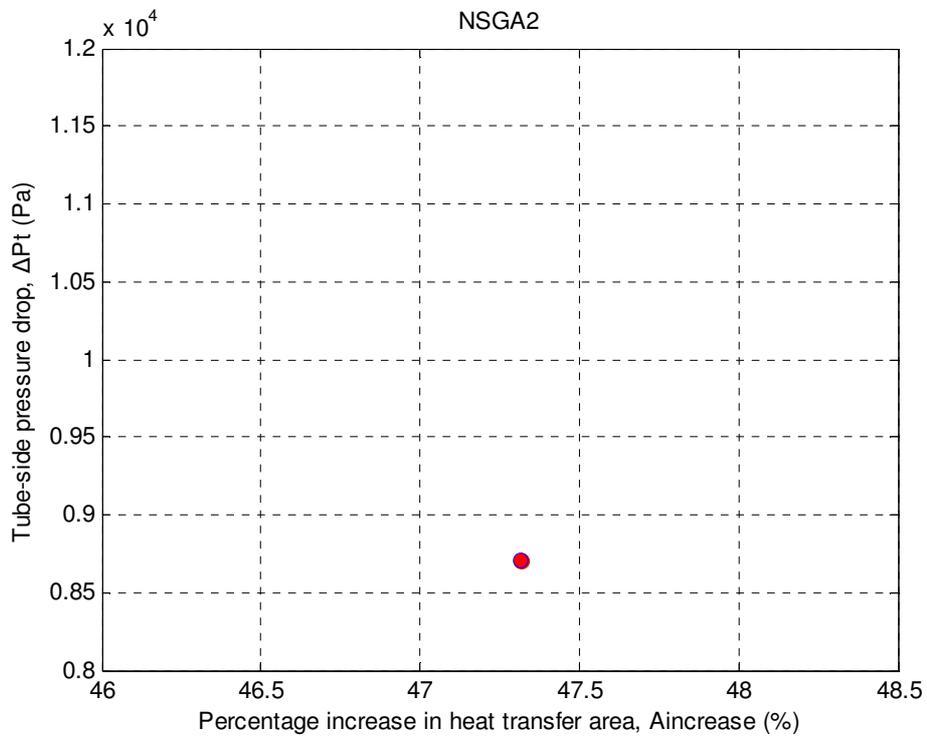


圖 6-16 含不確定性之管側壓力降與熱傳面積增加比例最適化之結果

(NSGA2)

6.4 結果討論

在本章中，吾人對於殼管式熱交換器進行含不確定性之雙目標最適化，以下將針對不同目標最適化之結果作一討論。

1. 根據第五章與本章之最適化結果得知，管回數與管長皆為中間之數值，因為吾人在設計流程中有加入限制之條件，能避免因管回數過少與管長過短的設計條件下，而導致流速過小與熱傳效率不好的情況發生，或是因管回數過多與管長過長，而導致管側壓降過大，造成操作成本上升與管壁的侵蝕。
2. 本研究在此案例納入不確定性的考量，所以在設計上必須在殼管式熱交換器上安裝旁路，根據上述吾人在此假設一組設計變數為： $N_{tp} = 4$ ， $L_t = 144$ (inch)， $d_o = 0.75$ (inch)， $T_{tw} = 0.065$ (inch)， $TLP = 30^\circ$ ， $BC = 25$ (%)， $R_{cbs} = 0.5$ ， $R_{iobs} = 1.2$ 與 $N_{ss} = 2$ 。利用此組設計變數執行程式可得圖 6-17，其為不確定性參數管側進口端溫度與熱容和旁路分率(bypass fraction)之關係圖，從圖 6-17 可知管側進口端的溫度與旁路分率成反比關係，當管側進口端溫度為最大值時，即代表其所需之熱傳面積為最大，而旁路分率此時會為 0，由此可知熱容對於溫度的影響非常低，以至於管側進口端的溫度與旁路分率會有反比之關係。

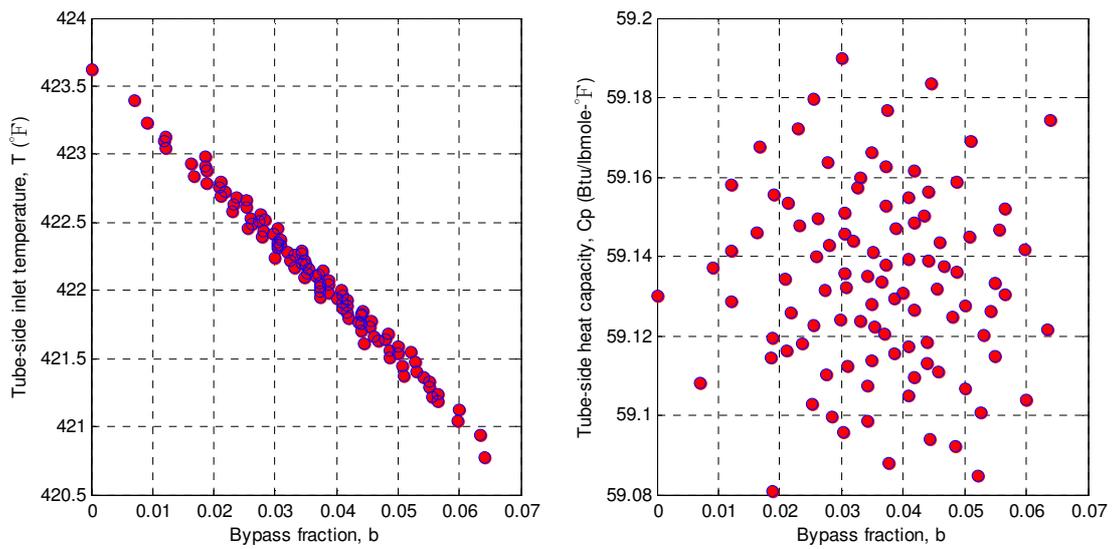


圖 6-17 不確定性參數管側進口端溫度與熱容和旁路分率關係圖

3. 本章使用兩種遺傳演算法，分別為 SPEA2 與 NSGA2，在實際執行上可發現 NSGA2 的收斂性較佳，而執行效率則以 SPEA2 較快，本研究在此案例使用含 Intel Core™ 2 Duo T7250 2.00GHz 處理器之 P.C.，在執行上 SPEA2 平均耗費 CPU 14.75 分鐘，而 NSGA2 平均耗費 CPU 20.87 分鐘。

第七章 結論與未來展望

7.1 結論

本研究以 MATLAB 程式語言作為平台，並使用 SPEA2 與 NSGA2 之遺傳演算法探討殼管式熱交換器多目標設計之最適化問題。在處理不確定性問題方面，採用兩階段最佳化問題系統，第一階段，在外環路決定設計變數，第二階段，進入內環路求解狀態變數，配合處理不確定性參數之漢姆斯里序列(HSS)抽樣方法，進而求得目標函數期望值，並完成不確定性之最適化設計。

在案例 1 的結果可發現，吾人考慮多目標之後，可以提供多種殼管式熱交換器之設計選擇，而不僅只是考量最小總年度成本的設計，如此決策者可依照本身的需求選擇適合之設計。在此同時依據圖 5-14 與圖 5-15，可發現考量最小總年度成本的設計，常會因積垢之問題，而致使清洗頻率過多，並導致製程成本增加與產品性質不易維持穩定的情形。

於案例 2 中的結果顯示，因為加入不確定性之考量，必需在殼管式熱交換器上安裝旁路，吾人以假設之一組設計變數執行分析，可發現本案例考量之兩種不確定性參數溫度與熱容，熱容對於溫度的影響非常低，以致於管側進口端的溫度與旁路分率會有反比之關係。

吾人根據案例 1 與案例 2 之實際執行結果，可將殼管式熱交換器的設計關係歸納整理於圖 7-1，並將本研究之設計與文獻之設計方法作一比較，歸納於表 7-1 中，由表中可知本研究探討文獻中少見之多目標最適化問題，包括總年度成本、殼側壓力降、管側壓力降與清洗頻率等目標，並加入不確定性因素，從多方面來考量殼管式熱交換器實際設計問題，並從多個殼管式熱交換器設計變數著眼，尋找出了一個新的最適化設計路徑。

