

판형열교환기의 열에너지 성능평가

강병하, 김도규**

*국민대학교 기계·자동차공학부, **국민대학교 대학원

Evaluation on Thermal Energy Performance of a Plate Heat Exchanger

Byung Ha Kang* and Do Kyu Kim**

*Div. of Mechanical & Automotive Engineering, Kookmin Univ.

**Grad. School of Kookmin Univ.

861-1 Chonnung-dong, Songbuk-gu, Seoul, 136-702 Korea

ABSTRACT

Performance evaluation on thermal transport of a plate heat exchanger has been carried out. The ϵ -Ntu method is employed to evaluate the performance of a brazed type of plate heat exchanger. This problem is of particular interest in the design of a plate heat exchanger. The characteristics of heat transfer as well as pressure drop are studied in the wide range of Reynolds numbers in the cold side while that of hot side is fixed at 620. f-factor correlation in a plate heat exchanger is obtained from the pressure drop data. It is also found that the effectiveness of the plate heat exchanger is increased as the Ntu is increased.

주요기술용어 : Plate heat exchanger(판형열교환기), Effectiveness(유효도), Thermal energy performance(열에너지 성능), Heat transfer(열전달)

Nomenclature

A : 단면적 [m^2]
 c_p : 비열 [kJ/kgK]
 C : 유동열용량 [$kJ/secK$]
 D : 수력직경 [m]
 ϵ : 유효도
 f : 마찰계수
 L : 열교환기 입·출구 거리 [m]

\dot{m} : 질량유량 [kg/sec]
 N_{tu} : 전달 단위수
 ΔP : 압력강하 [kPa]
 Q : 열전달량 [kW],
 Rc : 용량비
 Re : Reynolds 수, uD/ν
 T : 온도 [K]
 ΔP_{LMTD} : 대수평균온도차 [K]
 u : 채널의 평균 속도 [m/s]

U : 총합열전달계수 [W/m^2K]

Greek letters

ρ : 물의 밀도 [kg/m^3]

Subscripts

- c : 냉수
- h : 온수
- l : 판형열교환기 입구
- o : 판형열교환기 출구

1. 서 론

경제 규모가 커지고, 산업화가 지속될 수록 에너지 소비량은 증가하며, 에너지 이용효율을 극대화하기 위하여 고효율의 에너지 변환기기의 설계를 개발하는 것은 아주 중요하며, 이와 관련된 연구의 필요성으로 고밀도, 고효율의 열교환기 등이 개발되어 왔다.

고밀도 열교환기중의 하나인 판형열교환기는 1930년대 개발된 이후 화학, 식품공정을 비롯한 다양한 산업분야에서 사용이 급속히 증대되어 왔다. 가스켓이 필요없는 용접형 판형열교환기는 1990년대에 개발되어 냉동·공조분야의 관심을 끌고 오늘날 널리 사용되고 있다. 판형열교환기의 특징은 거의 완전한 대향류 유동이 가능하므로 열교환이 효율적일 뿐만 아니라, 유지·보수가 용이하고 설치공간을 절약 할 수 있는 장점이 있다. 또한 전열판의 규격, 형상, 개수 및 유동배열(flow arrangement)을 적절히 선택함으로써 요구되는 열교환량을 정확히 만족시킬 수 있다. 또한 설치 후에도 용량변화에 대응할 수 있도록 쉽게 개조될 수 있는 유연성이 있다.

기존의 판형 열교환기의 성능평가의 방법은 성능선도에 의존하는 방법이다. 대표적으로 Focke¹⁾는 열전달 계수 및 마찰계수에 대한 상관관계식과 판형열교환기의 성능에 관한 이론을 무차원식으로 정리하여 2종류의 선도를 제안 하였다.

또한 판형열교환기 제작사인 알파라발은 주어진 압력강하에 대하여 단위 유량당 전열면적과 열전달단위수 사이의 관계를 정량화한 선도를 이용하였다²⁾. 이외에도 Cooper and Usher³⁾는 3개의 선도(판당 전열면적- 체적유량, 열전달계수-압력강하, 판당 전열면적에 대응하는 압력강하-체적유량)를 순차적으로 이용하는 간이 성능 평가법을 소개하였다. Yoo et al.⁴⁾은 성능선도에 의한 다통로 판형열교환기의 설계법에 관하여 연구하였다. 그러나 이러한 선도에 의한 성능 평가법은 나름대로의 장점을 가지고 있지만, 실제 사용시에는 상당한 제약과 문제점이 발생한다.

