

Plate and Shell 열교환기의 압력강하 특성에 관한 연구

서무교* · 김영수**

A study on the pressure drop characteristics of plate and shell heat exchangers

Moo Kyo Seo and Young Soo Kim

Key Words: Plate and Shell Heat Exchangers(P&SHE), Pressure drop (압력강하), Friction factor (마찰계수), Channel(유로), $k-\epsilon$ Model ($k-\epsilon$ 난류모델)

Abstract

Plate and shell heat exchanger(P&SHE) has been applied to the refrigeration and air conditioning systems as evaporators or condensers for their high efficiency and compactness. The purpose of this study is to analyze the characteristics of pressure drop in plate and shell heat exchanger. An experiment for single phase flow pressure drop in plate and shell heat exchanger was performed. Also numerical work was conducted using the FLUENT code for $k-\epsilon$ model. The dependence of friction factor on geometrical parameters was numerically investigated. The study examines the internal flow and the pressure distribution in the channel of plate and shell heat exchanger. The results of CFD analysis compared with experimental data, and the difference of friction factor in plate side and shell side are 10% and 12%, respectively. Therefore, the CFD analysis model is effectively predict the performance of plate and shell heat exchanger.

1. 서론

최근 들어 냉동·공조분야에서도 갈수록 심화되는 사용공간의 제약성으로 인해 단위부피당 전 열면적을 극대화시킨 고밀도, 고효율 열교환기가 관심을 끌고 있다. 또한 설계 기술이 발달함에 따라 최적설계로 압력손실은 낮추고 열전달 기술을 극대화시킨 경제적이고 효율적인 최적의 냉동·공조 시스템설계에 노력을 기울이고 있는 실정이다.

고밀도 열교환기의 하나인 plate and shell 열교환기(P&SHE)는 높은 효율과 고밀도로 인해 냉동

과 공조 시스템에서의 P&SHE의 이용은 전망은 밝다. 그러나 P&SHE와 관련된 국내외의 연구는 거의 없는 실정이나 이와 유사한 판형열교환기에 대해서는 많은 분야에서 연구가 이루어져 왔다. Savostin 과 Tikhonov⁽²⁾는 넓은 범위의 주름의 각도(corrugation angle)와 무차원화된 단면 형상계수를 레이놀즈 수에 관한 함수로 표시하여 열전달과 압력강하를 조사하였으며 Edwards⁽³⁾는 수력직경과 열전달, 압력과의 상관관계를 연구하였으며, 또한 일반적인 판형열교환기의 특성에 관해 고찰하였다. Shah⁽⁴⁾는 주어진 열전달 표면에서의 열·수력학적 성능해석과 다양한 형태의 열판을 이용, 판의 형상이 열전달향상에 어떤 영향을 주는가에 관해 실험을 하였다. Focke⁽⁵⁾등은 다양한 주름의 각도(corrugation angle)에 대해 성능 실험을 하였으며 DLCT(diffusion-limited current technique)를 이용해 유동 가시화를 하였다.

* 부경대학교 대학원

** 부경대학교 냉동공학과

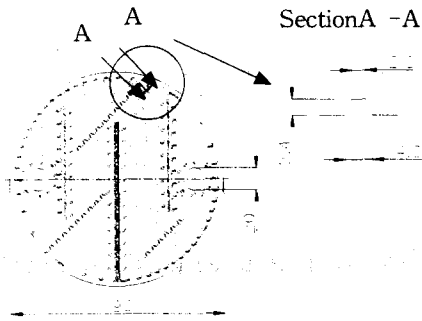


Fig. 1 Schematic diagram of plate and shell heat exchanger.

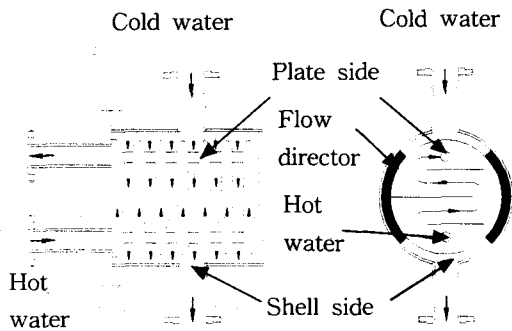


Fig. 2 Details of flow pattern in plate and shell heat exchanger.

