

컴퓨터에 의한 熱交換器의 最適設計

宋泰鎬* · 吳鎭國** · 尹昌鉉*** · 許景宰****

Computer-Aided Optimal Design of Heat Exchangers

Tae Ho Song · Jin Kook Oh · Chang Hyun Yoon · Gyoung Jae Huh

Abstract

Optimal design of shell and tube heat exchanger system with the working fluids which may condense outside the tubes has been carried out under specified inlet and outlet conditions. Independent variables such as number of parallel series, tube diameter, distribution pitch, tube side pressure loss, baffle cut and shell side pressure loss as well as dependent variables such as shell diameter, number of tubes, number of serial series and number of baffles were all characterized according to the standard.

Exhaustive search method was used to construct a computer program together with the calculation of heat transfer rate by LMTD method. stress analysis of major parts was made to examine their dimensions satisfying heat transfer and pressure loss requirements. Cost estimation based on the installation, operation and maintenance was also made. A few representative variables, heat transfer area, shell diameter and pressure loss, were used to express cost function, finally giving the optimal selection of all tentative solutions.

1. 序 論

熱交換器 設計의 電算化는 設計上의 人件費, 正確度, 迅速性 및 最適化에 따른 經濟性 등의 여러 면에서 매우 時急한 과제라할 수 있을 것

이나 現今까지도 國內의 實情은 단순한 手動式 反復計算에 대개 依存하여 온 것이 事實이다. 이에 따라 本 연구진은 가장 普編的인 胴 및 管型 熱交換器를 電算設計하기 위한 프로그램 개발에 착수하여, 相變化가 일어나지 않는 경우와 胴側에서 응축이 일어나는 경우에 대하여 最適

* 韓國機械研究所, 熱, 流體機械室, Member of Thermo-and Hydraulic Machinery Lab., Korea Institute of Machinery and Metals.

**

*** 韓國機械研究所, 熱, 流體機械室長, 正會員, Head of Thermo-and Hydraulic Machinery Lab., KIMM

**** 釜山大學校, 機械工學科, Dept. of Mechanical Engineering, Busan National Univ.

設計를 행하였다.

열교환기의 設計 및 最適化 方式은 數多한 變數의 連續의 概念에 의한 方式이 다소 행하여지고 있으나^{1),2)}, 이 경우에는 많은 經驗적 資料가 필요하고 현실적 應用性이 박약하므로, 加급적 規格值를 따라서 不連續의 變數變化를 행하는 편이 現實的이다. 또한 그 經濟性 分析에 있어서는 단순한 重量, 또는 이에 따른 初期投資費用뿐 아니라, 펌프의 運用에 따른 電力費 等の 維持費를 고려해야 한다.

따라서, 본 보고서에서는 이러한 사실을 감안하여 사용된 計算方法과 그 순서를 소개하기로 한다. 또한 개발된 프로그램을 使用하여 計算된 結果를 如他の 것과 비교 검토함으로써 본 설계의 타당성 여부를 論할 것이다.

2. 變數의 函數的 關係에 관한 考察

하나의 열교환기를 설계할 때 주어져 있거나 결정해야 할 設計因子들은 다음과 같은 것들이다.³⁾

- (i) 胴 및 管側 流體의 流量, 入·出口 溫度 및 그 物性值
- (ii) 熱交換器의 형태
- (iii) 管의 外徑, 두께 및 길이, 配列方式 및 피치
- (iv) 胴 및 管側의 許容壓力損失
- (v) 妨害板의 형태, 開放率, 간격 및 個數
- (vi) 胴의 內徑 및 管의 갯수
- (vii) 各 部分의 材質 및 두께 등

이들 중 (vii)項 이외의 모든 값들이 傳熱量 및 壓力損失計算에 직접 關係하며, 이들의 합수적 關係 때문에 모두 獨立變數가 되지 않는음을 알 수 있다. 이러한 關係를 나열해 보면

- (1) 必要傳熱量에 관한 條件
- (2) 胴 및 管側의 許容壓力 損失에 依한 制限 條件
- (3) 주어진 胴內徑, 管의 갯수 및 配置方式에 따른 管의 個數

이러한 條件들이 모두 만족되는 解에 대하여서 다음으로 強性에 관한 諸般條件이 검토되어야 한다.