본 연구에서는 Focke¹⁾와 Cooper and Usher³⁾의 선행 연구자들이 제시한 선도에 의한 열교환기의 성능평가법을 이용하지 않고, 판형열교환기의 유량변화에 따른 열전달 성능 및 압력강하 특성이 판형열교환기의 열에너지 성능에 미치는 영향을 규명하였다.

2. 성능시험장치 및 시험 방법

2.1 성능시험장치

본시험 사용된 판형열교환기는 Fig. 1과 같고, Table 1에 판형열교환기의 제원을 표시 하였다. 시험에 사용된 판형열교환기는 웨브론(chevron) 무늬(V자형)를 가지고 있으며, 120°의 웨브론 각을 가진 광각 전열판으로 되어있다. 일반적으로 광각 전열판의 각도(110~130°)를 가지는 전열판

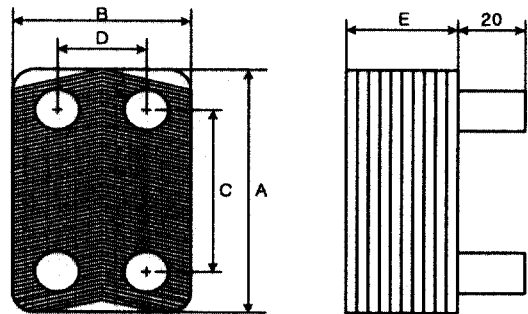


Fig. 1. Schematic diagram of a Plate heat exchanger.

Table 1. Specifications of the plate heat exchanger.

Maker & Model	Samhwa ace HM-15-8
Size	A(210 mm), B(130 mm) C(150 mm), E(25 mm)
Number of Plate (effective plate No.)	12 (10)
Heat transfer area for each plate	0.032m ²
Plate material	STS-304
Herringbone angle	120°
Hydraulic diameter	2.2 mm
Plate thickness	0.3 mm
Plate pitch	1.42 mm

은 높은 난류도를 형성하여 상대적으로 열전달계수가 매우 크고, 압력손실도 비교적 높다.

판형열교환기의 성능을 평가하기 위한 시험장치의 개략도는 Fig. 2와 같다. 본 연구에서의 시스템 구성은 시험부인 판형 열교환기와 저온 항온조, 고온 항온조로 구성하였다. 판형열교환기는 HM15-8 (Samhwa eng)을 시험 모델로 선정하

였고, 유효 전열판수는 10장이며 6개의 고온측 유로와 5개의 저온측 유로로 구성되어 있으며 작동 유체로는 물을 사용하였다. 시험장치는 판형열교환기에 냉수와 온수를 공급하는 유로가 구성되어 있고, 고온측은 저장용기에 6 kW의 가열기로 물을 가열하고, 저온측은 2 kW의 가열기를 이용하여 설정온도로 유지시킨다.

고온측과 저온측의 유량 측정은 유량계 (Rotmeter, Dwyer)로 측정하였고, 판형열교환기 출구에서의 유량은 초시계와 비이커, 전자저울을 이용하여 최소시간 60초로 측정하여 유량계를 보정하였다. 판형 열교환기 입·출구 유로에 열전대 (T-type, omega)를 설치하여 물의 입·출구 온도를 측정하였다. 시험에 사용된 열전대는 동일한 온도를 측정할 수 있도록 정밀도 0.1℃의 수은 온도계를 이용하여 보정하였다. 압력 측정은 정상유동 (steady flow)에서 판형열교환기로 유입되는 유속에 따른 압력차를 측정하기 위하여 판형 열교환기 저온측 유로 입·출구에 압력계를 설치하여 절대압력을 측정하였다. 이후 시험에 사용된 모든 주파수는 맥동펌프의 인버터와 회전수계의 측정값을 환산한 주파수를 사용하였다. 본 시험에

