

평판관-루버핀 열교환기의 공기측 열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험적 연구

장혁제, 강병하*, 김석현*, 박병규**

국민대학교 대학원, *국민대학교 기계·자동차공학부, **기계연구원 열유체시스템연구부

An Experimental Study on Heat Transfer and Pressure Drop of Air Side in a Plate-Louvered Fin Heat Exchanger

H. J. Chang, B. H. Kang*, S. Kim*, B. K. Park**

Graduate School of Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

*School of Mechanical and Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

**Division of Thermal/Fluid System, KIMM, Daejeon 305-343, Korea

(Received January 30, 2002; revision received April 19, 2002)

ABSTRACT: Heat transfer and pressure drop on the air side of a plate-louvered fin heat exchanger with new shape of louver fin have been investigated experimentally. Water is employed inside the flat tube to transfer heat with air for convenience. This problem is of particular interest in the design of a plate-louvered heat exchanger. The effect of air flow rate, water flow rate and water temperature on pressure drop as well as heat transfer in air side are studied in detail. The present results showed a good agreement qualitatively with the previous results in general. Based on the experimental data, *f*-factor and *j*-factor correlations of the present louvered-fin are suggested. It is also found that heat transfer could be enhanced with new shape of louver fin, compared with the conventional louvered-fin, while the *f*-factor remains unchanged.

Key words: Louvered-fin(루버핀), Louver angle(루버각), Louver pitch(루버피치), Fin pitch(핀 피치), Heat transfer(열전달), Pressure drop(압력강하)

기 호 설 명

F_p : 핀피치 [mm]
 h_i : 관 내측 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 h_o : 공기측 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 L_p : 루버피치 [mm]

L_θ : 루버각 [degree]
Pr : Prandtl 수
 Re_L : 루버피치 기준 레이놀즈수
 Nu_{D_t} : 튜브 안에서의 Nusselt 수
 Re_{D_t} : 평판관 기준 레이놀즈수

하첨자

† Corresponding author
Tel.: +82-2-910-4298; fax: +82-2-910-4839
E-mail address: bhkang@kookmin.ac.kr

i : tube side
o : air side
w : tube wall

1. 서 론

산업의 발달과 삶의 질적 향상에 따라 에너지 사용량이 급증하고 있으며, 이는 에너지 고갈과 환경문제로 이어지고 있다. 이에 에너지 시스템의 고효율화는 많은 분야에서 필수적이다. 공조 냉동분야 역시 시스템의 효율향상을 위하여 많은 연구가 진행되고 있으며, 고효율 시스템을 위해서는 냉동 시스템의 구성요소들의 효율향상이 우선시되어야 하므로, 압축기와 더불어 냉동기의 중요요소인 열교환기에 대한 성능향상은 필수적이다. 핀-관 열교환기와 비교하여 자동차용 에어컨에 사용되는 평판관-루버핀 열교환기는 열전달 성능향상으로 크기와 중량을 감소시킬 수 있다. 이러한 평판관-루버핀 열교환기는 연속적인 표면 형상을 가지고 있는 일반 평판핀과 달리 루버핀에 의하여 불연속적인 표면이 만들어지고, 그 위에 기존의 경계층 두께보다 얇은 여러 개의 경계층이 발달하여 전열면에서의 열저항이 감소되어 결국 열전달계수를 향상시키는 방법이다.

루버핀은 1950년대부터 사용되었으나 고효율핀을 개발하기 위한 본격적인 연구는 최근 들어서 활발히 이루어지고 있다. Davenport⁽¹⁾는 루버피치를 특성길이로 하는 Re_L 를 기준으로 삼각채널형상의 핀피치 32개의 루버핀에 대한 연구를 수행하였으며, Achaichia and Cowell⁽²⁾는 수치해석을 통해서 멀티루버핀에 대한 상관관계식을 제안하였다. Kays and London⁽³⁾는 7가지의 루버핀 모델에 대한 열전달특성과 압력강하특성에 대한 실험적 자료를 발표하였다. Webb and Sahnoun⁽⁴⁾ 역시 루버핀에 대한 열전달 및 압력강하에 대하여 연구하였으며, Chang and Wang^(5,6)은 여러 가지의 브레이징 알루미늄 열교환기 및 루버핀 형상에 대하여 실험하여 열전달량과 압력강하에 대한 상관식을 제시하였다. 국내에서는 전창덕⁽⁷⁾에 의하여 루버핀을 사용한 고밀도 열교환기의 유동 및 열전달 측정에 관하여 연구가 수행되었으며, 배태식과 한창섭⁽⁸⁾은 차량용 응축기의 림에 에어컨 적용에 대한 연구를 발표하였다. 김종화⁽⁹⁾ 등은 루버각과 핀의 개수를 변화시키면서 루버피치/핀피치가 열전달량과 압력강하에 미치는 영향에 대한 연구를 발표하였다.