Kandlikar와 Shah^(6,7)는 다양한 유로에 따른 effectiveness를 구하고 표로 제시하였다. Gaiser⁽⁸⁾는 주름진 유로(corrugated passage)에 있어 물질전달과 열전달의 상사성을 이용 유동을 가시화 하였으며 국소 열전달계수 및 평균 열·물질열전달계수와 압력강하 등을 제시하였다. 90년대에 들어와서도 판형열교환기에 대한 연구는 활발하게 이루어졌다. Bogaert⁽¹⁾등은 판형열교환기의 열·수력학적 성능을 수력직경을 기준으로 나타내었으며, 층류와 난류구간으로 구분하여 각각에 대한 상관관계식을 도출해내었으며, Heggs등은 전해질전달방법(electrochemical mass transfer technique)을 이용하여 각기 다른 레이놀즈 수에 대해 국소열전달계수의 분포를 도출하여 유동을 설명하였다. Martin은 레이놀즈수와 주름의 각도(corrugation angle), 그리고 마찰계수(friction

factor)에 대해 이론적으로 관계식으로 도출하여, 실험 결과와 비교하였다. 그러나 대부분의연구가 실험중심으로 이루어져 왔으며, 실험의 특성상 다양한 경우에 대한 적용이 어렵고 판형열교환기 내부에서의 유동이나 열전달 특성에 관한 해석을 하기가 쉽지 않다. 따라서 본 연구에서는 plate and shell 열교환기의 형상을 모델링하여 내부유동 및 압력강하 분포가 어떻게 일어나는가를 수치해석적으로 계산하고 이를 실험적 연구와 비교검토 하고자 한다. 따라서 본 연구는 plate and shell 열교환기의 성능해석용 모델 개발에 기초를 제공하고자 하며, 이를 통해 열교환기의 고효율화 및 소형화 기술을 확보하고 성능을 평가하고자 한다.

2. 이론해석

2.1 수치해석 가정

본 연구에서 plate and shell 열교환기의 해석을 위해 다음과 같은 가정을 하였다.

- 1) 유체의 열역학적 물성치(밀도, 점성계수)는 상수로 가정한다.
- 2) 오염에 의한 유동저항은 무시한다.
- 3) 유로에서의 유동 분산을 모든 채널에서 동일하게 이루어진다.
- 4) 중력에 의한 영향은 무시한다.

2.2 지배방정식

상기의 가정사항에 따라 유동 특성을 지배하는 보존 방정식인 연속방정식, Navier-Stokes 운동방정식을 텐서형태로 표현하면 다음과 같다.

연속방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

운동량 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

여기서, stress 텐서 τ_{ij} 은 다음과 같다.

$$\tau_{ij} = \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (3)$$

표준 $k-\epsilon$ 난류모델의 난류 운동에너지(k) 및 난류 소멸율(ϵ) 방정식은 다음과 같다.

k -방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) \\ \approx \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k - \rho \epsilon \end{aligned} \quad (4)$$

ϵ -방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) \\ \approx \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + C_1 \epsilon \frac{\epsilon}{k} G_k - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (5)$$

여기서, σ_k 및 σ_ϵ 은 각각 k 및 ϵ 의 난류확산에 관한 프란틀 수이다. G_k 는 난류 운동에너지에 의한 생성항이다.

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (6)$$

2.3 경계조건

1) 입구조건

본 연구에서는 물을 유체로 사용하여 완전발달된 유동을 계산하였다. 각각의 plate and shell 열교환기는 같은 유량의 입구조건을 주기 위해 같은 단면적에서 레이놀즈수에 따른 속도로 유입되며, 유체의 온도는 300K로 하였다. 유동은 난류유동의 경우에 대해서 해석을 하였다. 입구의 난류강도는 5%를 적용한다. 입구 난류운동에너지 및 난류소멸율은 난류 특성길이 및 난류강도를 이용하여 다음식과 같이 구할 수 있다.

$$l = 0.07L, \quad k = \frac{3}{2}(u_i l)^2, \quad \epsilon = C_\mu \frac{3}{4} \frac{k^2}{l} \quad (7)$$

여기서, l 은 난류 특성길이, L 은 전열판의 특성길이(= D_i), u_i 는 유체의 유입속도를 의미한다.

D_i 는 입구측 면적을 $\pi \left(\frac{D_i^2}{4} \right)$ 와 같이 놓고, D_i 를 구하여 대입하였다.

2) 벽면의 경계조건

벽면에서의 유체유동조건은 점착조건(no slip condition) 및 Neumann형 경계조건을 적용한다.

$$u = v = w = 0, \quad \frac{\partial \phi}{\partial n} = 0 \quad (8)$$

여기서, n 은 경계면에 수직한 방향을 의미하며, ϕ 는 k , ϵ 등을 포함한다.