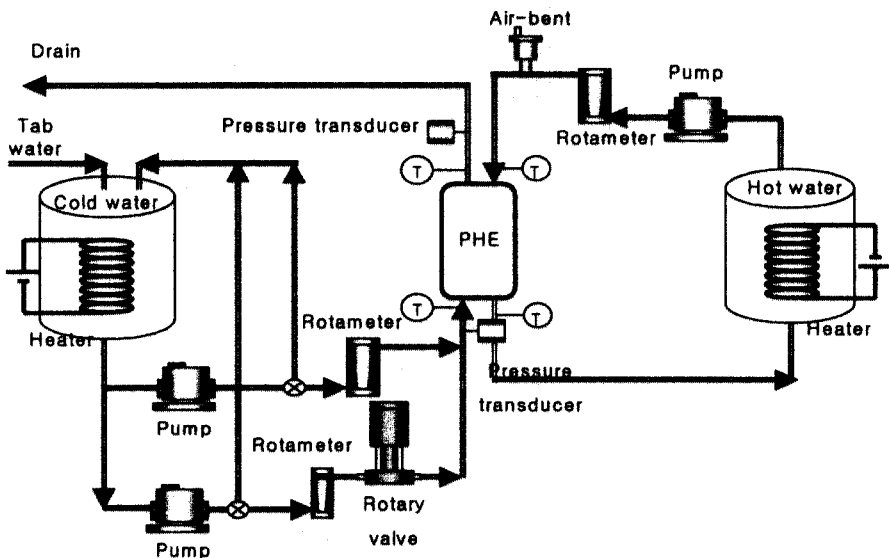


Fig. 2. Schematic diagram of the experimental setup.

서 얻는 온도 및 압력측정 데이터는 데이터 취득 장치(Yokogawa, DR230)를 이용하였다.

2.2 성능시험 방법

판형열교환기의 열전달 성능을 평가하기 위하여 정상유동 시험을 수행하였다. 저온수의 온도는 $25 \pm 0.2^\circ\text{C}$, 고온수의 온도는 $40 \pm 0.2^\circ\text{C}$ 가 유지 되도록 가열기로 저온측과 열교환 후 잃은 열량을 보상하도록 하였다. 고온측과 저온측 유량은 원심펌프 출구에 바이패스 밸브를 설치하여 유량조절이 가능하도록 하였다.

정상유동의 시험은 원심펌프를 이용하였으며, 고온측 레이놀즈수(Re_h)는 각각 190, 310, 440, 620으로 고정된 상태에서 저온측 레이놀즈수(Re_c)를 100~530으로 변화 시키면서 시험을 수행 하였다. 모든 시험은 판형열교환기 입·출구 온도가 정상상태에 도달 한 후 3분 동안의 온도를 평균하여 사용하였고, 고온측 유량, 저온측 유량, 압력, 저온측 입구 유속은 고온측과 저온측 입·출구의 온도가 정상주기상태(steady periodic state)가 된 후에 모든 데이터를 측정하였다.

3. 성능시험 결과의 해석

정상유동 시험에서 질량유량을 측정하여 레이놀즈수를 계산하였으며, 열교환기의 고온측과 저온측의 입·출구 온도를 측정하여 온도차를 이용하여 열전달량을 계산하였다.

$$Q_c = \dot{m}_c c_{p,c}(T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (1)$$

$$Q_h = \dot{m}_h c_{p,h}(T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2)$$

$$\overline{Q} = \frac{Q_c + Q_h}{2} \quad (3)$$

유동 열용량(flow thermal capacity) C_h, C_c

는 식(4),(5)로 계산할 수 있고, C_{\min}, C_{\max} 는 식(6),(7)을 이용하여 계산하였다.

$$C_h = \frac{\overline{Q}}{T_{h,i} - T_{h,o}} \quad (4)$$

$$C_c = \frac{\overline{Q}}{T_{c,o} - T_{c,i}} \quad (5)$$

$$C_{\min} = \min(C_h, C_c) \quad (6)$$

$$C_{\max} = \max(C_h, C_c) \quad (7)$$

열교환기의 최대 열전달량은 식(8)로 나타낸다.

$$\overline{Q}_{\max} = C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (8)$$

유용도(effectiveness) ϵ 는 열교환기의 실제 열전달량과 최대 가능한 열전달량에 대한 비로서 식(9)로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{\overline{Q}}{Q_{\max}} \\ &= \frac{C_h(T_{h,i} - T_{c,o})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \\ &= \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \end{aligned} \quad (9)$$

$C_c = C_{\min}$ 에 대하여 식(9)를 다음과 같이 식(10)으로 나타낼 수 있다.

$$\epsilon = \frac{T_{c,o} - T_{h,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (10)$$

전달단위수(number of transfer units) N_{tu} 는 식(11)로 정의 하였다.

$$N_{tu} = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (11)$$

판형열교환기의 용량비 (capacity ratio) R_c 는 식(12)와 같다.

$$R_c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} < 1 \quad (12)$$

대향류 열교환기에 적용하여 유용도(ϵ)는 식(13)으로 계산하였다.

