한국동력기계공학회지 제5권 제1호 pp. 35~43 2001년 2월

판각형 열교환기 성능해석에 관한 연구

A Study on the Performance Analysis in the Plate and Shell Heat Exchanger

서무교 · 박재홍 · 김영수

M. K. Seo, J. H. Park and Y. S. Kim

Key Words : Plate and shell heat exchanger(판각형 열교환기), Flow rate(유량), Heat transfer rate (열전달율), Pressure drop(압력강하)

Abstract : Heat exchangers are called with important devices which have been widely used in industrial fields. Therefore, the design method for a heat exchanger is an important study in the aspect of energy saving. In this study, performance analyses for two types of plate and shell heat exchangers having a corrugated trapezoid shape of a chevron angle with 45°, were executed and compared with experiments. For this study, the operation liquids were adopted with non-phase changing water. In the analysis, ε-NTU method was used for a plate and shell heat exchanger and a program was constructed. Independent variables for a plate and shell heat exchanger are flow rate and inlet temperature. Compared with experimental data, the accuracy of the developed are ±2.5 % and ±5% at the type A and type B in the heat transfer rate, respectively. In the pressure drop, the accuracy of the proposed program for a plate and shell heat exchanger is within ±3% and 5% error bounds for the type A and type B, respectively.

기 호 설 명

A : 전열면적 [m^2]
C : 열용량률 [W/K]
C_p : 비열 [J/kgK]
d_e : 수력직경 [m]
f : 마찰인자
h : 열전달계수 [W/m^2K]
m : 질량유량 [kg/s]
N : 판 수
ΔP : 압력강하 [Pa]
Q : 전열량 [W]
T : 온도 [K]
U : 총괄열전달계수 [W/m^2K]
v : 속도 [m/s]

그리스 문자

ε : 유용도
ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

c : 냉수
h : 온수
in : 입구
out : 출구
p : 판측
port : 포트
s : 셸측

접수일 : 2000년 10월 25일
서무교 · 박재홍 : 부경대학교 대학원
김영수 : 부경대학교 냉동공학과

1. 서 론

많은 산업적 용도를 갖는 에너지 변환기기로서의 열교환기는 현재까지 성능 개선을 위한 지속적

인 연구와 개발이 이루어져 왔으나 아직도 그 성능과 효율개선의 여지가 많으며, 실질적으로도 많은 문제를 가지고 있다. 세계적으로도 고성능의 열교환기를 개발하기 위한 연구가 활발히 진행되고 있으며, 국내에서도 이에 대한 연구가 요구되고 있다. 또한 최근 들어 냉동·공조분야에서도 갈수록 심화되는 사용공간의 제약성으로 인해 단위부피당 전열면적을 극대화시킨 고밀도, 고효율 열교환기가 관심을 끌고 있다. 또 최적의 설계로 압력손실은 낮추고 열전달계수는 극대화시킨 경제적이고 효율적인 냉동·공조 시스템 설계에 노력을 기울이고 있다.

고밀도 열교환기의 하나인 plate and shell 열교환기(이하 P&SHE)는 높은 효율과 고밀도로 인해 냉동·공조 시스템에서의 이용 전망은 매우 높다. 그러나 P&SHE는 판형 열교환기와 유사하나 그에 대한 연구는 이루어지지 않은 상태이다. 이에 비해 판형 열교환기에 대해서는 많은 분야에서 연구가 이루어져 왔다. Focke[1] 등은 세브론각에 따른 성능수치를 나타내는데 있어 길이가 고정된 경우, 압력강하가 고정된 경우 등으로 세분화하여 각각의 경우에 대하여 무차원항으로 표시하였다. Cooper[2]는 판형 열교환기와 관류형 열교환기의 성능 및 장단점을 비교하여 판형 열교환기에서 열전달계수식과 마찰계수식을 제시하였으며, Bounopane[3] 등은 단상 유동에서 LMTD방법을 이용하여 판형 열교환기의 설계방법을 제시하였다. Bogaert[4] 등은 판형 열교환기의 열수력학적 성능을 수력직경을 기준으로 나타내었으며, 층류와 난류구간으로 구분하여 각각에 대한 상관관계식을 도출해 내었다. 그러나 판형 열교환기에 관한 대부분의 연구는 단상 액-액 열전달에 초점을 두고 있다(Shah and Focke[5], 1988 ; Kandlikar and Shah[6], 1989). 따라서 상기 논문들은 증발기와 응축기로 사용되는 판형 열교환기의 설계에 대해서는 다소 제한적인 데이터들에 국한되어 있다.

본 연구는 열교환기 분야에서 높은 전열계수와 좁은 공간이용에 따른 장점으로 그 수요가 증대되고 있는 판형 열교환기와 유사한 형태인 plate and shell 열교환기의 선정에 있어 경험과 설계자의 감각에 입각한 선정기법에 따른 비효율성을 제거하고 합리적인 선정기준을 마련하기 위한 방법을 연구하였다.