3) 출구조건

열교환기의 입구측으로부터 유입되는 유량은 출구측으로 모두 유출되어 전체 해석영역을 통하여 질량보존법칙이 만족되도록 적용한다.

$$\frac{\partial u}{\partial n} = \frac{\partial p}{\partial n} = \frac{\partial k}{\partial n} = \frac{\partial \epsilon}{\partial n} = 0 \quad (9)$$

여기서 n 은 출구 경계면에 수직한 방향을 의미한다.

2.4 수치해석 방법

복잡한 유동장에 대한 정확한 해석을 SIMPLE (Semi-implicit Method for Pressure-Linked Equations) 알고리즘을 사용하여 이산화 방정식의 해를 구한다. 연립 이산화 방정식의 중속변수들은 TDMA(Tri-Diagonal Matrix Algorithm)를 적용하여 해를 구한다. 이와 같이 설정된 설계를 계산하기 위하여 열·유체 해석용 상용코드인 FLUENT5를 사용하였다.

2.5 격자 체계

Plate and shell 열교환기를 수직으로 해석하였으며, 유체의 흐름 방향을 y -축 및 높이 방향을 z -축으로 좌표를 선정하여 기하학적인 형상은 Fig. 3과 같다

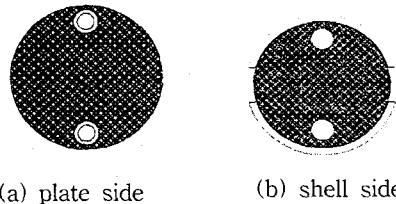


Fig. 3 Schematic modeling of plate and shell heat exchanger.

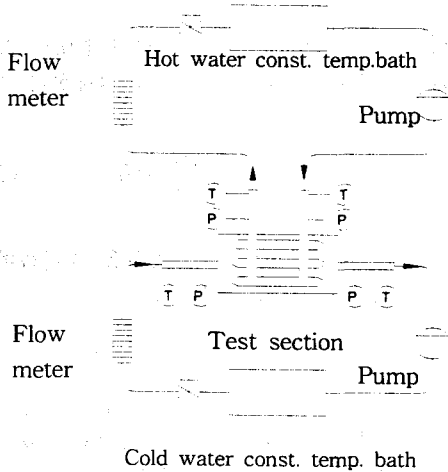


Fig. 4 Schematic diagram of the experimental system.

3. 실험장치 및 방법

Plate and shell 열교환기의 단상유동압력강하 특성을 분석하기 위한 실험장치의 개략도는 Fig. 4와 같다. 시험부(test section)의 판 사이로는 1, 2차유체로 물을 펌프를 이용하여 재 순환하도록 구성하였다.

채널의 입구와 출구사이에 $\pm 0.2\%$ 의 정확도를 갖는 Keller사의 압력트랜스듀서(모델 PR-23)를 설치하여 압력강하를 측정하였고, $\pm 1\%$ 의 정확도를 갖는 Controlotron사의 초음파유량계(모델 1010WDP1)를 이용하여 수유량을 측정하여 FLUKE사의 데이터로거(모델 NetDAQ2645A)를 이용하여 PC로 데이터를 실시간으로 획득 및 처리하였다.

4. 결과 및 고찰

판 측에서의 발생하는 유동에 의한 압력손실은 유로에서 마찰로 인해 발생하는 압력손실과 포트에서 축소, 확대로 발생하는 압력손실과 파이프에서 발생하는 압력손실로 나눌 수 있다. 본 연구에 판 측에서는 포트부분을 포함한 전체형상을 모델링하였으므로 판측에서의 전체압력손실은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{friction} + \Delta P_{port} + \Delta P_{pipe} \quad (10)$$

여기서, 경험적 관계식과 평균포트속도로부터 포트에서의 압력강하는 다음과 같이 추정된다.^{(1),(2)}

$$\Delta P_{port} = 1.5(\rho V_{port}^2/2) \quad (11)$$

셀측에서는 포트부분이 없고 대신 파이프에서 셀로 들어올 때 발생하는 돌연확대(sudden expansion)로 인한 손실과 셀에서 파이프로 나갈 때 발생하는 돌연축소(sudden contraction)로 인한 손실이 있으므로 본 연구에서는 이 부분을 형상 모델링하지 않았으므로 이로 인한 손실은 다음과 같이 구하였다.

$$\Delta P_{shell} = \Delta P_{friction} + \Delta P_{SE} + \Delta P_{SC} \quad (12)$$

여기서, 돌연축소와 돌연확대에 의한 손실은 다음식으로 구하였다.