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-N_{tu}(1-R_c)}}{1 - R_c e^{-N_{tu}(1-R_c)}} \quad (13)$$

열교환기에서 열전달 성능과 함께 중요한 요소인 압력강하를 평가하기 위해서 식(14)와 식(15)으로 f -factor를 정리하였다.

Table 2. Comparison of specifications of plate heat exchangers

	Yan and Lin (1999)	Present study
Plate material	STS - 316	STS - 304
Chevron angle	60°	120°
Size	120 × 450(mm)	130 × 210(mm)
Plate thickness	0.4 mm	0.3 mm
Plate pitch	3.3 mm	1.42 mm

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho u^2}{2} \quad (14)$$

$$f = \frac{2\Delta P D}{\rho u^2 L} \quad (15)$$

4 성능평가 결과 및 고찰

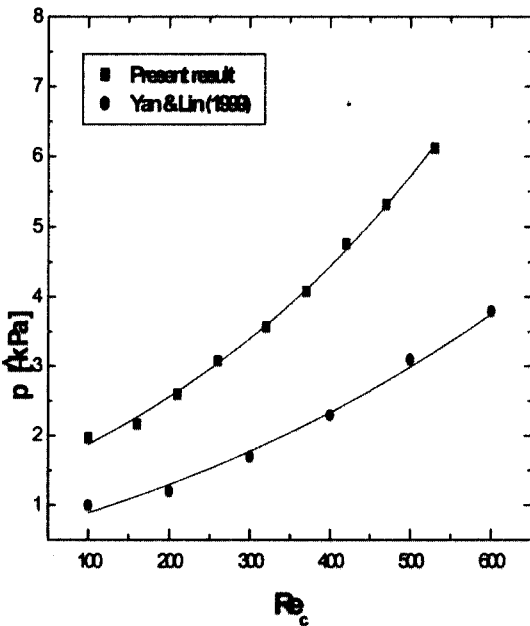


Fig. 3. Pressure drop variations with the Reynolds number.

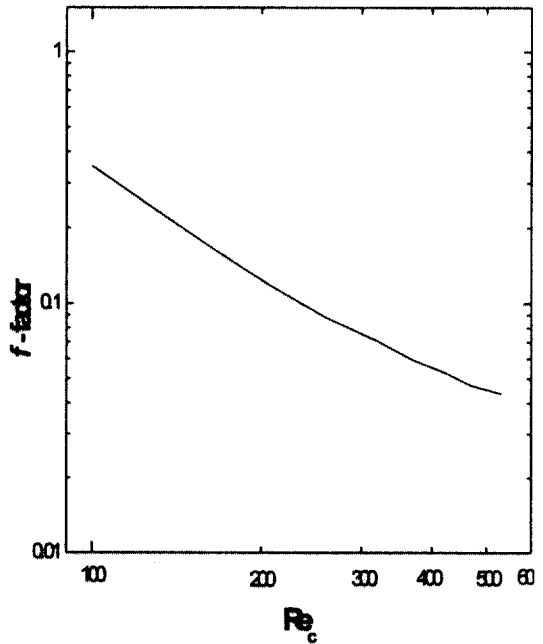


Fig. 4. f -factor correlation.

4.1 압력강하 특성

관형 열교환기에서 압력강하는 레이놀즈수가 증가 할수록 유속이 증가하여 열교환기의 전열판의 유동저항 증가에 따라 함께 증가 하였으며, 이를 Yan and Lin⁵⁾의 실험결과와 비교하여 Fig. 3에 나타내었다. 본 시험에서 사용한 열교환기의 제원을 Yan and Lin의 실험에 사용된 열교환기와 비교하여 Table 2에 나타내었다. 본 시험의결과가 Yan and Lin의 실험결과 보다 높은 압력강하를 나타내는 이유는 본 실험에 사용된 열교환기 전열판의 웨브론 각이 크고, 채널 간격이 좁기 때문에 유동저항의 증가에 의한 것이라 판단된다.