열교환기의 설계방법은 열전달 해석방법에 따라 ε-NTU, P-NTU, LMTD, ψ-NTU법 등으로 나눌 수 있다[7]. 본 연구에서는 ε-NTU법을 이용하여 두 가지 타입의 plate and shell 열교환기에 대하여 입구온도, 유량 그리고 판 수의 변화로 열전달율, 압력강하를 예측해보고 실험 데이터 비교하여 봄으로써 열교환기의 선정과 이용에 합리적인 지침을 마련하고자 하였다.

2. Plate and Shell 열교환기의 열적설계

2.1 기본이론

본 연구에서는 plate and shell 열교환기의 기본적인 성능해석을 위하여 다음과 같은 가정을 하였다[8-10].

(1) 유로의 유동분산은 모든 channel에서 동일하게 이루어지고 완전한 대향류이다.

(2) 유동방향으로의 열전달은 없다.

(3) 위치에너지, 운동에너지의 변화와 중력은 무시한다.

(4) 오염이나 채널벽의 열전도도에 의하여 발생하는 열전달저항은 무시한다.

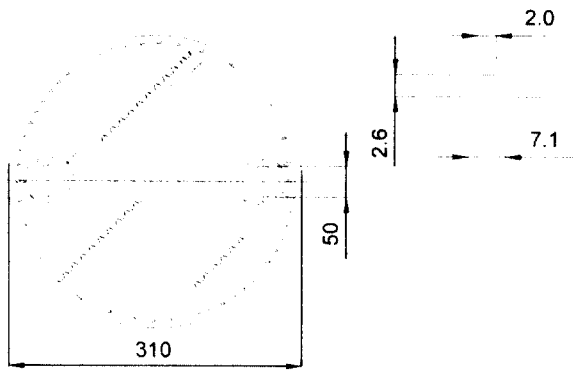
(5) Plate and shell 열교환기는 정상상태 조건하에서 운전된다.

(6) Plate and shell 열교환기 주변으로의 열손실은 없다.

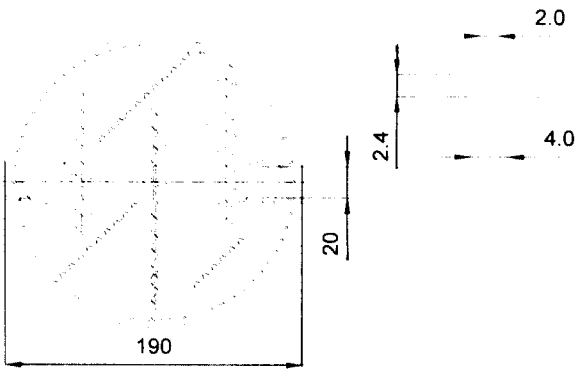
Plate and shell 열교환기의 열적 설계방법은 전열판을 기본단위로 이루어진다. 이런 전열판의 유동해석은 실험에 의한 경험식을 많이 이용하기 때문에 제작사에 따라 열전달특성이 다른 열교환기를 설계하고 있다. 또한 2상 유동의 경우 실험에 의한 경험식 이외는 특별한 설계방법이 존재하고 있지 않다. 따라서 현재 이용되고 있는 대부분의 상용 프로그램들은 판의 규격을 미리 결정한 상태에서 요구 열전달량과 압력강하만을 만족시키는 설계를 이루는 것이 대부분의 방법이다.

열교환기의 열적 설계방법으로는 ε-NTU, P-NTU, LMTD, ψ-NTU 방법 등이 있다. 판형 열교환기에서는 관류형 열교환기와는 달리 ε-NTU 법이 많이 이용된다. 따라서 본 연구에서는 판형 열교환기와 유사한 형태인 plate and shell 열교환기의 성능해석 프로그램 개발에 있어 실험에서 구한 경험식을 바탕으로 ε-NTU 방법을 이용하였다. 여기에서 유용도(ε : heat exchanger effectiveness)는 열역학적으로 가능한 최대의 열전달량에 대한 실제의 열전달량의 비를 나타낸 것으로 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \tag{1}$$



(a) type A



(b) type B

Fig. 1 Schematic diagram of plate and shell heat exchanger

식 (1)을 유체가 흐르는 대향류 열교환기에 대하여 적용하면 다음과 같이 된다.

$$\varepsilon = \frac{C_h\,(T_{h.in} - T_{h.out})}{C_{\min}\,(T_{h.in} - T_{c.in})} = \frac{C_c\,(T_{c.out} - T_{c.in})}{C_{\min}\,(T_{h.in} - T_{c.in})} \quad (2)$$

여기에서 C_{min}은 열용량률으로써 C_h와 C_c 중 작은 것과 같다. 만일 plate and shell 열교환기 내에 흐르는 유체(물/물) 중 온수유량이 많을 경우의 C_{min}은 다음과 같다.