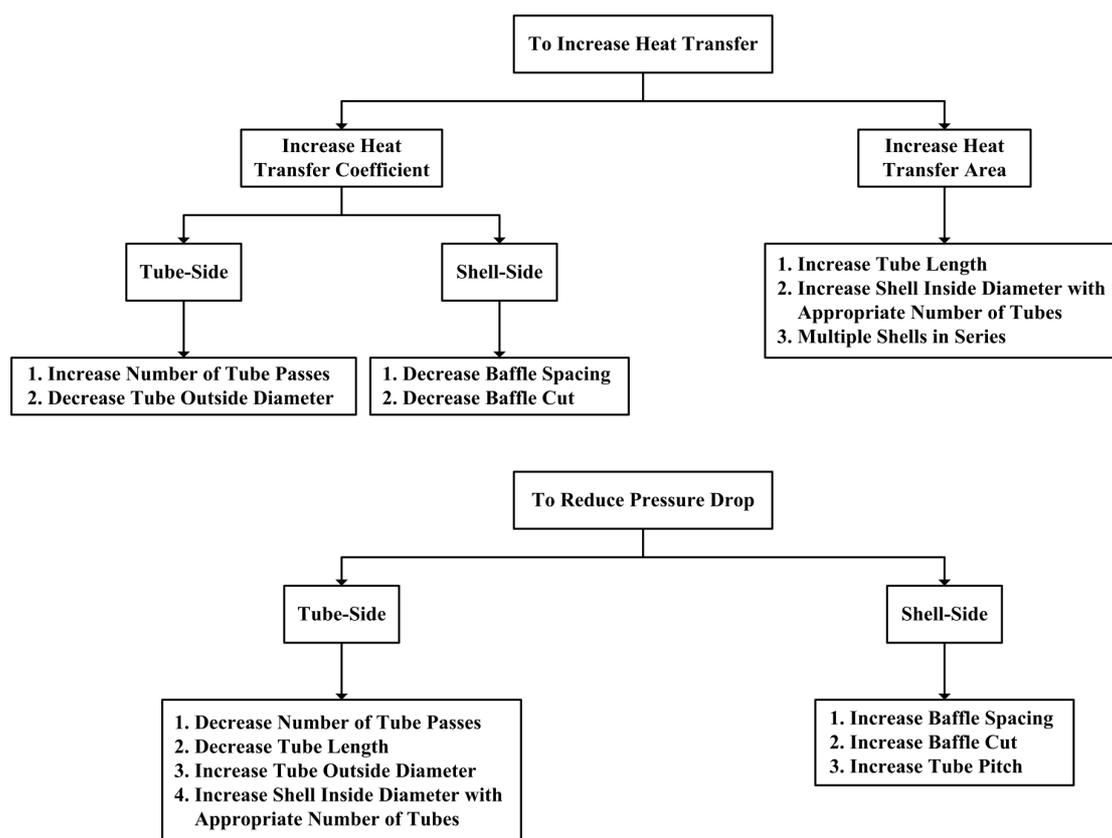


圖 7-1 殼管式熱交換器設計關係圖

表 7-1 本研究與文獻其他殼管式熱交換器設計方法比較

Other works	Optimization		Uncertainty parameters	Design variables										Constraints					
	Type	Objective		N_{tp}	L_t	D_{is}	d_o	T_{tw}	TLP	BC	R_{cbs}	R_{iobs}	N_{ss}	ΔP_s	ΔP_t	V_s	V_t	FIV	R_{Lt}
Kara and Güraras (2004)	SOO	ΔP_s		●		●	●		●		●	●		●					
Serna and Jiménez (2004)	SOO	Area		●			●	●	●		●	●	●	●	●				
Serna and Jiménez (2005)	SOO	TAC		●			●	●	●		●	●		●	●				
Selbaş et al. (2006)	SOO	TAC		●		●	●		●	●	●	●		●	●		●		
Babu and Munawar (2007)	SOO	Area		●	●		●			●	●			●	●				
Özçelik (2007)	SOO	TAC		●		●	●	●	●		●								
Ravagnani and Caballero (2007)	SOO	TAC		●	●	●	●	●	●		●			●	●	●			
Wildi and Gosselin (2007)	SOO	TAC		●		●	●		●	●	●	●	●	●	●				
Agarwal and Gupta (2008)	MOO	Cooling water rate		●			●	●	●	●			●		●	●	●	●	
Caputo et al. (2008)	SOO	TAC		●		●	●		●		●								
Costa and Queiroz (2008)	SOO	Area		●	●	●	●				●			●	●	●	●		●
Fesanghary et al. (2009)	SOO	TAC		●		●	●		●	●	●		●	●	●				●
Ponce et al. (2009)	SOO	TAC		●			●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●		
This work (2009)	MOO	TAC, ΔP_s , ΔP_t , and $A_{increase}$	●	●	●		●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●

SOO : single-objective optimization ; MOO : multi-objective optimization ; FIV : flow induced vibration ; R_{Lt} : tube length ratio

7-2 未來展望

展望未來，在此提出三點作為往後研究參考，首先在多目標最適化方法，本研究採用 SPEA2 與 NSGA2 進行最適化，文獻中尚有許多求解演化式多目標最適化(evolutionary multiobjective optimization, EMO)的方法，可嘗試進行分析比較其收斂性、分布性與執行效率。

其次在殼管式熱交換器的設計上，可探討含相變化之殼管式熱交換器設計，雖然其中之兩相流(two-phase flow)的熱傳相當複雜，但可循本研究之脈絡，將殼管式熱交換器幾何架構設計與兩相流同時考量，可將應用範圍擴大，並使其設計能更貼近實際需求。

最後在設計系統方面，本研究只探討單一殼管式熱交換器，在實際應用上會略顯不足，若是能與熱交換網路(heat exchanger network, HEN)結合作整體之探討，能使設計系統更有其實用價值，同時加入系統中之不確定性，讓整個設計更加完整。

参考文献

Agarwal, A., and S. K. Gupta, "Jumping Gene Adaptations of NSGA-II and their Use in the Multi-Objective Optimal Design of Shell and Tube Heat Exchangers," *Chem. Eng. Res. Des.*, 2008, 86 (2), 123-139.

Al, A. S., and K. J. Bell, "Estimating Performance When Uncertainties Exist," *Chem. Eng. Prog.*, 1981, 77 (7), 39-49.

Babu, B. V., and S. A. Munawar, "Differential Evolution Strategies for Optimal Design of Shell-and-Tube Heat Exchangers," *Chem. Eng. Sci.*, 2007, 62 (14), 3720-3739.

Bell, K. J., "Final Report of the Cooperative Research Program on Shell-and-Tube Heat Exchangers," Bulletin No. 5, *University of Delaware Engineering Experiment Station*, Newark, DE, 1963.

Blevins, R. D., *Flow-Induced Vibration*, Van Nostrand Reinhold, New York, NY, 1990.

Caputo, A. C., P. M. Pelagagge, and P. Salini, "Heat Exchanger Design Based on Economic Optimisation," *Appl. Therm. Eng.*, 2008, 28 (10), 1151-1159.

Carlson, E. C., "Don't Gamble with Physical Properties for Simulations,"

Chem. Eng. Prog., 1996, 35-46.

Coello, C. A. C., G. T. Pulido, and E. M. Montes, "Current and Future Research Trends in Evolutionary Multiobjective Optimization," *CINVESTAV-IPN*, Col. San Pedro Zacatenco, Mexico, D. F., 2005.

Costa, A. L. H., and E. M. Queiroz, "Design Optimization of Shell-and-Tube Heat Exchangers," *Appl. Therm. Eng.*, 2008, 28 (14-15), 1798-1805.

Deb, K., A. Pratap, S. Agarwal, and T. Meyarivan, "A Fast and Elitist Multiobjective Genetic Algorithm: NSGA-II," *IEEE Trans. Evol. Comput.*, 2002, 6 (2), 182-197.

Diwekar, U. M., and E. S. Rubin, "Stochastic Modeling of Chemical Processes," *Comput. Chem. Eng.*, 1991, 15 (2), 105-114.

Diwekar, U. M., and J. R. Kalagnanam, "Efficient Sampling Technique for Optimization under Uncertainty," *AIChE J.*, 1997, 43 (2), 440-447.

Fesanghary, M., E. Damangir, and I. Soleimani, "Design Optimization of Shell and Tube Heat Exchangers Using Global Sensitivity Analysis and Harmony Search Algorithm," *Appl. Therm. Eng.*, 2009, 29 (5-6), 1026-1031.

Fogler, H. S., *Elements of Chemical Reaction Engineering*, Pearson Education, Upper Saddle River, NJ, 2006.

Giunta, A. A., S. F. Wojtkiewicz, and M. S. Eldred, "Overview of Modern Design of Experiments Methods for Computational Simulations," *AIAA*, Reno, NV, 2003.

Goldberg, D. E., *Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning*, Addison-Wesley, Boston, MA, 1989.

Hewitt, G. F., *Heat Exchanger Design Handbook*, Hemisphere, Washington, D. C., 1983.

KaKaç, S., and H. Liu, *Heat Exchangers : Selection, Rating, and Thermal Design*, CRC Press, Boca Raton, FL, 2002.

Kara, Y. A., and Ö. Güraras, "A Computer Program for Designing of Shell-and-Tube Heat Exchangers," *Appl. Therm. Eng.*, 2004, 24 (13), 1797-1805.

Karian, Z. A., and E. J. Dudewicz, *Modern Statistical, Systems, and GPSS Simulation*, CRC Press, Boca Raton, FL, 1998.

Kern, D. Q., *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York, NY, 1950.

Kukkonen, S., and K. Deb, "Improved Pruning of Non-Dominated Solutions Based on Crowding Distance for Bi-Objective Optimization Problems," *IEEE Congr. Evol. Comput.*, 2006, 1179-1186.

Liu, B., *Theory and Practice of Uncertain Programming*, Physica-Verlag, Heidelberg, 2002.

Luyben, W. L., B. D. Tyréus, and M. L. Luyben, *Plantwide Process Control*, McGraw-Hill, New York, NY, 1999.

Özçelik, Y., "Exergetic Optimization of Shell and Tube Heat Exchangers Using a Genetic Based Algorithm," *Appl. Therm. Eng.*, 2007, 27 (11-12), 1849-1856.

Palen, J. W., and J. Taborek, "Solution of Shell-Side Flow Pressure Drop and Heat Transfer by Stream Analysis Method," *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser. No. 92*, 1969, 65, 53-63.

Perry, R. H., D. W. Green, and J. O. Maloney, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, McGraw-Hill, New York, NY, 1997.

Peters, M. S., K. D. Timmerhaus, and R. E. West, *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*, McGraw-Hill, New York, NY, 2003.

Pistikopoulos, E. N., and M. G. Ierapetritou, "Novel Approach for Optimal Process Design under Uncertainty," *Comput. Chem. Eng.*, 1995,

19 (10), 1089-1110.