열교환기에서의 압력강하 특성인 f -factor를 식(15)를 이용하여 Fig. 4에 나타내었고, 레이놀즈수가 증가 할수록 f -factor는 감소하는 경향을 가진다. 이러한 경향을 가지는 이유는 압력강하는 유속의 제곱에 반비례하고, 압력강하와 f -factor는 비례적인 관계 때문이다. 정상유동 상태에서 f -factor의 상관식을 식(16)으로 도출하였다. 상관식은 레이놀즈수 $Re_c=210$ 에서 최대 15.1%, 모든 실험영역

에서 평균 9.7%의 차이를 보였다.

$$f = 81.87 \times Re_c^{-1.1} \quad (100 \leq Re_c \leq 530) \quad (16)$$

4.2 열전달 성능

Fig. 5는 열전달 성능 시험의 결과를 비교한 것으로 레이놀즈수에 따른 열전달량을 나타내었다. Fig. 5에서 저온측 레이놀즈수가 증가함에 따라 열전달량이 증가하였으며, $Re_h=190$ 인 경우는 저온측 레이놀즈수가 500 이상이 되면 포화 상태에 이르렀다. 또한 고온측 레이놀즈수가 증가 할수록 열전달량 증가 폭은 작아졌다.

누셀트 수와 레이놀즈수의 관계는 Fig. 6에 나타내었고, 레이놀즈수가 증가함에 따라 누셀트 수는 증가하였으며, 고온측 레이놀즈수가 증가함에 따라 누셀트 수의 증가 폭은 작아졌다.

정상유동 상태에서 열평형은 모든 실험 영역 내에서 저온측에서 얻는 열전달량과 고온측에서 얻는 열전달량비는 $\pm 5\%$ 이내에서 이루어졌다.

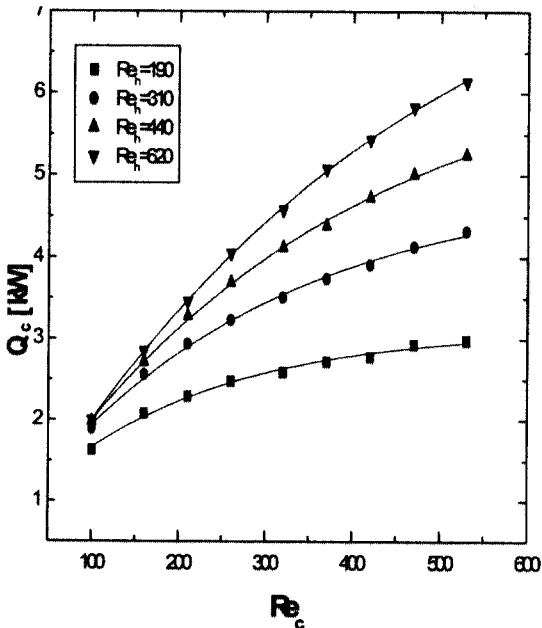


Fig. 5 Heat transfer rate of the plate heat exchanger.

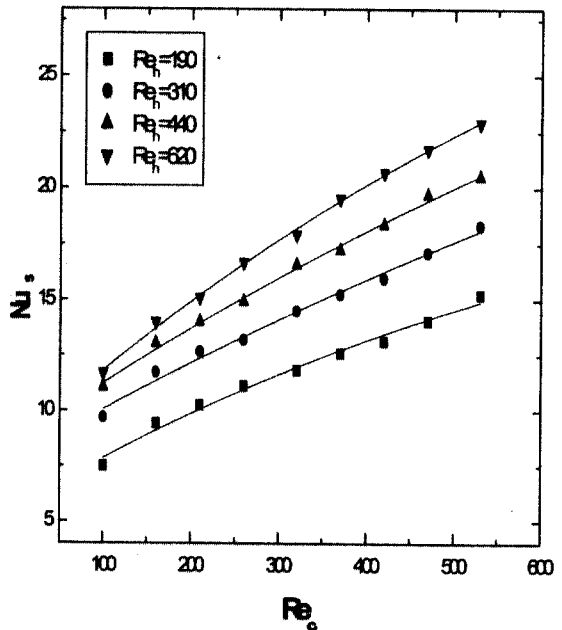


Fig. 6. Nusselt number of the plate heat exchanger.

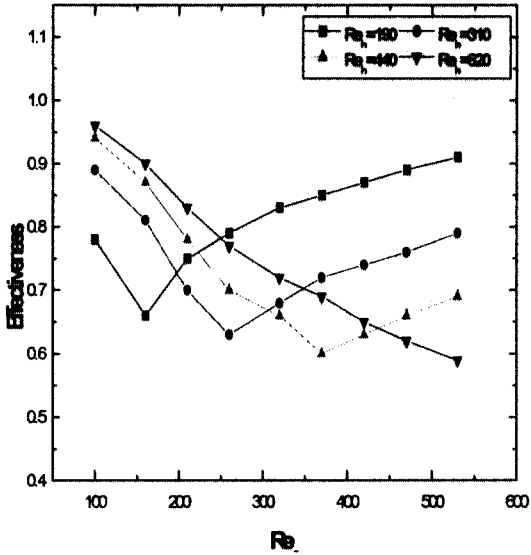


Fig. 7. Variations of effectiveness at various Reynolds number of hot side.