$$C_{\min} = C_c = (\dot{m}c_p)_c \quad (3)$$

유용도 ε는 식 (4)와 같다.

$$\varepsilon = \frac{\exp[(1 - C_r)\,NTU_{\min}] - 1}{\exp[(1 - C_r)\,NTU_{\min}] - C_r} \quad (4)$$

여기서 C_r은 다음과 같다.

$$C_r = \frac{C_c}{C_h} \quad (5)$$

NTU_{min}은 식 (6)으로 정의된다.

$$NTU_{\min} = NTU_c = \frac{AU}{C_c} \quad (6)$$

여기서 U는 총괄열전달계수로서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + R} \quad (7)$$

h_h, h_c는 고온유체와 저온유체의 열전달계수로써 실제 실험에서 구한 상관식을 이용하였다. R은 벽의 전도저항으로써 본 연구에서 그 영향이 총괄열저항의 0.5% 미만이므로 무시하였다. 이와는 반대로 냉수유량이 많을 경우에 C_{min}은

$$C_{\min} = C_h = \dot{m}_h \times c_{ph} \quad (8)$$

가 되고 유용도 ε는 식 (4)와 동일하다. 그러나 C_r과 NTU_{min}은 다음과 같다.

$$C_r = \frac{C_h}{C_c} \quad (9)$$

$$NTU_{\min} = NTU_h = \frac{AU}{C_h} \quad (10)$$

위의 식들로부터 구한 유용도를 이용하여 실제 열전달율을 구하면 다음과 같다.

$$Q = \varepsilon\, Q_{\max} = \varepsilon\, C_{\min}\,(T_{h.in} - T_{c.in}) \quad (11)$$

식 (11)로부터 구한 실제 열전달율에서 냉수 · 온수 출구온도를 구하면 다음과 같다.

$$T_{c.out} = T_{c.in} + \frac{Q}{C_c} \quad (12)$$

$$T_{h.out} = T_{h.in} - \frac{Q}{C_h} \quad (13)$$

plate and shell 열교환기에서의 압력손실은 판측과 셀측의 압력손실로 나뉘어지며 판측은 두 전열판 사이에 형성된 유로에서 생기는 마찰압력손실과 포트에서 생기는 압력손실로 나눌 수 있는데 대부분 포트에서의 압력손실은 작기 때문에 무시될 수 있으나 약간의 압력손실은 유체의 분배문제와 유로사이의 열전달효과를 위해 고려되어야 한다. 유로에서 생기는 마찰압력손실은 경험식으로 존재하며 수력직경과 판 길이의 함수로 표시될 수 있다. 그리고 포트부분에서의 압력강하는 Shah와 Focke(1988)[5], Kays와 London (1984)[11]에 의한 경험적 관계식과 평균포트속도로부터 추정된다.

$$\Delta P_{core} = 4f\frac{L}{d_e}\frac{\rho v^2}{2}N \quad (14)$$

$$\Delta P_{port} = 1.5 \times \frac{\rho v_{port}^2}{2} \quad (15)$$

따라서 판측에서의 전체 압력손실은 다음과 같다.

$$\Delta P_{plate} = \Delta P_{core} + \Delta P_{port} \quad (16)$$

셀측에는 포트부분이 없고 대신 파이프에서 셀로의 돌연확대(sudden expansion)로 인한 손실과 셀에서 파이프로의 돌연축소(sudden contraction)로 인한 손실이 있으므로 이로 인한 손실은 다음과 같이 구하였다.

$$\Delta P_{shell} = \Delta P_{core} + \Delta P_{SE} + \Delta P_{SC} \quad (17)$$

여기서 돌연축소와 돌연확대에 의한 손실은 다음과 같이 구하였다.

$$\Delta P = K\frac{\rho v_{pipe}^2}{2} \quad (18)$$

$$K_{SE} = (1-\frac{d^2}{D^2})^2,\ K_{SC} \approx 0.42(1-\frac{d^2}{D^2}) \quad (19)$$

d는 파이프의 직경이고 D는 셀의 직경이다.

2.2 성능해석 알고리즘

앞에서 제시한 기본이론을 바탕으로 한 plate and shell 열교환기의 성능해석을 위하여 초기 1, 2차 유체의 입구온도와 2차 유체의 일정유량 조건하에서 1차 유체의 유량을 변화시켜 plate and shell 열교환기의 열전달율 및 압력강하 특성을 해석하였다.