위에 나열된 變數 중에서 獨立變數를 추려 보도록 한다. 變數 중에서 (i) 및 (ii)항은 設計計算 이전에 주어지는 것이다. 設計計算 과정에서 있어서 一次的으로 傳熱量에 관한 조건을 만족시키는 解를 구하고 이를 壓力損失量에 관하여 그 適格 여부를 판정한다고 하자. 이때 許容壓力損失值 및 壓力損失量에 관한 關係式은 不等號로 연결되게 되어 단순히 變數의 범위만을 制限하는 조건으로 되므로 獨立變數의 數를 감소시키지 않는다. 許容壓力損失值 자체를 連續的 變數로 취하여 價格函數(또는 目的函數)에 포함시키지 않고 이와 같은 計算方式을 취한 이유는 一般的으로 熱交換器의 設計 이전에 市販되는 펌프의 規格을 검토하여 壓力損失의 限界를 결정하는 바, 이렇듯 特定한 펌프를 염두에 두고 壓力損失值를 결정할 때에는 그 규격치(즉, 限界치)보다 壓力損失量이 적다고 하더라도 펌프의 特性上 流量이 要求量보다 증가하게 되어⁴⁾, 이를 막기 위한 밸브를 設置, 밸브 및 熱交換器에 있어서의 總壓力損失을 規格值와 동일하게 유지해 주게 되므로 電力費에 있어서 得이 되는 바가 없기 때문이다.

따라서 이제 (iii), (v), (vi)項의 變수들이 남는데, 이 중에서 管의 配置方式과 妨害板의 형태는 주어지는 것이고, 管의 두께는 強性 및 부식여분이 고려되는 한 작을수록 좋고, 그 길이에 있어서도 設置空間 및 規格이 허락하는 한 可及的인 것이 單位傳熱面積에 대하여 附屬되는 諸裝置를 줄이는 淸경이므로 變化시킬 餘地가 없다. 또한 이에 따라 妨害板의 갯수는 곧바로 그 간격을 決定하게 된다. 따라서, 管의 外徑, 配列 피치, 妨害板의 開放率과 個數, 胴內徑 및 管數가 變數로 남는데 條件 (1) 및 (3)에 의해 管數와 妨害板 갯수가 제거된다.

한편 以上과 같이 單一의 열교환기가 아닌 直·並列로 이루어진 熱交換器群(그림 1 참조)으

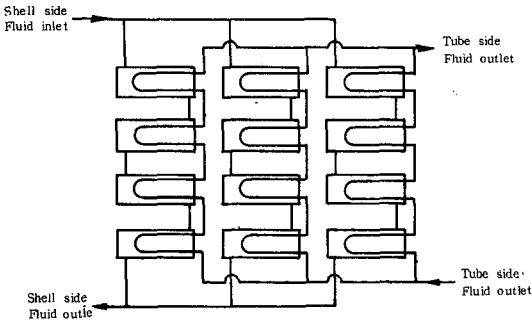


그림 1. 直列 및 並列로 構成된 熱交換器 시스템.

로써 소기의 目的을 달성하고자 할 때에는 直列配列數 및 並列配列數가 變數로 첨가되는데, 이 중 直列配列數는 有效平均 溫度差(Effective Mean Temperature Difference)⁵⁾, 또는 使用者의 입장에서 決定된다고 보아 獨立變數에서 제외시켰다.

3. 計算方式

3. 1 서브 프로그램

本 프로그램은 약 30 개의 서브프로그램과 메인 프로그램으로 構成되어 있으며, 物性值, 傳熱係數, 壓力損失, 強度計算, 原價計算 및 기타 細部的 計算은 주로 서브프로그램에 의존하고 있다.

서브프로그램의 구성은 대단히 多樣하고 경우별로 나누어 一意的으로 설명할 수는 없으나, 그 計算式의 근거를 기준으로 分類해 보면 大略 다음과 같다.