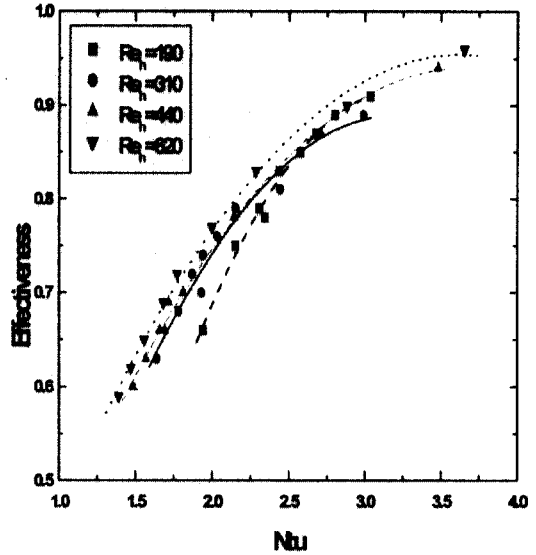


Fig. 8. Correlation between effectiveness and number of transfer units.

Fig. 7은 판형열교환기의 저온측 레이놀즈수의 변화에 따른 유용도의 변화로 저온측 레이놀즈수가 증가하면서 $Re_h=620$ 인 경우에는 고온측의 가능한 최대 열전달량의 증가보다 저온측의 실제 열전달량의 증가가 작아지기 때문에 열전달의 유용도는 감소하는 경향을 보이고 있다. 그러나 $Re_h=190, 310, 440$ 의 경우에는 저온측의 레이놀즈수가 증가함에 따라 고온측의 전달 가능한 최대 열전달량이 저온측의 실제 열전달량의 증가보다 크기 때문에 고온측 레이놀즈수가 저온측 레이놀즈수보다 크게되어 열교환되면 유용도는 증가하는 경향을 보이고 있다.

Fig. 8에 열교환기의 유용도(ϵ)와 전달 단위수(Ntu)의 관계를 나타내었다. 유용도는 전달단위수가 증가 할수록 증가하는 경향을 보이고 있다.

이는 전달단위수가 증가하면 열전달이 증가하기 때문이며, 고온측의 레이놀즈수가 증가함에 따라 유용도는 증가하였다.

5. 결 론

본 연구에서는 판형열교환기의 열전달 특성,

압력강하 특성, 그리고 판형열교환기의 성능 시험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 압력강하 특성은 레이놀즈수가 증가 할수록 열교환기 입·출구의 압력차는 증가하였으며, 열교환기 압력강하 특성인 f -factor를 다음과 같은 상관식으로 도출하였다.

$$f = 81.87 \times Re_c^{-1.1}, \quad (100 \leq Re_c \leq 530)$$
- 2) 열전달 특성은 레이놀즈수 및 전달단위수가 증가 할수록 열전달 성능이 향상된다.
- 3) 유용도는 $Re_h=620$ 에서는 레이놀즈수가 증가 할수록 감소하며, $Re_h=190, 310, 440$ 의 경우에는 동일한 저온측 레이놀즈수를 지나면서 증가하는 경향을 가진다

참 고 문 헌

- 1) Focke, W. W., 1986, "Selection optimum plate heat exchanger surface patterns," J. Heat Transfer, Vol. 108, pp. 153-160.
- 2) Raju, K. S. N. and Bansal, J. C., 1983,

- "Low Reynolds number flow heat exchangers," Design of plate heat exchanger Edited by Kacac, S., Shah. R. K. and Bergles, A. E., Hemisphere, Washington, D.C., pp. 913-932.
- 3) Cooper, A. and Usher, J. D., 1983, Heat exchanger design handbook Vol. 3, Hemisphere, Washington, D. C., Chap. 3.7.
- 4) H. Yoo., K. H. Lee., and B. C. Bang., 1999, "An easy-to-use design procedure for multipass plate heat exchangers based on the performance plots," Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering, Vol, 11, No. 2, pp. 250-261.
- 5) Yan, Y. Y., and Lin, T. F., 1999, "Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger," Journal of Heat transfer, Vol 121, pp. 118-127.