Ponce, J. M., M. Serna, and A. Jiménez, "Use of Genetic Algorithms for the Optimal Design of Shell-and-Tube Heat Exchangers," *Appl. Therm. Eng.*, 2009, 29 (2-3), 203-209.

Purohit, G. P., "Estimating Costs of Shell-and-Tube Heat Exchangers," *Chem. Eng.*, 1983, 90 (17), 56-67.

Raghuwanshi, M. M., and O. G. Kakde, "Survey on Multiobjective Evolutionary and Real Coded Genetic Algorithms," *Proc. of the 8th Asia Pacific Symposium on Intelligent and Evolutionary Systems*, 2004, 150-161.

Rao, K. R., U. Shrinivasa, and J. Srinivasan, "Synthesis of Cost-Optimal Shell-and-Tube Heat Exchangers," *Heat Transf. Eng.*, 1991, 12 (3), 47-55.

Ravagnani, M. A. S. S., and J. A. Caballero, "A MINLP Model for the Rigorous Design of Shell and Tube Heat Exchangers Using the TEMA Standards," *Chem. Eng. Res. Des.*, 2007, 85 (10), 1423-1435.

Rooney, W. C., and L. T. Biegler, "Design for Model Parameter Uncertainty Using Nonlinear Confidence Regions," *AIChE J.*, 2001, 47 (8), 1794-1804.

Selbaş, R., Ö. Kızılkán, and M. Reppich, "A New Design Approach for Shell-and-Tube Heat Exchangers Using Genetic Algorithms from Economic Point of View," *Chem. Eng. Process.*, 2006, 45 (4), 268-275.

Serna, M., and A. Jiménez, "An Efficient Method for the Design of Shell and Tube Heat Exchangers," *Heat Transf. Eng.*, 2004, 25 (2), 5-16.

Serna, M., and A. Jiménez, "A Compact Formulation of the Bell-Delaware Method for Heat Exchanger Design and Optimization," *Chem. Eng. Res. Des.*, 2005, 83 (5), 539-550.

Serth, R. W., *Process Heat Transfer : Principles and Applications*, Elsevier Academic Press, Burlington, MA, 2007.

Shah, R. K., and D. P. Sekulić, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons, Hoboken, NJ, 2003.

Sinnott, R. K., *Chemical Engineering Design*, Elsevier Butterworth-Heinemann, Burlington, MA, 2005.

Smith, R., *Chemical Process Design and Integration*, John Wiley & Sons, West Sussex, England, 2005.

Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, TEMA, Tarrytown, NY, 2007.

Tinker, T., "Shell-Side Characteristics of Shell-and-Tube Heat Exchangers," *Proc. General Discussion on Heat Transfer*, Inst. Mech. Eng., London, England, 1951, 97-116.

Uddin, A. K. M. M., and K. J. Bell, "Effect of Uncertainties on the Performance of a Feed-Effluent Heat Exchanger System," *Heat Transf. Eng.*, 1988, 9 (4), 63-72.

Varvarezos, D. K., I. E. Grossmann, and L. T. Biegler, "An Outer-Approximation Method for Multiperiod Design Optimization," *Ind. Eng. Chem. Res.*, 1992, 31 (6), 1466-1477.

Wildi, P., and L. Gosselin, "Minimizing Shell-and-Tube Heat Exchanger Cost with Genetic Algorithms and Considering Maintenance," *Int. J. Energy Res.*, 2007, 31 (9), 867-885.

Zitzler, E., M. Laumanns, and L. Thiele, "SPEA2: Improving the Strength Pareto Evolutionary Algorithm," *TIK*, Zurich, ZH, 2001.

附錄 A 材料之熱傳導係數與彈性模數

表 A-1 管材料之熱傳導係數

VALUE SHOWN IN TABLE IS THE NOMINAL COEFFICIENT OF THERMAL CONDUCTIVITY AT THE TEMPERATURE INDICATED (Btu/hr-ft-°F)									
TEMPERATURE (°F)	Group A Carbon Steels (No Specified Mg or Si)	Group B Carbon Steels (w/ Specified Mg or Si)	Group C Low Alloy Steels	Group D Low Alloy Steels	Group E Low Alloy Steels 5Cr-½Mo 5Cr-½Mo-Si 5Cr-½Mo-Ti	Group F Low Alloy Steels 9Cr-1Mo	Group G High Chrome Steels 12Cr 12Cr-1Al 13Cr 13Cr-4Ni 15Cr 17Cr	Group H High Chrome Steels 27Cr	Group I High Alloy Steels 17Cr-4Ni-4Cu 15Cr-5Ni-3Mo (to 800°F)
70	34.9	27.3	23.7	21.0	15.9	12.8	14.2	11.6	10.0
100	34.7	27.6	23.6	21.0	16.2	13.1	14.2	11.6	10.1
150	34.2	27.8	23.5	21.2	16.7	13.6	14.3	11.7	10.3
200	33.7	27.8	23.5	21.3	17.1	14.0	14.3	11.7	10.6
250	33.0	27.6	23.4	21.4	17.5	14.4	14.4	11.8	10.9
300	32.3	27.3	23.4	21.5	17.8	14.7	14.4	11.8	11.2
350	31.6	26.9	23.3	21.5	18.0	15.0	14.4	11.9	11.5
400	30.9	26.5	23.1	21.5	18.2	15.2	14.5	11.9	11.7
450	30.1	26.1	23.0	21.5	18.4	15.4	14.5	12.0	12.0
500	29.4	25.7	22.7	21.4	18.5	15.6	14.5	12.0	12.3
550	28.7	25.3	22.5	21.3	18.5	15.8	14.6	12.1	12.5
600	28.0	24.9	22.2	21.1	18.5	15.9	14.6	12.2	12.8
650	27.3	24.5	21.9	20.9	18.5	16.0	14.6	12.2	13.0
700	26.6	24.1	21.6	20.7	18.5	16.0	14.6	12.3	13.1
750	26.0	23.7	21.3	20.5	18.4	16.1	14.6	12.3	13.3
800	25.3	23.2	21.0	20.2	18.3	16.1	14.7	12.4	13.4
850	24.6	22.8	20.6	20.0	18.2	16.1	14.7	12.5	13.6
900	23.8	22.3	20.3	19.7	18.1	16.1	14.7	12.6	13.7
950	23.1	21.7	20.0	19.4	17.9	16.1	14.7	12.6	13.8
1000	22.4	21.1	19.7	19.1	17.8	16.1	14.7	12.7	13.9
1050	21.6	20.5	19.4	18.8	17.6	16.0	14.7	12.8	14.0
1100	20.9	19.8	19.1	18.5	17.4	16.0	14.7	12.9	14.0
1150	20.1	19.0	18.7	18.3	17.2	15.9	14.8	13.0	14.1
1200	19.4	18.3	18.3	18.0	17.0	15.8	14.8	13.1	14.3
1250	18.6	17.6	17.7	17.7	16.8	15.7	14.8	13.2	14.4
1300	17.9	16.9	16.6	17.3	16.5	15.6	14.8	13.4	14.5
1350	17.2	16.2	15.7	16.3	16.2	15.4	14.8	13.5	14.7
1400	16.6	15.7	15.3	15.6	15.8	15.3	14.8	13.7	14.9
1450	16.0	15.2	15.1	15.4	15.6	15.1	14.8	13.8	15.2
1500	15.5	14.9	15.1	15.3	15.7	14.9	14.9	14.0	15.5

Also:
¾Cr-½Ni-Cu
1Cr-½Mo-Si
¾Ni-½Cu-Mo
2½Ni

Group D: Low Alloy Steels

2¼Cr-1Mo 3Cr-1Mo Mn-¼Mo
1¾Ni-¾Cr-¼Mo 2Ni-¾Cr-¼Mo 2Ni-¾Cr-½Mo
2Ni-1½Cr-¼Mo-V 2Ni-1Cu 2¾Ni-1½Cr-½Mo-V
5Cr-¼Mo 8Ni 9Ni
5Cr-½Mo 5Cr-½Mo-Si 5Cr-½Mo-Ti

Group C: Low Alloy Steels

C-¼Mo C-½Mo ½Cr-¼Mo-Si
½Cr-½Mo ½Cr-½Ni-½Mo 1Cr-1Mn-¼Mo
1Cr-½Mo 1Cr-½Mo ¼Cr-¾Ni-Cu-Al 1¼Cr-½Mo-Si
1¾Cr-½Mo-Cu 1¾Cr-½Mo-Ti 1¼Cr-½Mo Mn-½Mo
Mn-½Mo-¼Ni Mn-½Mo-½Ni 2Cr-½Mo Mn-½Ni-V
Mn-V ½Ni-½Cr-¼Mo-V ½Ni-½Mo-V ¾N-½Cr-½Mo-V
¾Ni-½Mo-½Cr-V ¾Ni-½Mo-Cr-V ¾Ni-1Mo-¾Cr 1Ni-½Cr-½Mo
1¾Ni-1Cr-½Mo 3½Ni-1¾Cr-½Mo-V 4Ni-1½Cr-½Mo-V

To convert to metric (SI units), multiply table value by 1.73 for W/m °C

Ref. : Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association,

TEMA, Tarrytown, NY, 2007, 9-38.