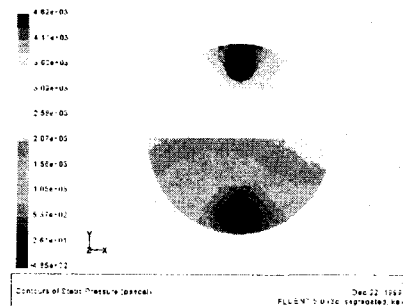


Fig. 5 Contours of static pressure in plate side (at Re = 389 , corrugation angle = 45 °)

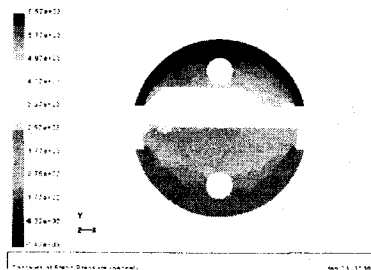


Fig. 6 Contour of static temperature in shell side. (at Re = 583 , corrugation angle = 45 °)

$$\Delta P = K \frac{\rho v_{pipe}^2}{2} \quad (13)$$

$$K_{SE} = \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2, \quad K_{SC} \approx 0.42 \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right) \quad (14)$$

여기서 d 는 파이프직경이고 D 는 셸의 직경이다. 유동마찰에 의한 압력손실은 무차원수인 마찰계수(f)로 나타내며, 본 연구에서도 해석결과를 바탕으로 마찰계수를 구하여 압력강하 특성을 비교하고자 한다.

$$f = \frac{\Delta P_{friction}}{\frac{4L}{d_h} \frac{1}{2} \rho v^2} \quad (15)$$

여기서, 판과 판을 겹침으로써 생기는 채널에서의 수력직경은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$d_h = \frac{4A_c}{P} \quad (16)$$

Fig. 5와 6에서는 주름 각도가 45°인 판 측과 셸 측에서의 정압분포를 표준 $k - \epsilon$ 난류모델을 사용하여 해석한 결과이다. Fig. 7과 8에서 주름 각도가 45°인 판과 셸에서의 레이놀즈수에 대한 마찰계수의 관계를 실험결과와 $k - \epsilon$ 모델을 사용하여 구한 CFD해석결과를 비교한 것으로 양측에서 대체로 레이놀즈수 500이하에서는 CFD해석과 실험결과의 오차가 상당히 크지만 500이상에서는 판 측에서는 약 10%, 셸 측에서는 약 12% 정도의 오차로 CFD해석결과가 비교적 잘 예측하고 있음을 보여준다.

이상과 같이 주름 각도가 45°인 셸 측에서 측정된 마찰계수 실험결과를 최소자승법을 이용하여 Blasius상관식형태로 다음과 같이 제시하였다.

$$f = 17080 Re^{-1.267} \quad \text{for } 200 < Re < 500 \quad (17)$$

$$f = 36.01 Re^{-0.306} \quad \text{for } 500 < Re < 1600 \quad (18)$$

상관식과 실험결과는 정확도 $\pm 10\%$ 이내이며 적용범위는 레이놀즈수 200에서 1,600사이이다.

주름 각도가 45°인 판 측에서의 압력강하 실험

데이터를 바탕으로 마찰계수 상관식을 구하고 그 결과를 다음과 같이 제시하였다.

$$f = 2013 Re^{-0.897} \quad \text{for } 200 < Re < 500 \quad (19)$$

$$f = 20.33 Re^{-0.157} \quad \text{for } 500 < Re < 1600 \quad (20)$$

Fig. 9와 10은 각각 셸 측과 판 측에서 마찰계수에 있어서의 주름 각도(corrugation angle)의 영향을 해석한 결과이다.

Fig. 9는 다른 세 개의 레이놀즈 수 583, 972, 1555에 대한 주름 각도에 따른 마찰계수를 나타낸 그림이다. 각도가 증가할수록 마찰계수역시 증가하며, 주름 각도가 60°의 경우 45°에 비해 약 62%정도 증가하며 15°의 경우는 63%정도

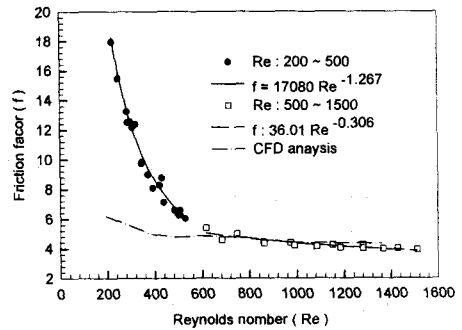


Fig. 7 Comparison of analysis result and experimental data in shell side. (at corrugation angle = 45°)