3. 1. 1 數式에 근거한 경우

이러한 경우는 간단히 그 數値의 入力에 의해 各 狀況마다의 數値를 計算해내는 것으로 가능하다.

3. 1. 2 圖式에 의한 경우

그림으로 나타난 計算方式은 일일이 그 그래프를 最小제곱피팅(Least Square Fitting)을 하였다. 獨立變數가 하나인 경우는 一次元피팅⁶⁾

을 하였고, 두개인 경우에는 二次元피팅⁷⁾ (부록참조)을 행하였다.

3. 1. 3 表에 의한 경우

表에 의한 경우는 주로 行列로서 入力시키거나 數式化가 필요한 경우에는 그래프 피팅을 하는 方式을 이용하였다.

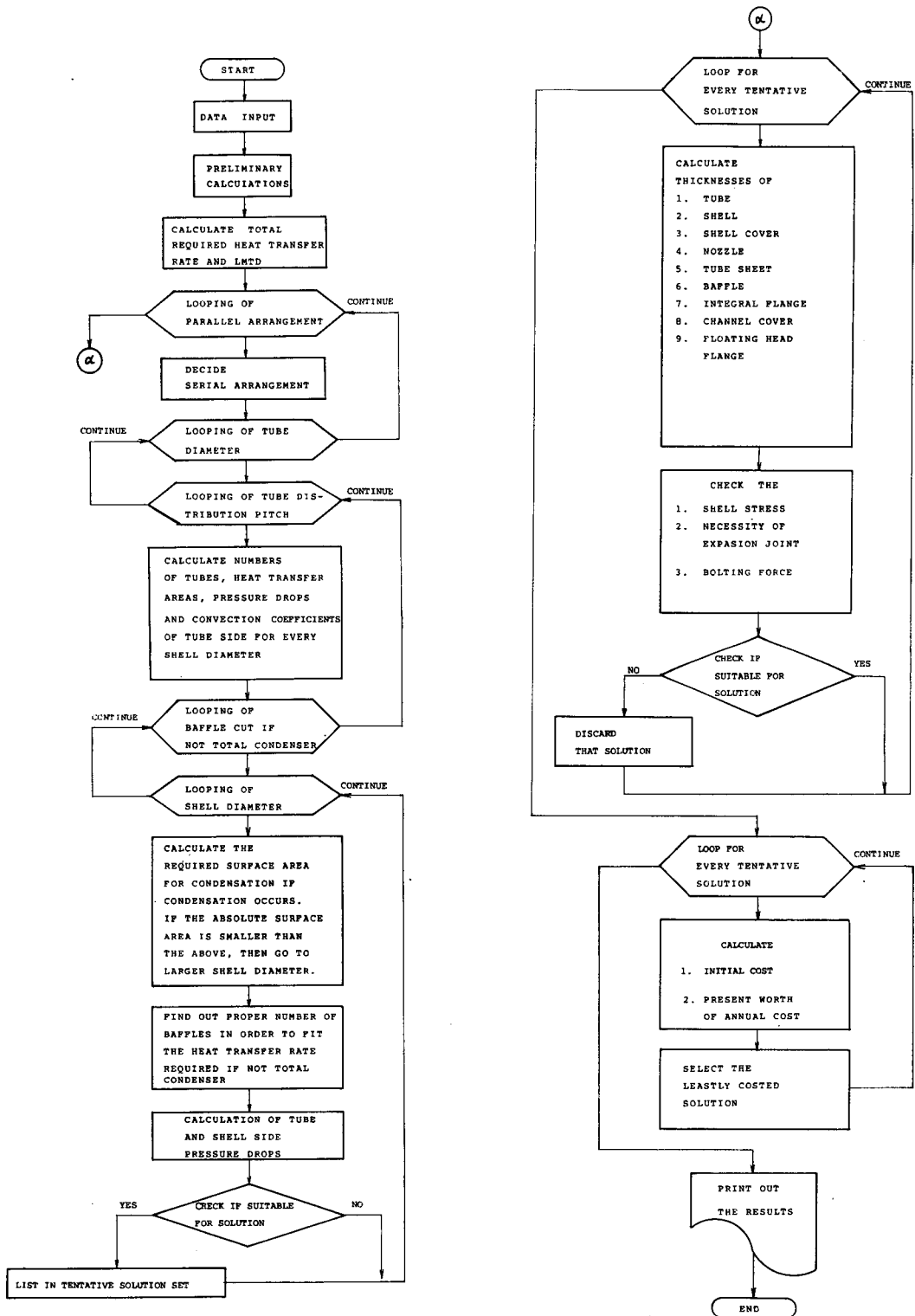
3. 2 메인 프로그램

메인 프로그램은 整數形 프로그래밍을 행하되, 그 함수적 관계가 段階的 決定(Stepwise Decision)을 할 수 있는 것이 아니므로, 動的計劃(Dynamic Programming)⁸⁾은 適用하기 곤란하고 철저한 探索方法⁹⁾이 妥當하다고 判斷된다. 따라서 철저한 探索方法(Exhaustive Search Method)^{6), 9)}을 利用하여 規格化된 變數들을 루우핑(Looping)시켰다. 이 變數들은 앞서 언급한 變數들이며 이들 중 가장 안쪽의 루우프에는 解가 되는 胴徑 및 방해판 갯수를 찾기 위한 探索이 들어있다. 그림 2는 메인 프로그램의 流通圖를 보인다.

프로그램은 갖가지 必要한 데이터의 入力로부터 시작된다. 이 入力은 使用者가 편리하도록 구성하며 各종의 規格値는 이미 内部에 저장되어 있도록 한다. 이로부터 物性值, 中心溫度(Caloric Temperature), 各 變數의 變化限界, 全體 傳熱負荷, 對數平均溫度差(Log Mean Temperature Difference) 등을 計算 및 確認한다. 단, 응축기의 경우, 傳熱負荷 및 對數平均溫度差는 凝縮직전까지의 冷却部(Desuperheating zone) 및 凝縮部(Condensing Zone)에서 各各 獨立的으로 고려해야 한다¹⁰⁾.