지금까지 연구로부터 루버핀의 성능은 루버핀

의 형상에 따라 결정되며 루버각, 루버피치, 루버폭, 핀두께, 핀피치, 핀폭 등이 중요한 요소임을 알 수 있으며, 그중에서도 핀피치, 루버각, 루버피치가 압력강하 및 열전달성능에 가장 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 핀피치는 핀의 밀도와 관련된 것으로 핀과 핀 사이가 작아지면 유동혼합 효과가 커지므로 열전달이 증가하게 되며, 루버각은 커질수록 유동혼합 효과에 의하여 열전달량은 증가하지만 유동에 저항이 커져 압력강하 역시 커진다. 이와 더불어 루버피치는 열경계층과 관련된 것으로 루버피치가 작을수록 온도경계층이 작아져 열전달을 촉진시키므로 루버핀의 성능을 결정하는 중요한 요소라 할 수 있다.

이러한 연구결과로부터 본 연구에서는 기존 자동차 에어컨의 응축기로 사용되고 있는 평판관-루버핀 열교환기에서 크기와 중량을 줄이면서 열전달성능을 증가시킬 수 있는 루버핀을 설계하고자 기존 루버핀보다 루버피치와 핀피치는 작게 하고 루버각은 조금 크게 한 루버핀을 제작하였다. 이 루버핀을 가지고 자동차 에어컨 응축기에 사용할 수 있는 평판관-루버핀 열교환기를 제작하여 압력강하 및 열전달특성을 분석하고자 입구 공기속도, 물의 입구온도 및 유량변화에 따른 압력강하량과 열전달량을 측정하여 열교환기 설계에 필요한 압력강하 및 열전달특성인 f -factor와 j -factor 상관식을 구하고 기존에 제시된 값들과 정성적으로 비교하였다.

2. 루버핀의 구조와 성능평가

본 연구에서는 현재 자동차 에어컨용 응축기로 사용되고 있는 평판관-루버핀 열교환기의 성능향상을 위해 기존 루버핀보다 루버피치와 핀피치는 작게 하고 루버각은 조금 크게 설계한 평판관-루버핀 열교환기를 제작하여 입구공기속도, 물의 입구온도 및 유량변화에 따른 압력차와 열전달량을 구하여 열교환기 설계에 필요한 압력강하 및 열전달특성인 f -factor와 j -factor 상관식을 구하였다.

본 실험에서 사용한 루버핀의 형상 및 제원을 Fig. 1와 Table 1에 나타내었다.

2.1 공기 및 물측 열전달량

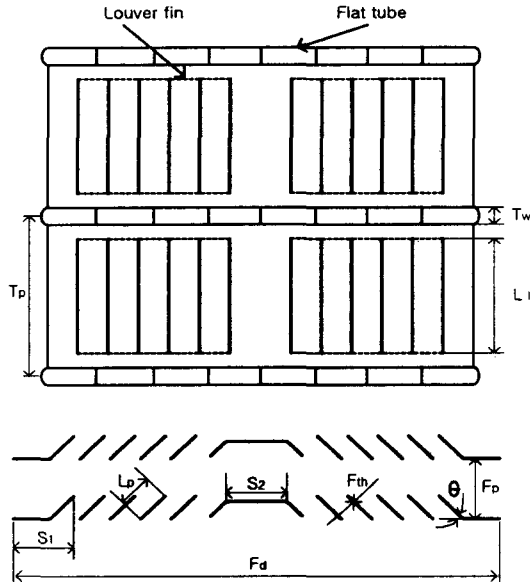


Fig. 1 Louvered-fin geometry for the brazed heat exchanger.