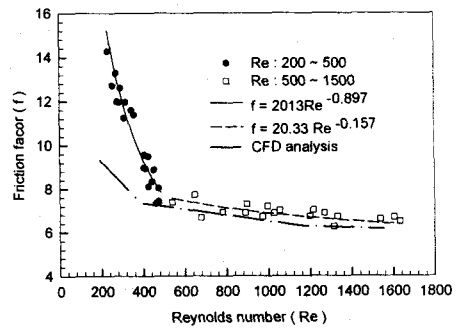


Fig. 8 Comparison of analysis result and experimental data in plate side. (at corrugation angle = 45°)

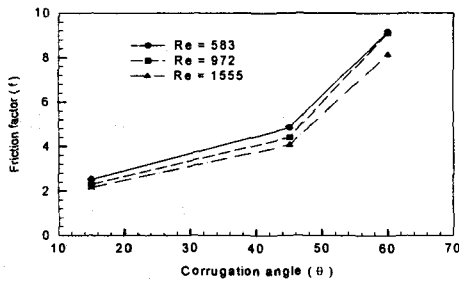


Fig. 9 Friction factor vs. corrugation angles for three different Reynolds number in shell side.

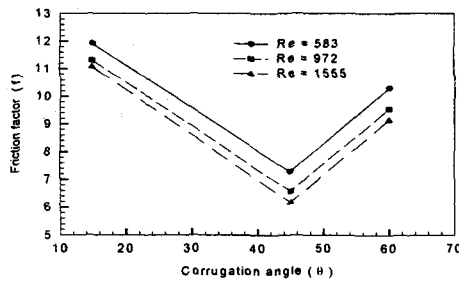


Fig. 10 Friction factor vs. corrugation angles for three different Reynolds number in plate side.

감소한다. Fig. 10은 판 측에서의 주름 각도에 따른 마찰계수로서 주름 각도가 45°에서 최소값을 나타내고 있다. 주름 각도가 60°의 경우 45°에 비해 약 35%정도 증가하고, 15°의 경우는 약 48%정도 증가하였다.

이상과 같이 주름 각도에 따른 마찰계수의 변화가 셀 측과 판 측이 서로다른 것은 상이한 내부유동의 영향으로 기인한 것으로 사료된다.

5. 결론

Plate and shell 열교환기의 단상유동에서의 압력강하특성에 관한 실험적 연구와 수치해석적 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 주름 각도가 45°인 판 측과 셀 측에서의 단상유동에 대한 마찰계수상관식을 레이놀즈수 200에서 1,600사이에서 식 (17) ~ (20)과 같이 제안하였으며 그 정확도는 ±10% 이내이다.

(2) 주름 각도가 45°인 경우 CFD해석을 통해 구한 판 측과 셀 측의 마찰계수는 레이놀즈수 500 이상에서 실험결과와 약 10%, 12%의 오차로 잘 예측하였다.

(3) CFD해석을 통해 판 측과 셀 측에서의 주름 각도에 따른 마찰계수의 변화를 해석하였다.

참고문헌

- (1) Bogaert. R., and Bolcs. A., 1995, "Global performance of a prototype brazed plate heat exchanger in a large Reynolds number range," *Experimental Heat Transfer*, Taylor & Francis, No. 8, pp.293-311.
- (2) Savostin A. F., and Tikhonov. A. M., 1989, "Investigation of the characteristics of plate type heating surfaces," *Int. J. Heat Mass Transfer*, 28, pp. 293-311
- (3) Edwards. M. F., 1974, "Heat transfer and pressure drop characteristics of a plate heat exchanger using newtonian and non-newtonian liquids," *The Chemical Engineer*, Vol. 259, No. 1, pp. 286-288.
- (4) Shah. R. K., 1978, "Compact heat exchanger selection methods," *Heat Transfer*, Vol. 4., pp. 185-191.
- (5) Focke. W. W., J. Zachariades and Oliver. I., 1985, "The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 28, No. 8, pp. 1469-1479.
- (6) Kandlikar, S. G., and Shah, R. K., 1989, "Multipass plate heat exchangers-effectiveness NTU results and guidelines for selecting pass arrangements," *J. heat transfer* 111, pp. 300-313.
- (7) Kandlikar S. G., and Shah. R. K. 1989, "Asymptotic effectiveness-NTU formulas for multipass plate heat exchangers," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 314-321.
- (8) Gaiser G., and Kottke. V., 1989, "Flow phenomena and local heat and mass transfer in corrugated passages," *Chem. Eng. Tech.*, No. 12, pp. 400-405.