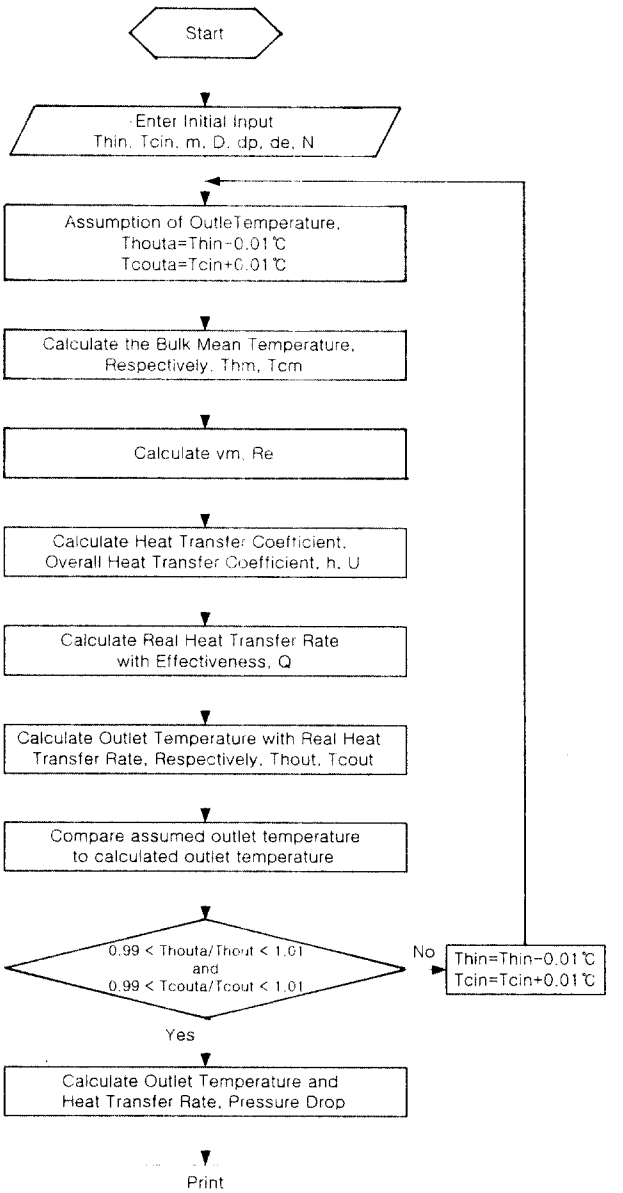


Fig. 2 Flow chart of the plate and shell heat exchanger performance analysis.

3. 실험장치 및 방법

Plate and shell 열교환기의 단상유동 특성을 분석하기 위한 실험장치의 개략도는 Fig. 3과 같다. 시험부(test section)의 판 사이로는 1, 2차 유체인 물을 펌프를 사용하여 재순환하도록 구성하였으며, 실험은 1, 2차 유체인 물의 입구온도를 각각 40℃, 26.5℃로 하여 행하였으며, 또한 이와 반대의 경우에서도 행하였다. 채널의 입구와 출구사이에 온도센서(T-type Thermocouple, accuracy 0.1℃)를 설

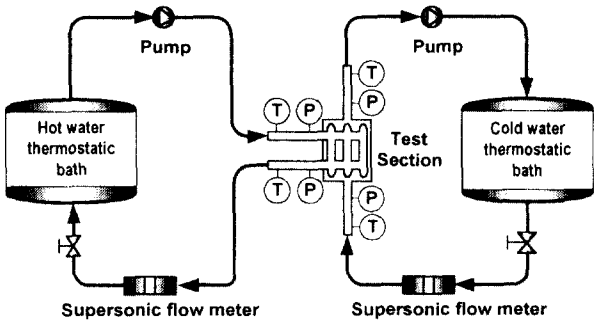


Fig. 3 Details of flow pattern in plate & shell heat exchanger

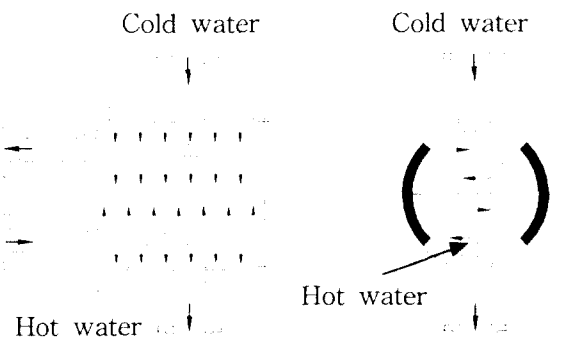


Fig. 4 Details of flow pattern in plate & shell heat exchanger.

치하여 온도를 측정하였고, 또한 ±0.2%의 정밀도를 갖는 Keller사의 압력 transducer(PR-23)를 설치하여 압력강하를 측정하였다. 그리고 ±1%의 정밀도를 갖는 Controlotron사의 초음파 유량계(1010WDP1)를 사용하여 수유량을 측정하여 FLUKE사의 data logger(NetDAQ2645A)를 사용하여 PC로 데이터를 실시간으로 획득 및 처리하였다.