이어서 傳熱量 및 壓力損失의 計算에 착수한다. 최초로 變化시킬 變數는 並列配列數이며 이로부터 直列配列數 및 各 熱交換器마다의 負荷가 계산된다.

다음으로, 管徑 및 配列上의 피치를 決定하여 보며, 이때 變化範圍內의 各 胴徑에 대한 管數, 傳熱面積, 管側의 壓力損失 및 對流熱傳達



係數(또는 境膜係數 : Film Coefficient)들이 구해질 수 있다.

이어서, 응축부가 없는 熱交換器의 경우, 妨害板의 개방을 및 洞徑을 決定하여 본다. 그러면, 이제 獨立的인 變數의 변화는 모두 끝나고, 最終的으로 決定해야할 變數, 즉 解가 되는 방해판의 갯수를 구하게 된다. 그 방법은 우선, 그 洞徑에서 傳熱條件을 만족시키는 妨害板數가 存在할 수 있는가 確認한 후 存在할 수 있으면 다소의 시행착오로 그 값을 구해낸다. 또한 凝縮部가 存在하는 경우라면, 一般的으로 응축부에서는 妨害板을 고려하지 않으므로¹¹⁾, 응축에 필요한 傳熱面積만을 求하여 現在의 洞徑으로 만족시킬 수 있는가를 確認한다. 이 條件이 만족되면 이 洞徑에 있어서의 總傳熱面積 중, 응축에 所要되고 남은 傳熱面積(또는 그 部位의 洞길이)만을 가지고, 냉각부(Desuperheating Zone)에 관한 計算을 相變化가 없는 경우와 同一하게 행한다.

이어서 壓力損失量을 계산한 후 여러가지 許容壓力損失值(즉, 對象이 되는 여러가지 펌프) 중에서 適合한 값이 존재하는가를 確認한다. 이렇게 確認된 바가 모두 肯定的일 때 그 解는 일단 傳熱量 및 壓力損失量의 側面에서 實用化될 수 있음을 보이는 것이다.