Table 1 Louvered-fin geometries of the present model

The characteristics of louver fin	Dimension
Fin width (mm)	16.0
Fin thickness (mm)	0.09
Fin pitch (mm)	2.6
Louver pitch (mm)	1.0
Louver angle (degree)	28.0

본 열교환기 실험에서는 열교환기의 공기 및 물측 입·출구온도를 측정하고 식(1)과 식(2)를 이용하여 공기측에서 얻은 열전달량(\$Q_a\$)과 물측에서 얻은 열전달량(\$Q_w\$)을 구하였다.

$$Q_a = \dot{m}_a c_p \Delta T_a \quad (1)$$

$$Q_w = \dot{m}_w c_p \Delta T_w \quad (2)$$

여기서, \$\Delta T\$, \$\dot{m}\$과 \$c_p\$는 입·출구온도차, 질량유량 및 비열을 나타내며, 하첨자 \$a\$와 \$w\$는 공기 및 물을 나타낸다.

2.2 열전달 및 압력강하

2.2.1 총괄 열전달계수

총괄 열전달계수를 구하기 위해서 대수 평균 온도차를 이용하여 다음과 같이 계산하였다.

$$UA = \frac{Q_a}{\Delta T_{LMTD}} \quad (3)$$

2.2.2 물측 열전달계수

관 내측 열전달계수 \$h_i\$는 Nusselt 수(\$Nu_{D_h}\$)의 관계식을 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$h_i = \frac{Nu_{D_h} k_w}{D_h} \quad (4)$$

여기서, \$k_w\$는 물의 열전도율이며, \$Nu_{D_h}^{(10)}\$는 식(5) 및 식(6)에서 구할 수 있다.

$$Nu_{D_h} = 7.54 + \frac{0.03(D_h/L)Re_{D_h} \cdot Pr}{1 + 0.016[(D_h/L)Re_{D_h} \cdot Pr]^{2/3}} \quad (5)$$

(\$Re_{D_h} \le 2800\$)

$$Nu_{D_h} = \frac{(f^*/8)(Re_{D_h} - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7(f^*/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (6)$$

(\$3000 < Re_{D_h} < 10^6\$)

여기서, \$f^*\$는 관 내부의 마찰계수로서 식(7)과 같이 구하여진다.⁽¹⁰⁾ \$Re_{D_h}\$는 Fig. 2에 나와 있는 수력직경(\$D_h\$)을 특성길이로 하여 구할 수 있다.

$$f^* = (0.79 \ln(Re_{D_h}) - 1.64)^{-2} \quad (7)$$

2.2.3 공기측 열전달계수

공기측 열전달계수 \$h_o\$를 구하기 위해서는 \$UA\$와 \$h_i\$를 다음 식에 대입하여 구할 수 있다.

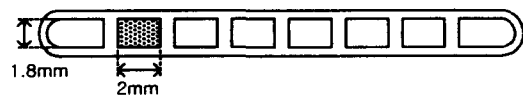


Fig. 2 Cross-sectional geometry of the flat tube.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{A_i h_i} + \frac{\delta_w}{A_w k_w} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} \quad (8)$$

여기서, A_i , A_o , A_w , η_o , k_w 와 δ_w 는 관 내부의 면적, 공기측 열전달면적, 관외부의 면적, 총괄 표면효율, 접촉 열전달계수 및 관벽의 두께를 나타내며, 총괄 표면효율(η_o)은 Shah⁽⁵⁾에 의해서 제시된 핀효율식(9)를 이용하여 구할 수 있다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_f); \quad \eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (9)$$

$$m = \left\{ \frac{2h_o}{k_f \delta_f} \left(1 + \frac{\delta_f}{F_d} \right) \right\}^{1/2} \quad (10)$$

$$l = \frac{H}{2} - \delta_f \quad (11)$$

여기서, A_f 와 η_f 는 핀의 표면적 및 핀효율을 나타내며, 식(9)~(11)에서 구할 수 있다. k_f , F_d , δ_f 와 H 는 핀의 열전도계수, 유동방향에서의 핀 배열 길이, 핀의 두께 및 핀 높이를 나타낸다.