4. 해석결과

Plate and shell 열교환기의 성능해석 프로그램 개발 방법으로 ε-NTU 방법을 이용하였으며, 상변화가 없는 단상 유체인 물에 대하여 이루어졌다.

Plate and shell 열교환기의 성능해석을 위한 판의 규격은 table 1과 같다. 초기 1, 2차 유체의 입구온도를 각각 40℃, 26.5℃로 하고, 또한 2차 유체의 일정유량 조건하에서 1차 유체의 유량을 변화시키며 성능해석을 한 결과는 다음과 같다.

Table 1 Configurations of plate and shell exchanger

Parameters	Units	Type A	Type B
Plate Diameter	m	0.31	0.19
Port Diameter	m	0.05	0.02
Hydraulic Diameter	m	0.0052	0.0048
Chevron angle	°	45	45

4.1 열전달 특성

Fig. 5와 6은 plate and shell 열교환기 type A, B의 판측과 셀측에서의 열전달율에 대한 실험값과 성능해석 프로그램을 이용하여 구한 해석값을 나타내고 있다. Fig. 5에서 type A의 판측은 레이놀즈수에 따른 실험값과 해석값의 오차가 2.5% 이내, type B는 5% 이내로 성능해석 프로그램이 잘 예측하고 있음을 보여주고 있다. 또한 Fig. 6의 셀측도 레이놀즈수에 따른 실험값과 해석값의 오차가 type A는 2% 이내, type B는 4% 이내로 성능해석 프로그램이 잘 예측하고 있음을 보여주고 있다.

Fig. 7과 8은 type A와 B에 대하여 판측의 판 수와 유량 변화에 따른 열전달율의 변화량 해석을 나타내고 있다. Fig. 7은 동일 유량의 경우 type A의 판측에서 판 수가 3장일 때를 기준으로 하여 판 수가 5장으로 증가하면 열전달율은 약 38.2% 증가하고, 7장으로 증가하면 약 51% 증가하는 것을 나타내고 있다. Fig. 8 또한 type B의 판측에서 판 수가 5장으로 증가하면 열전달율은 약 70.42% 증가하고, 7장으로 증가하면 약 92% 증가하는 것을 나타내고 있다. 동일 유량에서 type A와 B의 판측의 판 수에 따른 열전달율은 type A의 판 수가 3장일 때 type B보다 평균 56%, 5장일 때 33.8%, 7장일 때 29.6% 정도 높은 것으로 나타났다.

Fig. 9와 10은 type A와 B의 셀측에 대하여 판측의 경우와 동일한 조건에서 해석한 결과를 나타내고 있다. Fig. 9는 type A의 셀측에 대해 판 수가 3장일 때를 기준으로 하여 판 수가 5장으로 증가하면 열전달율은 약 38.2% 증가하고, 7장으로 증가하면 50.4% 증가하는 것을 나타내고 있다. Fig. 10은 type B의 셀측에서 판 수가 5장으로 증가하면 열전달율은 약 49% 증가하고, 7장으로 증가하면 약 68% 증가하는 것을 나타내고 있다. 동일 유량에서 type A와 B의 셀측의 판 수에따른 열전달율은 type A의 판 수가 3장일 때 type B보다 평균 31%, 5장일 때 22.2%, 7장일 때 18%

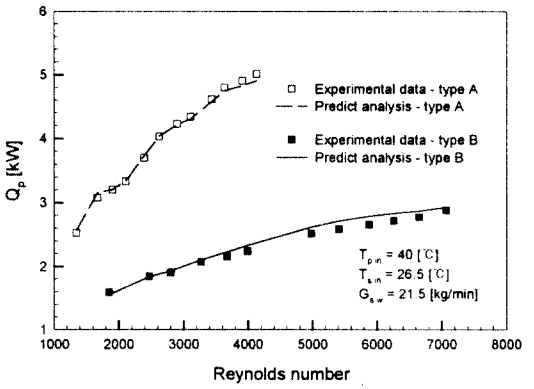


Fig. 5 Comparisons of heat transfer rate for the experimental data and predict analysis in plate side

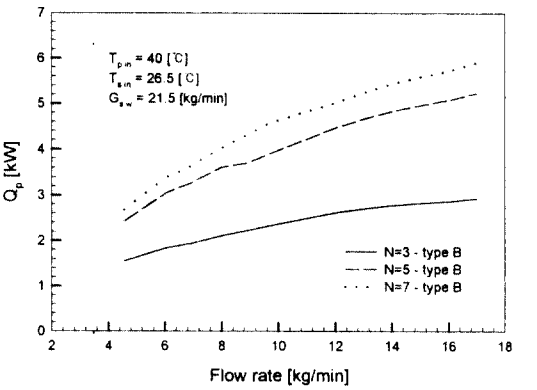


Fig. 8 Effect of plate number and flow rate for heat transfer rate at plate side in type B