表 A-2 殼與管材料之彈性模數

MATERIAL	TEMPERATURE (°F)		MODULI OF ELASTICITY (E) FOR GIVEN TEMPERATURE (PSI X 10 ⁶)																
	-325	-200	-100	70	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	
Carbon Steel with C < 0.30%	31.4	30.8	30.3	29.4	28.8	28.3	27.9	27.3	26.5	25.5	24.2	22.5	20.4	18.0					
Carbon Steel with C > 0.30%	31.2	30.6	30.1	29.2	28.6	28.1	27.7	27.1	26.4	25.3	24.0	22.3	20.2	17.9	15.4				
C-Mo and Mn Steels:	31.1	30.5	30.0	29.0	28.5	28.0	27.6	27.0	26.3	25.3	23.9	22.2	20.1	17.8	15.3				
C-½Mo C-½Mo Mn-½Mo																			
Mn-½Mo Mn-½Mo-¼Ni Mn-½Ni-V Mn-V																			
Ni Steels:	29.6	29.0	28.6	27.8	27.1	26.7	26.2	25.7	25.1	24.6	23.9	23.2	22.4	21.5	20.4	19.2	17.7		
¾Cr-½Ni-Cu ¾Cr-¾Ni-Cu-Al ½Ni-½Cr-¼Mo-V ½Ni-½Mo-V ¾Ni-½Cr-½Mo-V ¾Ni-½Cu-Mo ¾Ni-½Mo-½Cr-V																			
¾Ni-½Mo-Cr-V ¾Ni-1Mo-¾Cr 1Ni-½Cr-½Mo 1¼Ni-1Cr-½Mo 1¾Ni-¾Cr-¼Mo 2Ni-1½Cr-¼Mo-V 2Ni-1Cu																			
2½Ni 2¾Ni-1½Cr-½Mo-V 3½Ni 3¾Ni-1¾Cr-½Mo-V 4Ni-1½Cr-½Mo-V																			
½ to 2 Cr Steels:	31.6	30.9	30.5	29.6	29.0	28.5	28.0	27.4	26.9	26.2	25.6	24.8	23.9	23.0	21.8	20.5	18.9		
½Cr-½Mo-V ½Cr-½Mo-Si ½Cr-½Mo 1Cr-½Mo																			
1Cr-½Mo 1¼Cr-½Mo-Si 3Cr-1Mo																			
5 to 9 Cr Steels:	32.6	31.9	31.4	30.6	29.9	29.4	28.8	28.3	27.7	27.0	26.3	25.6	24.7	23.7	22.5	21.1	19.4		
5Cr-½Mo 5Cr-½Mo-Si																			
5Cr-½Mo-Ti 7Cr-½Mo																			
Cr Steels:	33.0	32.4	31.9	31.0	30.3	29.7	29.2	28.6	28.1	27.5	26.9	26.2	25.4	24.4	23.3	22.0	20.5		
12Cr-Al 13Cr 15Cr 17Cr																			
Austenitic Steels:	31.2	30.7	30.2	29.2	28.4	27.9	27.3	26.8	26.2	25.5	24.5	23.2	21.5	19.2	16.5				
16Cr-12Ni 16Cr-12Ni-2Mo-N 18Cr-3Ni-13Mn 18Cr-8Ni 18Cr-8Ni-N																			
18Cr-8Ni-S 18Cr-8Ni-Se 18Cr-10Ni-Cb 18Cr-10Ni-Ti 18Cr-13Ni-3Mo																			
18Cr-18Ni-2Si 20Cr-6Ni-9Mn 22Cr-13Ni-5Mn 23Cr-12Ni 25Cr-20Ni																			
13Cr-8Ni-2Mo (S13800) 15Cr-5Ni-3Mo (S15500) 17Cr-4Ni-4Cu (S17400) 15Cr-6Ni-Cu-Mo (S45000) 17Cr-7Ni-1Al (S17700) 25Ni-15Cr-2Ti (S66286)																			
XM-13 XM-12 Gr 630 XM-25 Gr 631 Gr 660																			
PH13-8Mo 15-5PH 17-4PH 17-7PH A-286 S.S																			

Ref. : Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, TEMA, Tarrytown, NY, 2007, 9-29.

附錄 B 伯明罕線規

表 B-1 伯明罕線規(Birmingham Wire Gage, BWG)

BARE TUBE DIAMETERS AND GAGES			
O.D. In. (mm)	Copper and Copper Alloys	Carbon Steel, Aluminum and Aluminum Alloys	Other Alloys
	B.W.G.	B.W.G.	B.W.G.
1/4 (6.4)	27	-	27
	24	-	24
	22	-	22
3/8 (9.5)	22	-	22
	20	-	20
	18	-	18
1/2 (12.7)	20	-	20
	18	-	18
5/8 (15.9)	20	18	20
	18	16	18
	16	14	16
3/4 (19.1)	20	16	18
	18	14	16
	16	12	14
7/8 (22.2)	18	14	16
	16	12	14
	14	10	12
	12	-	-
1 (25.4)	18	14	16
	16	12	14
	14	-	12
1-1/4 (31.8)	16	14	14
	14	12	12
1-1/2 (38.1)	16	14	14
	14	12	12
2 (50.8)	14	14	14
	12	12	12

Ref. : *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association,*

TEMA, Tarrytown, NY, 2007, 5.2-1.

表 B-1 (Continued)