2.2.4 열교환기의 성능지표

위 식에서 구한 공기측 열전달계수(h_o)를 이용하여 식(12)와 같이 공기측 열전달특성을 나타내는 Colburn j -factor를 구할 수 있다.

$$j = St \cdot Pr^{2/3} \frac{h_o}{\rho_a c_{p_a} V_c} Pr^{2/3} \quad (12)$$

여기서, ρ_a , c_{p_a} 와 V_c 는 공기의 밀도, 비열 및

열교환기 코어에서의 최대속도이다.

열교환기에서 열전달성능과 함께 중요한 요소인 압력강하를 평가하기 위해서 Kays and London⁽³⁾이 제시한 식(13)를 이용하여 f -factor로 정리하였다.

$$f = \frac{A_c \rho_m}{A \rho_{in}} \left[\left\{ \frac{2\rho_{in} \Delta P}{(\rho_m V_c)^2} \right\} - \left\{ 1 - \left(\frac{A_c}{A_{fr}} \right)^2 \right\} - 2 \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) + \left\{ 1 - \left(\frac{A_c}{A_{fr}} \right)^2 \right\} \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} \right] \quad (13)$$

여기서, A_c , A_{fr} 와 A 는 각각 최소 자유유동면적, 공기측 전단면적 및 전체 열전달면적을 나타내며, in 과 out 는 입·출구를 나타낸다.

3. 실험장치 및 방법

본 연구에서는 공기가 열교환기를 통과하면서 얻은 열량과 열교환기 전·후 압력강하를 측정할 수 있는 장치를 제작하였다. 실험장치는 루버핀의 입구공기속도, 물의 입구온도 및 유량변화에 따른 열전달 및 압력강하 변화를 알기 위하여 Fig. 3과 같이 송풍장치, 덕트, 시험부, 운수공급장치와 자료획득장치 등으로 구성되어 있다. 덕트는 높이 250 mm, 폭 400 mm, 길이 3,600 mm로 두께 10 mm의 아크릴로 제작되었고, 덕트의 2/3지점에 열교환기를 설치하였다. 시험부에서 유동 단면에서 균일한 속도분포를 위하여 정류장치(straightener)를 설치하였고 실험장치의 길이는 $5D_h$ (덕트의 수력직경) 이상으로 제작하였다. 또한 실험장치 내의 열손실을 막기 위하여 실험장

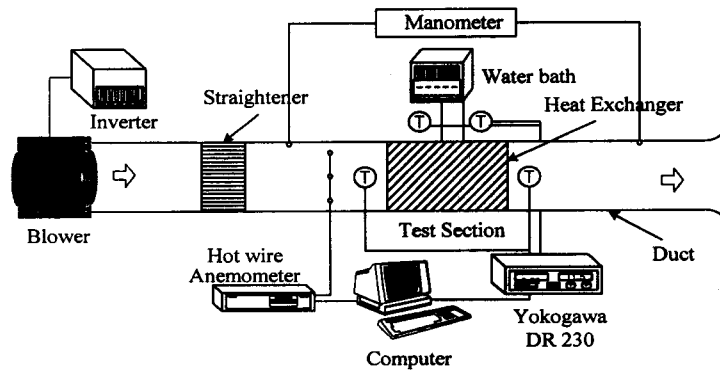


Fig. 3 Schematic of experimental setup for heat exchanger.

치 전체를 단열재를 사용하여 단열하였다.

공기의 입구유량을 조절하기 위하여 팬의 회전수를 조절할 수 있는 인버터를 사용하였다. 팬은 출력이 1.5kW이고, 주파수가 60 Hz인 제품을 사용하였으며, 인버터는 최대 출력 1.5kW이다. 또한 열교환기에 공급되는 공기의 유속을 측정하기 위해서 Fig. 3과 같이 덕트 내부에 정류장치 (straightener)를 지나 열교환기에 들어가는 중간 지점에 열선유속계를 이용하여 측정하였다.