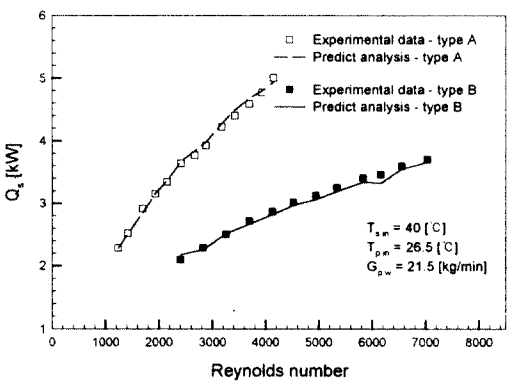


Fig. 6 Comparisons of heat transfer rate for the experimental data and predict analysis in shell side

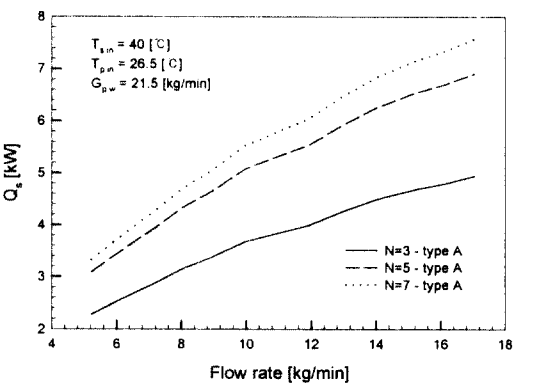


Fig. 9 Effect of plate number and flow rate for heat transfer rate at shell side in type A

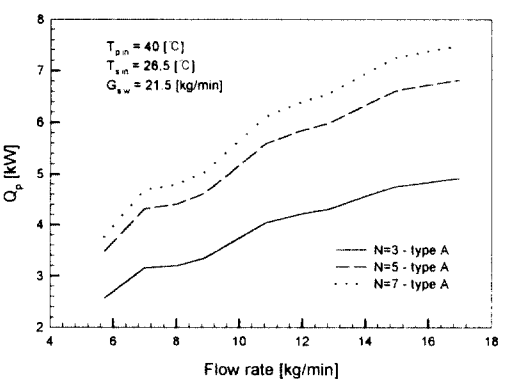


Fig. 7 Effect of plate number and flow rate for heat transfer rate at plate side in type A

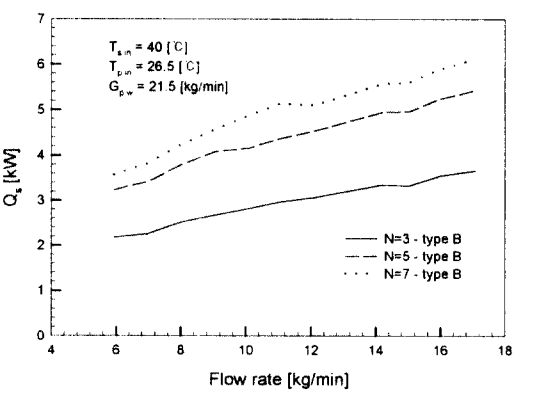


Fig. 10 Effect of plate number and flow rate for heat transfer rate at shell side in type B

정도 높은 것으로 나타났다.

4.2 압력강하 특성

Fig. 11과 12는 type A, B의 판측과 셀측에서의 압력강하에 대한 실험값과 해석값을 나타내고 있다. 이 또한 잘 예측하고 있으며, Fig. 11의 type A는 실험값과 해석값의 오차가 1% 이내, type B는 4% 이내이다. Fig. 12의 셀측 또한 오차가 type A는 3% 이내, type B는 5% 이내로 나타났다.

Fig. 13과 14는 type A와 B에 대하여 판측의 판 수와 유량 변화에 따른 압력강하 변화량을 보여주고 있다. Fig. 13은 동일 유량의 경우 type A의 판측에서 판 수가 3장일 때를 기준으로 하여 판 수가 5장으로 증가하면 압력강하는 평균 약 47.1% 감소하고, 7장으로 증가하면 약 63.5% 감소하는 것을 보여주고 있다. Fig. 14 또한 type B의 판측에서 판 수가 5장으로 증가하면 압력강하는 평균 약 46.9.% 감소하고, 7장으로 증가하면 약 62.8% 감소하는 것을 보여주고 있다. 그러나 동일 유량에서 type A와 B의 판측의 판 수에 따른 압력강하는 type B의 판 수가 3장일 때 type A보다 평균 14.7%, 5장일 때 15.2%, 7장일 때 17.1% 정도 높은 것으로 나타난다. 이러한 현상이 나타나는 것은 type B에서 유체의 정체시간 연장을 위하여 설치한 수평방향 주름에서 압력손실이 크게 일어나기 때문이다.