이렇게 구해진 여러개의 解에 대하여 強性解析 및 價格計算을 행하여 본다. 強性解析은 各部品の 두께 및 其他 치수를 算出하여 製圖 및 製作上 必要한 데이터를 直接的으로 제공하기도 하고, 위에서 나타난 잠정해(Tentative Solution)가 力學的으로 實現可能한가를 確認한다.

이러한 過程을 모두 거친 解들은 實用化가 될 수 있는 段階이나, 이중에서 가장 經濟적인 解를 추려서 最終案으로 제시하게 된다. 이때 價格函數가 필요하게 되며, 이는 初期의 裝置價格 및 現在價(Present Worth)⁶⁾로 表現된 定期的 電力費로 構成하였다.

4. 計算 結果

이와 같이 構成된 프로그램을 다음과 같은, 상변화가 없는 設計條件下에서 傳熱量 및 壓力損失에 관하여 執行하여 보았다. 表1은 그 結果이며, 이 結果를 同一한 條件下에서 設計製作된 이태리의 Foster Wheeler Italiana 社의 製品과 比較하여 보았다.

設計 條件

- 型式 : 固定管板型(Fixed Tube Sheet Type)
- 流動方式 : 對向流
- 傳熱管, 配列方式 및 配列피치 : 25.4mm O.D. 管, 32mm Staggered Distribution
- 妨害板 : 15% 또는 25% 缺丹型
- 洞側流體 및 流量, 入出口溫度 : Kerosene (44.8° API), 26,140 kg/h, 186.1°C → 73.9°C
- 管側流體 및 流量, 入出口溫度 : Crude Oil (26.3° API), 355,580 kg/h, 63.3°C → 73.3°C.

表1에서 보는 바와 같이 同一하게 주어진 妨害板의 開放率, 直列 및 並列配列의 數, 洞 및 管側의 패스數와 汚染係數에 대해 傳熱面積이 24m² 정도 적게 나타났다. 이는 거의 同一한 傳熱길이에 대해 보다 적게 나타난 洞內徑과 傳熱管 갯수에 의한 것이라는 것을 알 수 있다. 그러나 總括傳熱係數는 大同小異한 洞 및 管側 壓力損失量에 대해 오히려 약 105 W/m² °C 만큼 크게 증가하여, 傳熱面積이 적음에도 불구하고 傳熱量은 80kw 정도 증가하였다. 妨害板의 開放率을 15%에서 25%로 증가시켜 얻은 結果도 15%에 의해 얻은 것과 거의 같은 양상을 보이고 있다.

한편, 본 프로그램을 韓國科學技術院의 CYBER System에 걸어 執行한 結果, 콤파일의 외의 作業時間은 불과 십여초 內外로 나타났다.

表.1. 設計結果比較

Description	단 위	Foster wheeler	본 프로그램 집행 결과	
		Italiana	Fixed	Fixed
형 식		Fixed	Fixed	Fixed
방 해 판 개 방 울	%	15	15	25
방 해 판 개 수	ea	34	9	12
병 렬 배 열 수	"	1	1	1
직 렬 배 열 수	"	2	2	2
동 축 패 스 수	"	1	1	1
관 축 패 스 수	"	2	2	2
동 의 내 경	mm	686	610	610
진 열 관 개 수	ea	284	224	224
진 열 길 이	mm	4,877	5,000	5,000
진 열 면 적	m ² /unit	107.1	83.1	83.1
오 염 계 수	m ² °C / W	0.00057	0.00057	0.00057
총 팔 진 열 개 수	W/m ² °C	203.8	308.7	307.0
진 열 량	kw	2016	2098.5	2086.9
관 축 압 력 손 실 량	kgf/cm ²	1.565	1.236	1.236
동 축 압 력 손 실 량	"	0.204	0.211	0.320

5. 討議 및 結論

計算結果를 비교하여 볼 때, 現在의 프로그램은 더 적은 管數 및 胴徑에서도 要求條件을 充足시킬 수 있음을 보이고 있다. 그러나 현재의 프로그램은 安全率을 고려하지 않은 것임을 附言하며, 기타 獨逸의 TUV(Technische Überwachungs Verein)의 기존 프로그램과 비교할 때 본 프로그램이 더 應用性이 있으며 安全이 더 고려된 것으로 나타났다. 기타의 서적³⁾에 나타난 결과와도 비교할 때 본 프로그램은 매우 正確하며 現實的이라는 결론을 얻는다.