열교환기의 관 내부로 공급되는 물의 온도를 조절하기 위해서 공급수조 안에 DC용 히터기를 설치하고 온도센서 제어기와 연결하여 수조 안의 물의 온도를 감지하고 출력전압을 조절하는 PID 방식으로 온도를 조절하였다. 공기의 입·출구 온도 측정을 위하여 열교환기에 들어가는 입·출구에 각각 등면적비율로 입구에 2개와 출구에 15개의 T-type 열전대를 설치하여 측정한 후 이들의 평균값을 사용하였다. 또한 물의 입·출구 온도를 측정하기 위해서 특수 제작한 T-type 열전대를 입·출구의 관에 T형태의 관을 설치하여 온도를 측정하였다.

열교환기에 공급되는 물유량을 조절하기 위해서 바이패스 밸브와 순환펌프를 이용하였고, 유량을 열교환기 관 내부에 공급하여 공기와 열교환이 되도록 하였다. 물유량 측정을 위해서는 최대 유량 14 L/min인 유량계(Dwyer)를 이용하여 열교환기의 관 내부로 공급되는 유량을 측정하였다. 열교환기에 들어가는 공기의 유속에 따른 열교환기의 입·출구의 압력차를 측정하기 위해서 입·출구로부터 50 mm 떨어진 덕트 단면에 정압공을 설치하여 최대 690 kPa까지 측정할 수 있는 경사 마노미터(Dwyer)를 이용하여 정압차를 측정하였으며, 자료를 정리하기 위하여 데이터 획득 시스템(Yokogawa사, Model DR230)을 사용하였다.

본 연구에서는 제작한 루버핀 열교환기의 압력강하 및 열전달특성을 측정하기 위하여 공기의 입구유속 Re_L , 수 100~500 범위가 되도록 인버터를 사용하여 유속을 변화시켰으며, 물의 온도를 변화시키면서 열전달특성을 측정하기 위하여 물의 유량을 8 L/min로 일정하게 공급하면서 물의 온도를 40, 45, 50, 55±1℃로 변화시켜 가면서 각 온도에서 입구공기속도 Re_L ,를 200~500으로 변화시켰다. 또한 물의 공급유량에 따른 압

력강하 및 열전달특성을 측정하기 위하여 45℃의 물을 5, 6, 7, 8 및 9 L/min로 유량을 변화시켜 가면서 각 유량에서 공기속도 Re_L ,를 200~500으로 변화시키면서 실험하였다.

4. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 기존 루버핀보다 루버피치와 핀피치는 작게 하고 루버각은 조금 크게 설계한 루버 형상을 가진 루버핀을 제작하여 평판관-루버핀 열교환기의 열전달특성 및 압력강하에 대하여 실험하였다.

물의 온도 및 유량변화에 따른 열교환기의 공

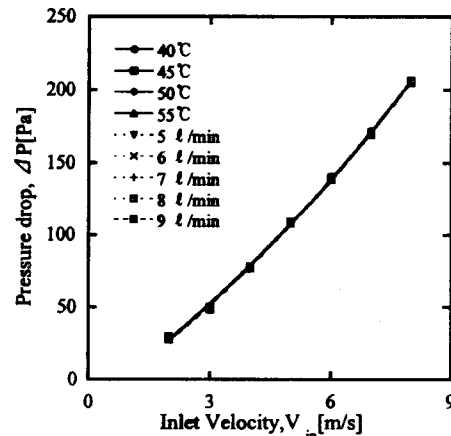


Fig. 4 Pressure drop as a function of inlet air velocity for various water inlet temperature and flow rates.

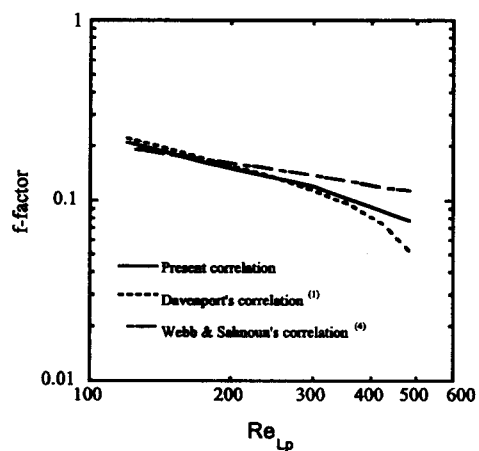


Fig. 5 Comparison of f -factor correlations.