Fig. 15와 16은 type A와 B에 대하여 셀측의 판 수와 유량 변화에 따른 압력강하 변화량을 보여주고 있다. Fig. 15는 동일 유량의 경우 type A의 셀측에서 판 수가 3장일 때를 기준으로 하여 판 수가 5장으로 증가하면 압력강하는 평균 약 40.3% 감소하고, 7장으로 증가하면 약 55.8% 감소하는 것을 보여주고 있다. Fig. 16 또한 type B의 셀측에서 판 수가 5장으로 증가하면 압력강하는 평균 약 41.7% 감소하고, 7장으로 증가하면 약 57% 감소하는 것을 보여주고 있다. 동일 유량에서 type A와 B의 판측의 판 수에 따른 압력강하는 type A의 판 수가 3장일 때 type B보다 평균 8.3%, 5장일 때 6.2%, 7장일 때 5.9% 정도 낮은 것으로 나타난다. 이와 같이 동일 유량에서 판 수에 따른 압력강하 변화가 판측과 셀측이 서로 다른 것은 상이한 내부유동의 영향 때문인 것으로 사료된다.

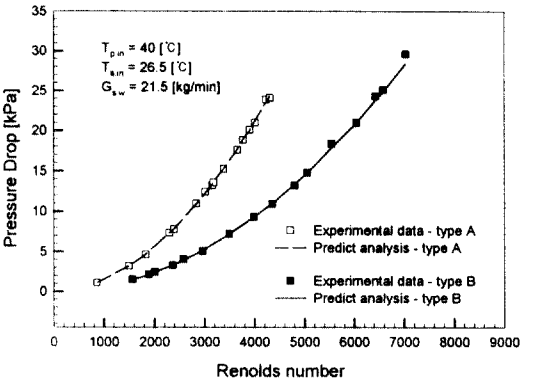


Fig. 11 Comparisons of pressure drop for the experimental data and predict analysis in plate side

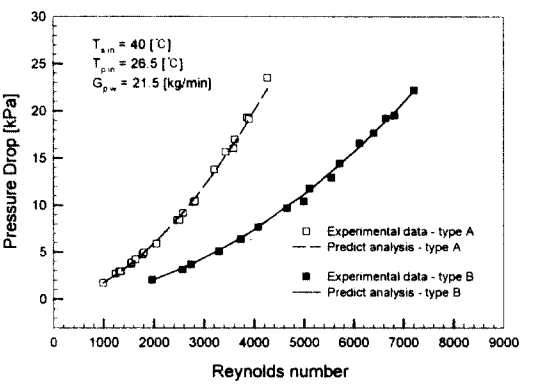


Fig. 12 Comparisons of pressure drop for the experimental data and predict analysis in shell side

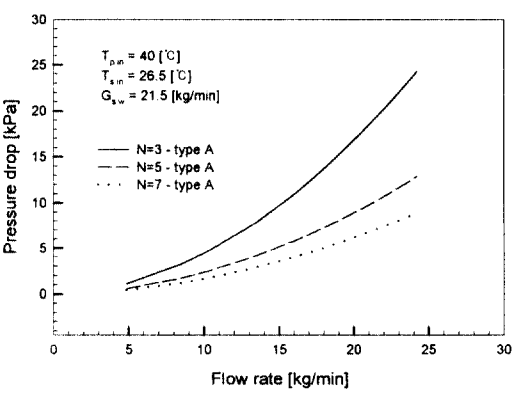


Fig. 13 Effect of plate number and flow rate for the pressure drop at plate side in type A

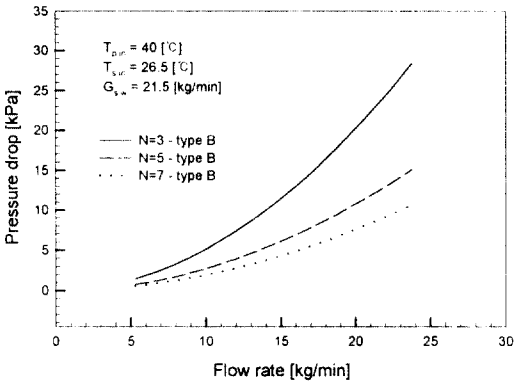


Fig. 14 Effect of plate number and flow rate for the pressure drop at plate side in type B

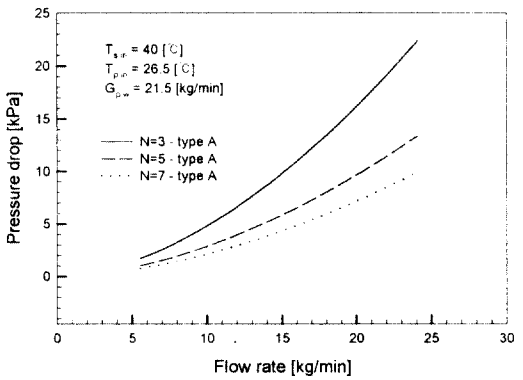


Fig. 15 Effect of plate number and flow rate for the pressure drop at shell side in type A