Tube O.D. inches	B.W.G. Gage	Thickness inches	Internal Area Sq. Inch	Sq. Ft. External Surface Per Foot Length	Sq. Ft. Internal Surface Per Foot Length	Weight Per Ft. Length Steel Lbs.*	Tube I.D. inches	Moment of Inertia Inches ⁴	Section Modulus inches ³	Radius of Gyration inches	Constant C**	O.D. I.D.	Transverse Metal Area Sq Inch
1/4	22	0.028	0.0296	0.0654	0.0508	0.066	0.194	0.00012	0.00098	0.0791	46	1.289	0.0195
	24	0.022	0.0333	0.0654	0.0639	0.054	0.206	0.00010	0.00083	0.0610	52	1.214	0.0158
	26	0.018	0.0360	0.0654	0.0560	0.045	0.214	0.00009	0.00071	0.0623	56	1.168	0.0131
	27	0.016	0.0373	0.0654	0.0571	0.040	0.218	0.00008	0.00065	0.0629	59	1.147	0.0118
3/8	18	0.049	0.0603	0.0982	0.0725	0.171	0.277	0.00068	0.0036	0.1166	94	1.354	0.0502
	20	0.035	0.0731	0.0982	0.0798	0.127	0.305	0.00055	0.0029	0.1208	114	1.230	0.0374
	22	0.028	0.0799	0.0982	0.0835	0.104	0.319	0.00046	0.0025	0.1231	125	1.176	0.0305
	24	0.022	0.0860	0.0982	0.0867	0.083	0.331	0.00038	0.0020	0.1250	134	1.133	0.0244
1/2	16	0.065	0.1075	0.1309	0.0969	0.302	0.370	0.0021	0.0086	0.1555	168	1.351	0.0888
	18	0.049	0.1269	0.1309	0.1052	0.236	0.402	0.0018	0.0071	0.1604	198	1.244	0.0694
	20	0.035	0.1452	0.1309	0.1126	0.174	0.430	0.0014	0.0056	0.1649	227	1.163	0.0511
	22	0.028	0.1548	0.1309	0.1162	0.141	0.444	0.0012	0.0046	0.1672	241	1.126	0.0415
5/8	12	0.109	0.1301	0.1636	0.1066	0.601	0.407	0.0061	0.0197	0.1865	203	1.536	0.177
	13	0.095	0.1466	0.1636	0.1139	0.538	0.435	0.0057	0.0183	0.1904	232	1.437	0.158
	14	0.083	0.1655	0.1636	0.1202	0.481	0.469	0.0053	0.0170	0.1939	258	1.362	0.141
	15	0.072	0.1817	0.1636	0.1259	0.426	0.481	0.0049	0.0156	0.1972	283	1.299	0.125
	16	0.065	0.1924	0.1636	0.1296	0.389	0.495	0.0045	0.0145	0.1993	300	1.263	0.114
	17	0.058	0.2035	0.1636	0.1333	0.352	0.509	0.0042	0.0134	0.2015	317	1.228	0.103
	18	0.049	0.2181	0.1636	0.1380	0.302	0.527	0.0037	0.0119	0.2044	340	1.186	0.089
	19	0.042	0.2299	0.1636	0.1416	0.262	0.541	0.0033	0.0105	0.2067	359	1.155	0.077
	20	0.035	0.2419	0.1636	0.1453	0.221	0.555	0.0028	0.0091	0.2090	377	1.126	0.065
	3/4	10	0.134	0.1825	0.1963	0.1262	0.833	0.482	0.0129	0.0344	0.2229	285	1.556
11		0.120	0.2043	0.1963	0.1335	0.808	0.510	0.0122	0.0326	0.2267	319	1.471	0.238
12		0.109	0.2223	0.1963	0.1393	0.747	0.532	0.0116	0.0309	0.2299	347	1.410	0.219
13		0.095	0.2463	0.1963	0.1466	0.665	0.560	0.0107	0.0285	0.2340	384	1.339	0.195
14		0.083	0.2679	0.1963	0.1529	0.592	0.584	0.0098	0.0262	0.2376	418	1.284	0.174
15		0.072	0.2864	0.1963	0.1587	0.522	0.606	0.0089	0.0238	0.2411	450	1.238	0.153
16		0.065	0.3019	0.1963	0.1623	0.476	0.620	0.0083	0.0221	0.2433	471	1.210	0.140
17		0.058	0.3157	0.1963	0.1660	0.429	0.634	0.0076	0.0203	0.2455	492	1.183	0.126
18		0.049	0.3339	0.1963	0.1707	0.367	0.652	0.0067	0.0178	0.2484	521	1.150	0.108
20		0.035	0.3632	0.1963	0.1780	0.268	0.680	0.0050	0.0134	0.2531	567	1.103	0.079
7/8	10	0.134	0.2694	0.2291	0.1589	1.062	0.607	0.0221	0.0505	0.2662	451	1.442	0.312
	11	0.120	0.3167	0.2291	0.1662	0.969	0.635	0.0206	0.0475	0.2703	494	1.378	0.285
	12	0.109	0.3390	0.2291	0.1720	0.893	0.657	0.0196	0.0449	0.2736	529	1.332	0.262
	13	0.095	0.3685	0.2291	0.1793	0.792	0.685	0.0180	0.0411	0.2778	575	1.277	0.233
	14	0.083	0.3948	0.2291	0.1856	0.708	0.709	0.0164	0.0374	0.2815	616	1.234	0.207
	15	0.072	0.4197	0.2291	0.1914	0.618	0.731	0.0148	0.0337	0.2850	655	1.197	0.182
	16	0.065	0.4359	0.2291	0.1950	0.563	0.745	0.0137	0.0312	0.2873	680	1.174	0.165
	17	0.058	0.4525	0.2291	0.1987	0.507	0.759	0.0125	0.0285	0.2896	706	1.153	0.149
	18	0.049	0.4742	0.2291	0.2034	0.433	0.777	0.0109	0.0249	0.2925	740	1.126	0.127
	20	0.035	0.5080	0.2291	0.2107	0.314	0.805	0.0082	0.0187	0.2972	794	1.067	0.092
1	8	0.165	0.3526	0.2618	0.1754	1.473	0.670	0.0392	0.0784	0.3009	580	1.493	0.433
	10	0.134	0.4208	0.2618	0.1916	1.241	0.732	0.0350	0.0700	0.3098	656	1.366	0.365
	11	0.120	0.4536	0.2618	0.1990	1.129	0.760	0.0327	0.0654	0.3140	708	1.316	0.332
	12	0.109	0.4803	0.2618	0.2047	1.038	0.782	0.0307	0.0615	0.3174	749	1.279	0.305
	13	0.095	0.5153	0.2618	0.2121	0.919	0.810	0.0280	0.0559	0.3217	804	1.235	0.270
	14	0.083	0.5463	0.2618	0.2183	0.814	0.834	0.0253	0.0507	0.3255	852	1.199	0.239
	15	0.072	0.5755	0.2618	0.2241	0.714	0.858	0.0227	0.0455	0.3291	898	1.168	0.210
	16	0.065	0.5945	0.2618	0.2278	0.650	0.870	0.0210	0.0419	0.3314	927	1.149	0.191
	18	0.049	0.6390	0.2618	0.2361	0.498	0.902	0.0166	0.0332	0.3367	997	1.109	0.146
	20	0.035	0.6793	0.2618	0.2435	0.361	0.930	0.0124	0.0247	0.3414	1060	1.075	0.106
1-1/4	7	0.180	0.6221	0.3272	0.2330	2.059	0.890	0.0890	0.1425	0.3838	970	1.404	0.605
	8	0.165	0.6648	0.3272	0.2409	1.914	0.920	0.0847	0.1355	0.3880	1037	1.359	0.562
	10	0.134	0.7574	0.3272	0.2571	1.599	0.962	0.0742	0.1187	0.3974	1182	1.273	0.470
	11	0.120	0.8012	0.3272	0.2644	1.450	1.010	0.0688	0.1100	0.4018	1250	1.238	0.426
	12	0.109	0.8365	0.3272	0.2702	1.330	1.032	0.0642	0.1027	0.4052	1305	1.211	0.391
	13	0.095	0.8825	0.3272	0.2775	1.173	1.060	0.0579	0.0926	0.4097	1377	1.179	0.345
	14	0.083	0.9229	0.3272	0.2838	1.036	1.084	0.0521	0.0833	0.4136	1440	1.153	0.304
	16	0.065	0.9852	0.3272	0.2932	0.824	1.120	0.0428	0.0682	0.4195	1537	1.116	0.242
	18	0.049	1.0423	0.3272	0.3016	0.629	1.152	0.0334	0.0534	0.4250	1625	1.085	0.185
	20	0.035	1.0936	0.3272	0.3089	0.455	1.180	0.0247	0.0395	0.4297	1705	1.059	0.134
1-1/2	10	0.134	1.1921	0.3927	0.3225	1.957	1.232	0.1354	0.1806	0.4853	1860	1.218	0.575
	12	0.109	1.2908	0.3927	0.3356	1.621	1.282	0.1159	0.1545	0.4933	2014	1.170	0.476
	14	0.083	1.3977	0.3927	0.3492	1.257	1.334	0.0931	0.1241	0.5018	2180	1.124	0.369
	16	0.065	1.4741	0.3927	0.3587	0.997	1.370	0.0756	0.1008	0.5079	2300	1.095	0.293
2	11	0.120	2.4328	0.5236	0.4608	2.412	1.760	0.3144	0.3144	0.6660	3795	1.136	0.709
	12	0.109	2.4941	0.5236	0.4665	2.204	1.782	0.2904	0.2904	0.6697	3891	1.122	0.648
	13	0.095	2.5730	0.5236	0.4739	1.935	1.810	0.2586	0.2586	0.6744	4014	1.105	0.569
	14	0.083	2.6417	0.5236	0.4801	1.7010	1.834	0.2300	0.2300	0.6784	4121	1.091	0.500
2-1/2	10	0.134	3.9127	0.6545	0.5843	3.3893	2.232	0.8992	0.5594	0.8378	6104	1.120	0.996
	12	0.109	4.0900	0.6545	0.5974	2.7861	2.282	0.5883	0.4690	0.8482	6390	1.096	0.819
	14	0.083	4.2785	0.6545	0.6110	2.1446	2.334	0.4608	0.3686	0.8550	6674	1.071	0.630
3	10	0.134	5.8821	0.7854	0.7152	4.1056	2.732	1.2415	0.8277	1.0144	9145	1.098	1.207
	12	0.109	6.0786	0.7854	0.7283	3.3687	2.782	1.0357	0.6905	1.0228	9483	1.078	0.990
	14	0.083	6.3080	0.7854	0.7419	2.5883	2.834	0.8096	0.5396	1.0317	9840	1.059	0.761

* Weights are based on low carbon steel with a density of 0.2836 lbs./cu.in. For other metals multiply by the following factors:

Aluminum.....	0.35	Aluminum Bronze.....	1.04	Nickel.....	1.13
Titanium.....	0.58	Aluminum Brass.....	1.06	Nickel-Copper.....	1.12
A.I.S.I 400 Series S/Steels.....	0.99	Nickel-Chrome-Iron.....	1.07	Copper and Cupro-Nickels.....	1.14
A.I.S.I 300 Series S/Steels.....	1.02	Admiralty.....	1.09		

** Liquid Velocity = $\frac{\text{Lbs. Per Tube Hour}}{C \times \text{Sp. Gr. Of Liquid}}$ in feet per sec. (Sp.Gr. Of Water at 60 deg F = 1.0)

Ref. : Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association,

TEMA, Tarrytown, NY, 2007, 9-23.

附錄 C 交錯流動區域的流速與臨界流速之估算

根據 TEMA (2007) 的方法，其交錯流動區域的流速與臨界流速之估算關聯式如下：

交錯流動區域的流速

交錯流動區域的流速(crossflow velocity, V_c)定義如下：

$$V_c = \frac{F_h \dot{m}_s}{M \alpha_x \rho_s} \quad (\text{C.1})$$

其中 \dot{m}_s 為殼側流率(shell-side flow rate)， ρ_s 為殼側流體密度(shell-side fluid density)， F_h 、 M 和 α_x 的關聯式如下：

$$F_h = \frac{1}{1 + N_h \left(\frac{D_{is}}{P_t} \right)^{1/2}} \quad (\text{C.2})$$

$$M = \left[\frac{1}{1 + \left(\frac{0.7 L_{bs}}{D_{is}} \right) \left(\frac{1}{M_w^{0.6}} - 1 \right)} \right]^{1.67} \quad (\text{C.3})$$

$$\alpha_x = L_{bs} D_{otl} C_a \quad (\text{C.4})$$

其中 D_{is} 為殼內徑(shell inside diameter)， P_t 為管間距(tube pitch)， L_{bs} 為中心處擋板間距(center baffle spacing)， D_{otl} 為最大管群外徑(outer tube limit diameter)， N_h 、 M_w 和 C_a 的關聯式如下：

$$N_h = f_1 C_7 + f_2 A + f_3 E \quad (\text{C.5})$$

$$M_w = m C_1^{1/2} \quad (\text{C.6})$$

$$C_a = 0.00674 \left(\frac{P_t - d_o}{P_t} \right) \quad (C.7)$$

其中 d_o 為管外徑(tube outside diameter)， m 可由表 C-1 查得， C_1 、 C_7 、 f_1 、 f_2 、 f_3 、 A 和 E 的關聯式如下：

$$C_1 = 1 + \frac{\left[\left(\frac{D_{is}}{D_{out}} \right) - 1 \right]}{4} + 1.5C_3 \quad (C.8)$$

$$C_7 = C_4 \left(\frac{P_t}{P_t - d_o} \right)^{3/2} \quad (C.9)$$

$$f_1 = \frac{(C_1 - 1)^{3/2}}{C_1^{1/2}} \quad (C.10)$$

$$f_2 = \frac{C_2}{C_1^{3/2}} \quad (C.11)$$

$$f_3 = C_3 C_1^{1/2} \quad (C.12)$$

$$A = C_5 C_8 \left(\frac{D_{is}}{L_{bs}} \right) \left(\frac{d_o}{P_t} \right)^2 \left(\frac{P_t}{P_t - d_o} \right) \quad (C.13)$$

$$E = C_6 \left(\frac{P_t}{P_t - d_o} \right) \left(\frac{D_{is}}{L_{bs}} \right) \left(1 - \frac{BC}{100} \right) \quad (C.14)$$