現在의 프로그램은 胴側에서 응축이 일어나는 경우까지 적용시킬 수 있으나 管側에서의 凝縮까지 고려한 프로그램으로 擴張 중에 있으며, 使用上的 容易度, 適用範圍의 擴大等の 問題를 解決하고 있다.

參 考 文 獻

1. T. W. Hoffman, "The Optimal Design of Heat Exchanger Networks-A Review and Evaluation of Current Procedures," Chapter 6, "Heat Exchangers," edited by N. Afgan and E. U. Schiunder McGraw-Hill.
2. D. H. Fax and R. R. Mills, Jr., "Generalized Optimal Heat Exchanger Design," Trans ASME, April, 1957.
3. 奥出, "熱交換器 핸드북싱," 日刊工業新聞社, 1965.
4. 李澤植, "水力機械," 東明社, 1974.
5. R. A. Bowman et al., "Mean Temperature Difference in Design, Trans. ASME, May, 1940.

6. Stoecker, "Design of Thermal Systems," McGraw-Hill, 1971.
7. 韓國機械研究所, "컴퓨터에 의한 熱交換器 最適設計 프로그램의 開發에 관한 研究(1)," 1981.
8. Sanford M. Roberts, "Dynamic Programming in Chemical Engineering and Process Control," Academic Press, 1964.
9. 戶川集人, "數値計算入門," 2nd edi., 才一社, 1970.
10. E. E. Ludwig, "Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants," 2nd edi., Gulf Publishing Company, 1964.

附 錄

• 二次元 多項式 피팅

데이터의 짝이 (x_i, y_i, z_i) , $i=1 \cdots N$ 으로 주어져 있을 때 이를 다음과 같은 꼴로 피팅한다고 하자.

$$Z = \sum_{j=0}^M \sum_{k=0}^L a_{kj} x^k y^j \quad (A-1)$$

(x_i, y_i) 를 獨立變數로 보고, 이러한 함수 끝에 代入하여 얻어진 Z 값이 Z_i 라고 하면, 決定하여야 할 계수 a_{kj} 의 값은 다음과 같이 表現되는 誤差의 合을 最小化할 때 最適함을 알 수 있다. 즉,

$$\text{minimize } I = \sum_{i=1}^N (Z_i - z_i)^2 \quad (A-2)$$

따라서 I 를 a_{kj} 에 대하여 편미분을 取하여,

그 導函數의 값이 各各 零이 되도록 하면 다음과 같은 一次聯立方程式을 얻어낼 수 있다.

$$\sum_{i=1}^N x_i^k y_i^j \left(\sum_{m=0}^M \sum_{e=0}^L a_{em} x_i^e y_i^m \right) = \sum_{i=1}^N z_i x_i^k y_i^j \quad (A-3)$$

따라서 이로부터 그 계수들, a_{kj} , $k=0 \cdots L$, $j=0 \cdots M$ 의 값을 구할 수 있으며 이때에 그 계수들의 갯수가 모두 $(L+1)(M+1)$ 개임을 생각하면, 데이터의 수 N 은 이 값보다 작지 않거나 充分히 클 것이 要求된다. 이 방법은 通常적으로 많이 사용되고 있는 참고문헌 6. 의 방법과 비교할 때 (x, y) 평면상에서 任意의 點들을 無作爲하게 取할 수 있으면서도 函數의 次數 및 正確度を 높일 수 있으므로 應用性이 뛰어나다고 判明된다.