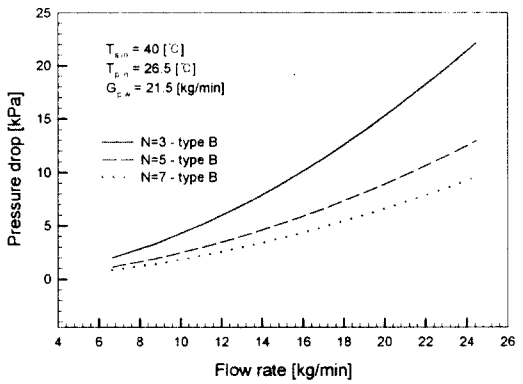


Fig. 16 Effect of plate number and flow rate for the pressure drop at shell side in type B

5. 결 론

Plate and shell 열교환기의 성능해석 프로그램을 이용하여 성능해석을 수행한 바 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 열전달율 해석에 대하여 type A는 실험값과 해석값의 오차가 ±2.5%이내, type B는 ±5%이내의 오차를 보였다.
2) 압력강하 해석에 대해서는 type A는 실험값과 해석값의 오차가 ±3%, type B는 ±5%이내의 오차를 보였다.
3) 판 수와 유량에 따른 열전달율의 변화량은 각 type에서 판 수가 3장일 때를 기준으로 하여 아래의 표와 같이 증가하였다.

Plate No.	Type A Plate side	Type A Shell side	Type B Plate side	Type B Shell side
5	38.2%	38.2%	70.42%	49%
7	51%	50.4%	92%	68%

4) 판 수와 유량에 따른 압력강하의 변화량은 각 type에서 판 수가 3장일 때를 기준으로 하여 아래의 표와 같이 감소하였다.

Plate No.	Type A Plate side	Type A Shell side	Type B Plate side	Type B Shell side
5	47.1%	40.3%	46.9%	41.7%
7	63.5%	55.8%	62.8%	57%

5) Type A와 B의 판측에서 동일 유량의 경우 type B가 type A보다 압력강하가 크게 나타나는데 이러한 현상은 type B에 유체의 정체시간 연장을 위하여 설치한 수평방향 주름에서의 압력손실이 크게 일어나기 때문이다.

참고문헌

1. W. W. Focke, J. Zachariades and I. Oliver, "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, 1985
2. A. Cooper and J. D. Usher, "Heat Exchanger Design Handbook", Chap. 3.7, Hemisphere Publishing, New York, 1983
3. R. A. Bounpane, and R. A. Troupe, "A Study of the Effects of Internal Rib and Channel Geometry in Rectangular Channels",

AIChE Journal, Vol. 15, No, 4, pp. 585~596
4. R. Bogaert and A. Bolcs, "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
5. R. K. Shah and W. W. Focke, "Plate Heat Exchangers and Their Design Theory", in: R. K. Shah, E. C. Subbarao and R. A. Mashelkar (Eds.), "Heat Transfer Equipment Design", Hemisphere, Washington, DC, pp. 227~254, 1988
6. S. G. Kandlikar and R. K. Shah, Multipass Plate Heat Exchangers Effectiveness-NTU Results and Guidelines for Selecting Pass Arrangements, ASME J. Heat Transfer, Vol. Ⅲ, pp. 300~313, 1989
7. R. K. Shah, "Compact Heat Exchanger, The -rmal and Fluid System Division", KOREA Institute of Machinery & Metal, 1994
8. G. G Hewitt and G. L. Shires, "Process Heat Transfer", CRC press, pp. 327~368, 1994
9. A. Cooper and J. D. Usher, "Heat Exchanger Design Handbook", Part Ⅲ, Charpter 3.7, Begall House Inc, 1998
10. A. Cooper and J. D. Usher, "Heat Exchanger Design Handbook", Part Ⅲ, Charpter 3.7, Begall House Inc, 1998
11. W. M. Kays and A. L. London, "Compact Heat Exchangers." 3rd ed., McGraw-Hill. 1984
12. D. E. Briggs, and E. H. Young, "Modified Wilson Plot Techniques for Obtaining Heat Transfer Correlations for Shell and Tube Heat Exchangers", Chemical Engineering Progress Symposium series, No. 92, Vol. 65, pp. 35~45, 1969
13. H. F. Khartabil, R. N. Christensen, and D. E. Richards, "A Modified Wilson Plot Technique for Determining Heat Transfer Correlations", 2nd U.K. National conference on Heat Transfer, September. 1988
14. N. H. Kim and J. P. Cho, "Experimental Investigation of R-22 Condensation in Tubes with Small Inner Diameter", Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Volume 7, pp. 45~54, 1999
15. 권정태, 배성원, 김무환, "Wilson Plot Technique을 이용한 열전달계수의 측정", 공기조화 냉동공학회, 하계학술발표회 논문집, pp. 257~261, 1997