表 C-1 特定管排列型式， C_4 、 C_5 、 C_6 與 m 的值

	30°	45°	60°	90°
C_4	1.26	0.90	1.09	1.26
C_5	0.82	0.56	0.61	0.66
C_6	1.48	1.17	1.28	1.38
m	0.85	0.80	0.87	0.93

其中 BC 為擋板截率(baffle cut)， C_4 、 C_5 與 C_6 可由表 C-1 查得， C_8 可

由表 C-2 查得， C_2 與 C_3 的關聯式如下：

$$C_2 = \frac{\Delta_{tb}}{d_o} \quad (C.15)$$

$$C_3 = \frac{\Delta_{sb}}{D_{is}} \quad (C.16)$$

其中 Δ_{tb} 為管到擋板直徑空隙(tube to baffle diametrical clearance)， Δ_{sb} 為殼到擋板的直徑空隙(shell to baffle diametrical clearance)。

表 C-2 擋板截率對 C_8 之數據

	BC/100								
	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50
C_8	0.94	0.90	0.85	0.80	0.74	0.68	0.62	0.54	0.49

交錯流動區域的臨界流速

交錯流動區域的臨界流速(critical crossflow velocity, $V_{c,c}$)定義如下：

$$V_{c,c} = f_n d_o D \quad (C.17)$$

其中 f_n 為基本自然頻率(fundamental natural frequency)， D 為交錯流動區域的臨界流速因子(critical crossflow velocity factor)， D 可由表 C-3 查得其方程式， f_n 的關聯式如下：

$$f_n = 107.2962 \frac{A_v}{S_{uu}^2} \left(\frac{E_t I}{w_o} \right)^{1/2} \quad (C.18)$$

表 C-3 臨界流速因子之方程式表

TLP	x	D
30°	0.1 ~ 1	$8.86 \left(\frac{P_t}{d_o} - 0.9 \right) x^{0.34}$
	1 ~ 300	$8.86 \left(\frac{P_t}{d_o} - 0.9 \right) x^{0.50}$
45°	0.1 ~ 300	$4.13 \left(\frac{P_t}{d_o} - 0.5 \right) x^{0.50}$
60°	0.01 ~ 1	$2.80x^{0.17}$
	1 ~ 300	$2.80x^{0.50}$
90°	0.03 ~ 0.7	$2.10x^{0.15}$
	0.7 ~ 300	$2.35x^{0.50}$

其中 A_v 為軸向管應力乘數(axial tube stress multiplier)， S_{tu} 為管不支撐跨距(tube unsupported span)， E_t 為管彈性模數(tube elastic modulus)， I 為管截面轉動慣量(moment of inertia of the tube cross-section)， w_o 為實際管質量(effective tube mass)， x 為流體彈性參數(fluid elastic parameter)， E_t 可由附錄 A 查得， I 可由附錄 B 查得， A_v 、 w_o 與 x 的關聯式如下：

$$A_v = \left(1 + \frac{F}{F_{CR}} \right)^{1/2} \quad (C.19)$$

$$w_o = w_t + w_{fi} + H_m \quad (C.20)$$

$$x = \frac{w_o \delta_s}{\rho_s d_o^2} \quad (C.21)$$

其中 w_t 為管金屬質量(tube metal mass)， w_{fi} 為管內流體質量(mass of

fluid inside the tube), H_m 為水力質量(hydrodynamic mass), δ_s 為殼側流體阻尼(shell-side fluid damping), w_t 可由附錄 B 查得, F 、 F_{CR} 、 w_{fi} 、 H_m 與 δ_s 的關聯式如下：

$$F = S_t A_t \quad (C.22)$$

$$F_{CR} = \frac{\pi^2 E_t I}{S_m^2} \quad (C.23)$$

$$w_{fi} = \rho_t d_i^2 \quad (C.24)$$

$$H_m = C_m w_{fo} \quad (C.25)$$

$$\delta_s = \frac{3.41 d_o}{w_o f_n} \quad (C.26)$$

其中 S_t 為縱向管應力(tube longitudinal stress), A_t 為管金屬截面積(tube metal cross-sectional area), ρ_t 為管側流體密度(tube-side fluid density), d_i 為管內徑(tube inside diameter), w_{fo} 為管外流體質量(mass of fluid outside the tube), A_t 可由附錄 B 查得, S_t 、 C_m 與 w_{fo} 的關聯式如下：

$$S_t = \frac{P_{ts} D_{is}^2}{4 N_t T_{tw} (d_o - T_{tw})} \quad (C.27)$$

when $TLP = 30^\circ$

$$C_m = 1.7242 \quad (C.28)$$

when $TLP = 90^\circ$

$$C_m = 1.5125 \quad (C.29)$$

$$w_{fo} = \rho_s d_o^2 \quad (C.30)$$

其中 N_t 為管數(number of tube), T_{wt} 為管壁厚度(tube wall thickness),

P_{ts} 的關聯式如下：

$$P_{ts} = P_1 - P_2 \quad (C.31)$$

$$P_1 = P'_t - f'_t P_t^{in} \quad (C.32)$$

$$P_2 = P'_s - f'_s P_s^{in} \quad (C.33)$$

其中 P_t^{in} 與 P_s^{in} 分別為殼側與管側操作壓力 (shell-side and tube-side operating pressure)， P'_t 、 P'_s 、 f'_t 與 f'_s 的關聯式如下：

$$f'_t = 1 - N_t \left(\frac{d_i}{D_{is}} \right)^2 \quad (C.34)$$

$$f'_s = 1 - N_t \left(\frac{d_o}{D_{is}} \right)^2 \quad (C.35)$$

$$P'_t = P_t^{in} \left[\frac{1 + 0.4K(1.5 + f'_t)}{1 + K} \right] \quad (C.36)$$

$$P'_s = P_s^{in} \left[\frac{0.6 + 0.4K(1.5 + f'_s)}{1 + K} \right] \quad (C.37)$$

其中 K 的關聯式如下：

$$K = \frac{E_s T_{sw} (D_{is} - T_{sw})}{E_t T_{tw} N_t (d_o - T_{tw})} \quad (C.38)$$

其中 E_s 為殼彈性模數 (shell elastic modulus)， T_{sw} 為殼壁厚度 (shell wall thickness)， T_{sw} 可由表 C-4 查得。

表 C-4 殼壁厚度(T_{sw})數據表

Shell Inside Diameter (inch)	Carbon Steel (inch)	Alloy (inch)
6	-	1/8
8 ~ 12	-	1/8
13 ~ 29	3/8	3/16
30 ~ 39	7/16	1/4
40 ~ 60	1/2	5/16
61 ~ 80	1/2	5/16
81 ~ 100	1/2	3/8

附錄 D 建造成本之估算

根據 Purohit (1983)的方法，其建造成本之估算關聯式詳述如下：

基本建造成本

基本建造成本(based capital cost, b)之估算乃根據表 D-1 所定義，其關聯式如下：

$$b = \left[\frac{6.6}{1 - e^{(7 - D_{is})/27}} \right] pfr \quad (\text{D.1})$$

其中 D_{is} 為殼內徑(shell inside diameter)， p 為管外徑、管間距與管排列型式的花費乘數(cost multiplier)， f 為 TEMA 頭部型式(TEMA type front end)的花費乘數， r 為 TEMA 尾部型式(TEMA type rear end)的花費乘數，其中 f 與 r 可分別由表 D-2 與表 D-3 查得， p 的關聯式則見 (D.2)式。

$$p = 0.75P_t^2 \left(\frac{a}{d_o} \right) \quad (\text{D.2})$$

其中 P_t 為管間距(tube pitch)， d_o 為管外徑(tube outside diameter)， a 與管排列型式(tube layout pattern, TLP)之關係如下：

when TLP = 45° or 90°

$$a = 1.00 \quad (\text{D.3})$$

when TLP = 30° or 60°

$$a = 0.85 \quad (\text{D.4})$$

表 D-1 基本殼管式熱交換器

Base designation	
Tubes	Welded c. s., 14 BWG, Avg. wall
Nominal tube length (ft)	20
Number of tube passes	1 or 2
Shell-side operating pressure (psig)	≤150
Tube-side operating pressure (psig)	≤150
Material of construction	All carbon steel

表 D-2 TEMA 頭部型式花費乘數

TEMA type	Multiplier, <i>f</i>
<i>B</i>	1.000
<i>A</i>	1.025
<i>N</i>	1.050
<i>C</i>	1.065
<i>D</i>	1.600

表 D-3 TEMA 尾部型式花費乘數

TEMA type	Multiplier, <i>r</i>
<i>S</i>	1.00
<i>M</i>	0.80
<i>L</i>	0.83
<i>N</i>	0.85
<i>U</i>	0.90
<i>T</i>	1.05
<i>P</i>	1.04
<i>W</i>	1.02

殼型式的校正係數 C_S

殼型式的校正係數可由表 D-4 查得。

表 D-4 殼型式的校正係數

TEMA type	Correction, C_S
<i>E</i>	0
<i>J</i>	0
<i>X</i>	0
<i>G</i>	0.075
<i>H</i>	0.125
<i>F</i>	0.175
<i>K</i>	0.300

膨脹接頭的校正係數 C_X

膨脹接頭(expansion joint)的校正係數可由圖 D-1 查得。

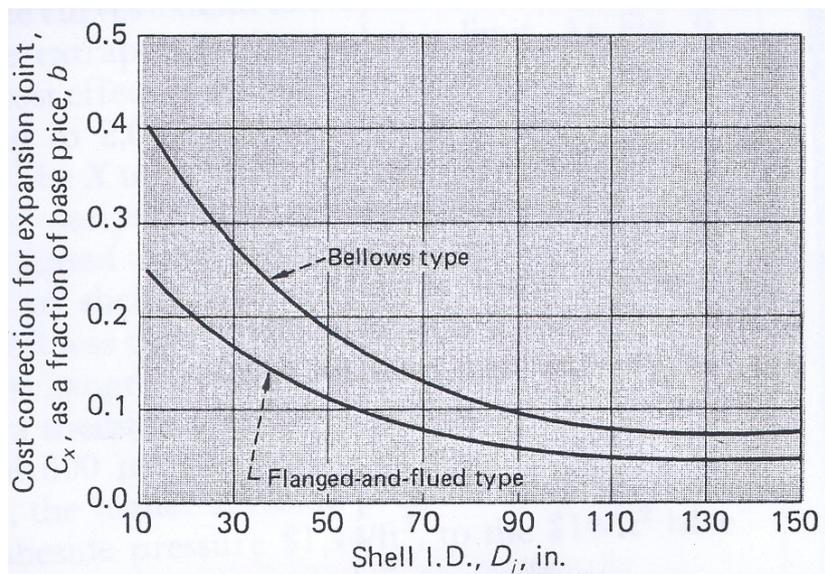


圖 D-1 膨脹接頭的校正係數與殼內徑之關係圖

管長的校正係數 C_L

以設計殼管式熱交換器角度來看，長且薄的管會比短且厚的管來的便宜，因為製造短且厚的管，其勞動成本(labor cost)與切割剩餘的廢金屬較製造長且薄的管來的高，而管長校正係數之關聯式如下：

when $L_t < 20$ ft

$$C_L = \left(1 - \frac{L_t}{20}\right) \left[1.5 - \frac{0.002083(D_{is} - 12)}{1 - \left(\frac{L_t}{20}\right)} \right] \quad (D.5)$$

when $L_t = 20$ ft

$$C_L = 0 \quad (D.6)$$

其中 L_t 為管長(tube length)，當管長超過 20 ft 時， C_L 可被忽略，因為在工業上很少殼管式熱交換器的管長超過 20 ft。

管回數的校正係數 $C_{N_{tp}}$

管回數(number of tube passes, N_{tp})的校正係數之關係式如下：

when $C_{N_{tp}} = 1$ or 2

$$C_{N_{tp}} = 0 \quad (D.7)$$

otherwise

$$C_{N_{tp}} = \frac{(N_{tp} - 1)}{100} \quad (D.8)$$

殼側與管側操作壓力的校正係數 C_{Ps} , C_{Pt}

殼側與管側操作壓力的校正係數之關係式如下：

$$C_{P_s} = \left(\frac{P_s^{in}}{150} - 1 \right) [0.07 + 0.0016(D_{is} - 12)] \quad (D.9)$$

$$C_{P_t} = \left(\frac{P_t^{in}}{150} - 1 \right) [0.035 + 0.00056(D_{is} - 12)] \quad (D.10)$$

其中 P_s^{in} 與 P_t^{in} 分別為殼側與管側操作壓力 (shell-side and tube-side operating pressure)。

建造材料的校正係數 C_{mt} , C_{ms} , C_{mc} , C_{mts}

根據基本殼管式熱交換器，其碳鋼管花費佔總建造成本比例 (fraction of the total price of the based carbon steel exchanger, y) 之關係式如下：

$$y = 0.129 + 0.0016(D_{is} - 12) \left(\frac{d_o}{0.75P_t^2 a} \right) \quad (D.11)$$

之後可分別計算各部位之校正係數，其關係式如下：

管材料的校正係數 C_{mt}

$$C_{mt} = y(M_1 - 1) \quad (D.12)$$

殼材料的校正係數 C_{ms}

$$C_{ms} = 0.1(M_2 - 1) \quad (D.13)$$

回流室(channel)材料的校正係數 C_{mc}

$$C_{mc} = 0.06(M_2 - 1) \quad (D.14)$$

管板(tubesheet)材料的校正係數 C_{mts}

$$C_{mts} = 0.04(M_2 - 1) \quad (D.15)$$

其中 M_1 與 M_2 可由表 D-5 查得。

表 D-5 各種材料相對應之 M_1 與 M_2

Material	M_1 , tubing-price ratio relative to welded carbon-steel tubes		M_2 , price ratio for shell, channel and tubesheet relative to carbon steel	Material	M_1 , tubing-price ratio relative to welded carbon-steel tubes		M_2 , price ratio for shell, channel and tubesheet relative to carbon steel
	Welded	Seamless			Welded	Seamless	
Carbon steel	1.0 (base)	2.50	1.0 (base)	Ferralium (Alloy 255)	12.00	23.90	14.00
Carbon steel, low alloys:				Carpenter 20 Ch-3	15.10	---	16.00
1/2 Mo	1.04	2.60	1.04	Carpenter 20 Mo-6	18.90	---	---
1 Mo	1.05	2.70	1.05	AL-6-X	12.20	---	---
2 1/2 Ni	1.15	2.90	1.15	AL-29-4	12.00	---	---
3 1/2 Ni	1.20	3.10	1.20	AL-29-4-2	11.80	---	---
2 Ni-1 Cu	---	3.30	1.30	AL-29-4-C	5.0	---	---
Carbon steel, chromium-molybdenum alloys:				Nickel 200	---	20.90	18.40
1 Cr-1/2 Mo	Not standard	2.60	2.00	Monel 400 (Alloy 400)	---	15.50	14.50
1 1/4 Cr-1/2 Mo	Not standard	2.70	2.10	Inconel 600 (Alloy 600)	19.40	---	15.30
2 1/4 Cr-1 Mo	Not standard	3.00	2.40	Inconel 625 (Alloy 625)	---	32.70	27.40
3 Cr-1 Mo	Not standard	3.20	2.50	Incoloy 800 (Alloy 800)	11.00	21.80	9.00
5 Cr-1/2 Mo	Not standard	4.40	3.50	Incoloy 800H (Alloy 800H)	---	18.00	---
7 Cr-1/2 Mo	Not standard	5.50	Not standard	Incoloy 825	---	23.50	---
9 Cr-1 Mo	Not standard	6.10	Not standard	Hastelloy B-2	34.90	48.60	38.40
Stainless steels:				Hastelloy C-4	28.70	40.00	31.30
304	2.80	6.50	3.70	Hastelloy C-276	29.10	38.10	31.00
304L	3.00	7.50	4.70	Hastelloy G	15.30	24.70	18.10
309	5.80	14.50	7.70	Hastelloy X	16.70	27.10	21.30
310	7.40	12.00	9.80	Titanium (Grade 2)	11.00	22.00	11.00
310L	7.60	12.40	10.10	Titanium (Grade 7)	21.00	42.00	---
316	4.70	10.10	6.20	Titanium (Grade 12)	14.00	28.00	---
316L	4.80	11.00	6.40	Zirconium 702	35.00	43.70	36.80
317	8.10	13.30	8.10	Zirconium 705	39.00	48.70	40.00
317L	8.30	13.60	8.30	Aluminum	Not standard	1.60	1.60
321	4.20	9.50	5.60	Naval rolled brass	Not standard	3.50	3.50
329 (Carpenter 7 Mo)	10.50	17.20	10.50	Admiralty	Not standard	3.60	3.60
330	7.90	12.90	9.50	Aluminum brass	Not standard	3.70	3.70
347	5.50	13.70	7.30	Aluminum bronze (5%)	Not standard	4.10	4.10
405	6.00	15.00	6.90	Copper (arsenical or deoxidized)	Not standard	4.20	4.20
410	6.90	17.20	7.90	90-10 cupro-nickel	3.50	4.60	4.60
430	5.40	10.60	6.20	70-30 cupro-nickel	4.20	5.50	5.50
439	5.00	11.20	5.80	Union Carbide high-flux tubing:			
444 (Alloy 18-2)	7.80	8.80	9.00	SA-214, welded	4.40	---	---
446	4.70	10.00	5.40	SA-334-1, welded	4.70	---	---
904L (Sandvik 2RK-65)	15.30	19.20	17.00	SA-334-3, seamless	---	9.00	---
Sandvik 2RE-69	---	14.50	---	SA-214, fluted, welded	7.00	---	---
Sandvik 3RE-60	---	10.10	---	SA-334-1, fluted, welded	7.40	---	---
Sandvik 253 MA	---	12.70	---	SA-210, fluted, seamless	---	8.40	---
Sandvik SAF 2205	---	11.80	---				
Sanicro 28	16.10	20.20	18.20				
E-brite-26-1 (XM-27)	9.00	---	10.00				

管規的校正係數 C_g

管規(tube gage)的校正係數之關係式如下：

$$C_g = y(g-1) \quad (D.16)$$

其中 g 為管規的花費乘數，其可由圖 D-2 查得。

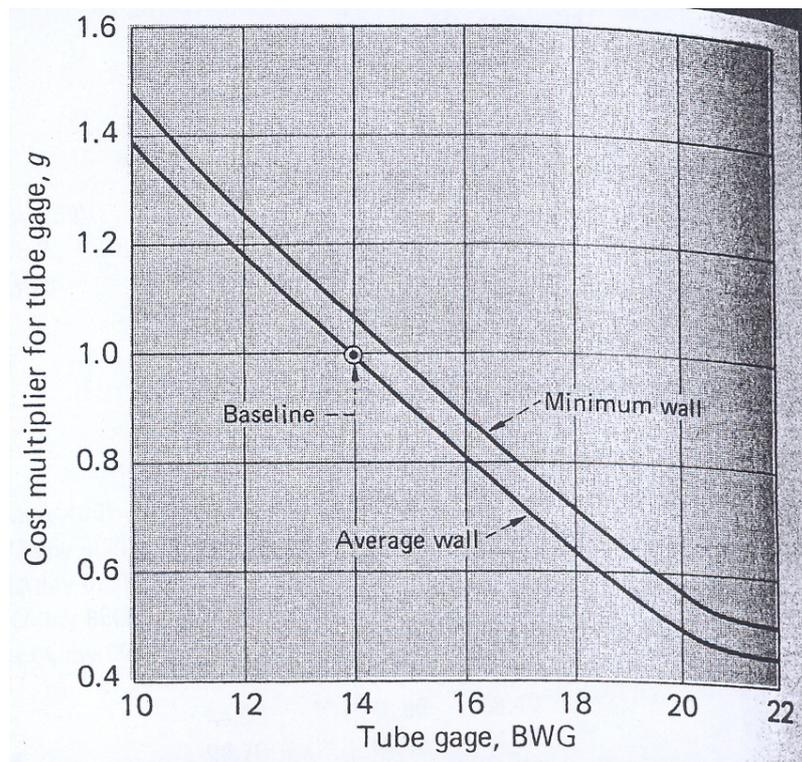


圖 D-2 管規的校正係數與殼內徑之關係圖

殼管式熱交換器的建造成本 C_c

殼管式熱交換器的建造成本(capital cost, C_c)之關聯式如下：

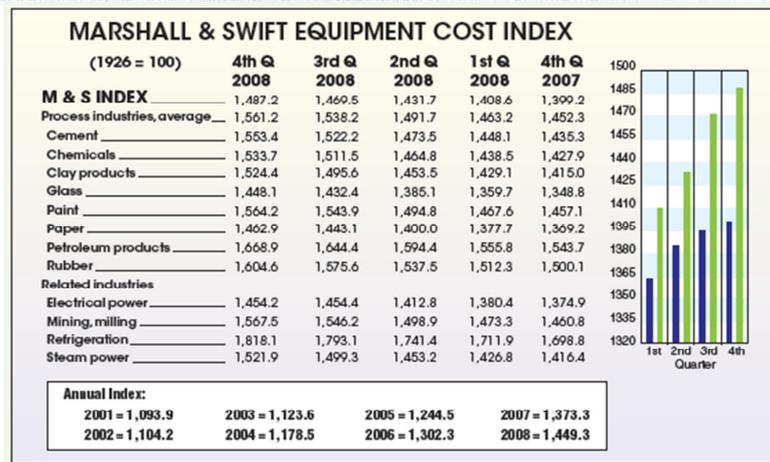
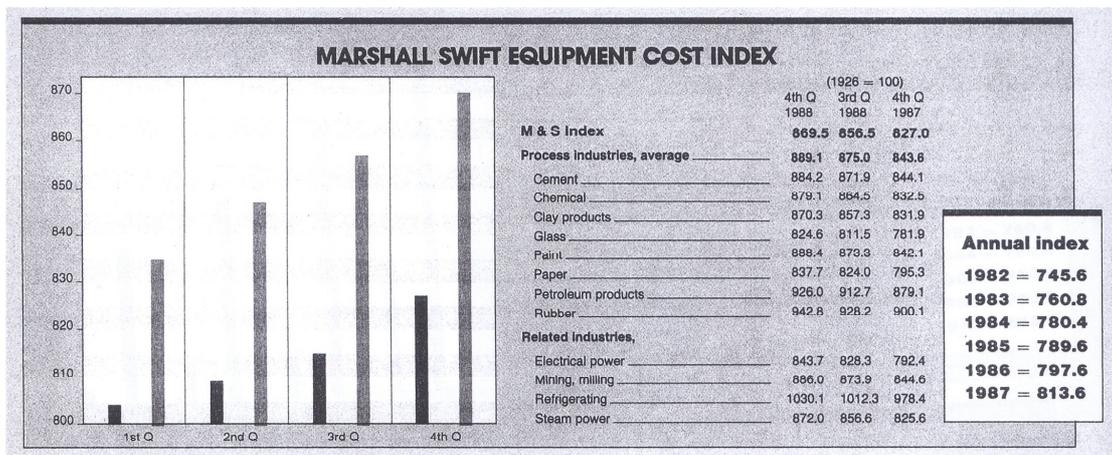
$$C_c = b(1+C_T)A_o \quad (D.17)$$

其中 A_o 為熱傳面積(heat transfer area)， C_T 可由下式求得：

$$C_T = C_S + C_X + C_L + C_{N_p} + C_{P_s} + C_{P_t} + C_{mt} + C_{ms} + C_{mc} + C_{mts} + C_g \quad (D.18)$$

因為此方法為 1982 年之建造成本，尚須考量通貨膨脹之影響，所以吾人根據 Marshall 與 Swift 設備花費指標(Marshall & Swift equipment cost index)將 1982 年之建造成本轉換為 2008 年之建造成本。表 D-6 為 1982 年與 2008 年之 Marshall 與 Swift 設備花費指標。

表 D-6 1982 年與 2008 年之 Marshall & Swift equipment cost index



附錄 E 敏感度分析之結果

表 E-1 FEHE 系統之敏感度分析結果

X_{nC_4}	$\tilde{T}_{t,i}^{in}$ (°F)	$\tilde{C}p_{t,i}^{in}$ (Btu/lbmole-°F)
0.493808	420.772	41.5652
0.495229	420.936	41.5589
0.496294	421.041	41.5549
0.497888	421.120	41.5519
0.498528	421.184	41.5495
0.499099	421.222	41.5474
0.500092	421.239	41.5456
0.500532	421.288	41.5440
0.500944	421.331	41.5412
0.501696	421.358	41.5400
0.502044	421.371	41.5388
0.502375	421.408	41.5378
0.502997	421.442	41.5357
0.503290	421.474	41.5348
0.503573	421.504	41.5339
0.504113	421.533	41.5331
0.504371	421.552	41.5314
0.504622	421.561	41.5307
0.505105	421.587	41.5299
0.505339	421.613	41.5292
0.505567	421.629	41.5278
0.505791	421.637	41.5271
0.506010	421.661	41.5265
0.506226	421.684	41.5258
0.506437	421.707	41.5246
0.506850	421.729	41.5239
0.507052	421.750	41.5234
0.507251	421.765	41.5228
0.507642	421.772	41.5216

表 E-1 (Continued)

X_{nC_4}	$\tilde{T}_{t,i}^{in}$ (°F)	$\tilde{C}_{p,t,i}^{in}$ (Btu/lbmole-°F)
0.507833	421.792	41.5210
0.508023	421.812	41.5205
0.508396	421.826	41.5199
0.508579	421.832	41.5189
0.508761	421.852	41.5183
0.509121	421.872	41.5178
0.509299	421.891	41.5173
0.509475	421.910	41.5163
0.509825	421.929	41.5157
0.509998	421.941	41.5152
0.510170	421.947	41.5147
0.510513	421.966	41.5137
0.510683	421.984	41.5133
0.510852	421.996	41.5128
0.511190	422.002	41.5123
0.511358	422.021	41.5113
0.511526	422.039	41.5108
0.511693	422.057	41.5103
0.511861	422.075	41.5099
0.512028	422.093	41.5089
0.512195	422.105	41.5084
0.512530	422.111	41.5079
0.512697	422.129	41.5075
0.512864	422.147	41.5065
0.513200	422.160	41.5060
0.513369	422.166	41.5055
0.513538	422.184	41.5051
0.513878	422.202	41.5041
0.514048	422.215	41.5036
0.514220	422.221	41.5031
0.514566	422.239	41.5026
0.514740	422.258	41.5017
0.514915	422.271	41.5012

表 E-1 (Continued)

X_{nC_4}	$\tilde{T}_{t,i}^{in}$ (°F)	$\tilde{C}_{p,t,i}^{in}$ (Btu/lbmole-°F)
0.515269	422.277	41.5007
0.515448	422.296	41.5002
0.515629	422.316	41.4991
0.515995	422.329	41.4986
0.516180	422.336	41.4981
0.516368	422.356	41.4976
0.516749	422.376	41.4965
0.516943	422.396	41.4960
0.517139	422.418	41.4955
0.517338	422.439	41.4949
0.517540	422.454	41.4938
0.517745	422.461	41.4932
0.517953	422.484	41.4926
0.518380	422.507	41.4920
0.518599	422.523	41.4908
0.518823	422.531	41.4902
0.519285	422.555	41.4896
0.519524	422.581	41.4889
0.519768	422.607	41.4876
0.520277	422.635	41.4869
0.520543	422.664	41.4862
0.520817	422.684	41.4855
0.521100	422.694	41.4840
0.521393	422.726	41.4832
0.521698	422.760	41.4823
0.522015	422.784	41.4815
0.522694	422.797	41.4797
0.523060	422.837	41.4787
0.523446	422.880	41.4776
0.524298	422.912	41.4766
0.524774	422.929	41.4742
0.525291	422.984	41.4728
0.526502	423.048	41.4714

表 E-1 (Continued)

X_{nC_4}	$\tilde{T}_{t,i}^{in}$ (°F)	$\tilde{C}_{p,t,i}^{in}$ (Btu/lbmole-°F)
0.527234	423.099	41.4698
0.528096	423.127	41.4659
0.529161	423.232	41.4635
0.530582	423.396	41.4605
0.532833	423.627	41.4565

簡歷

姓 名：許智強

出 生 地：台北市

出生年月日：民國 72 年 10 月 12 日

學 歷：東海大學化學工程與材料工程研究所

經 歷：東海大學化學工程學系