Table 2 Louver fin geometries of the comparison model

Researchers	Fin pitch (mm)	Louver pitch (mm)	Louver angle (degree)
Davenport ⁽¹⁾	2.01~3.35	1.5~3.0	8.43~35.92
Webb & Shanoun ⁽⁴⁾	1.411~2.117	1.397	30.0

기측 압력차를 측정하여 Fig. 4에 나타내었고, 식 (13)을 이용하여 f -factor로 환산하여 Fig. 5에 나타내었다. 본 연구에서 실험한 평판관-루버핀 열교환기를 입구속도 및 Re_L 에 따른 변화에 정성적으로 비교하기 위하여 Davenport⁽¹⁾와 Webb & Sahnoun⁽⁴⁾ 상관식에서 사용된 루버핀에 대한 제원들을 Table 2에 나타내었다.

Fig. 4에서 나타나듯이 열교환기에 들어가는 공기의 속도가 증가함에 따라 압력차가 비선형적으로 커졌으며, 물의 온도 및 유량변화는 공기측 압력강하에 영향을 주지 못하였다. 이는 공기측 Re_L 수가 층류인 경우에는 물의 온도변화에 따라 공기측 출구의 온도가 달라져 공기의 점성계수가 변화하여 압력차에 영향을 줄 수 있으나 본 실험은 난류영역이므로 공기의 점성계수가 압력차에 영향을 미치지 못하기 때문이다. 위의 자료로부터 열교환기 설계에 필요한 압력강하 특성인 f -factor를 구하였다. Fig. 5에서와 같이 본 연구에서 사용한 열교환기의 f -factor는 기존자료와 정성적으로 비슷한 경향을 가지며, 풍속이 저속인 경우 높은 값을 가지며, Re_L 가 증가할수록

감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 Re_L 가 증가함에 따라 열교환기 코어에서의 속도제곱이 압력강하 증가량보다 크게 증가하기 때문이다.

평판관-루버핀 열교환기의 관 내부로 공급되는 물의 온도가 열전달 성능에 미치는 영향을 규명하기 위해 물유량을 8 L/min로 유지시키면서 물의 온도와 풍속을 변화시킨 실험결과를 Fig. 6에 나타내었다. 물의 온도가 증가함에 따라 공기로부터 얻는 열량이 증가하며, Re_L 가 증가함에 따라, 즉 열교환기에 유입되는 풍속이 증가함에 따라 공기측에서 얻는 열량이 선형적으로 증가하다가 Re_L 가 300 이상이 되면 기울기가 감소하기 시작하고 Re_L 가 450~500 사이부터는 일정한 열량을 얻는 경향을 볼 수 있다. 수온이 낮은 경우(40°C), Re_L 가 350 정도가 되면 열전달이 포화가 되지만 수온이 증가하여 55°C가 되면 Re_L 가 450 이상에서 열전달이 포화상태에 이른다.

Fig. 7에서는 물유량을 변화시켰을 경우 공기 유량이 열전달에 미치는 영향을 나타내었다. Fig. 7에서와 같이 물유량이 증가함에 따라 열전달량이 증가하다가 유량이 7 L/min 이상이 되면 일정

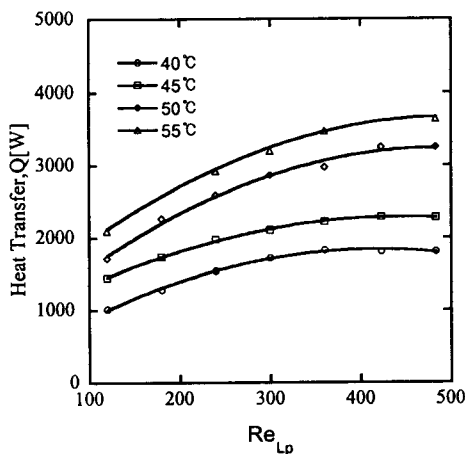


Fig. 6 Heat transfer as a function of Re_L , for various water inlet temperatures.

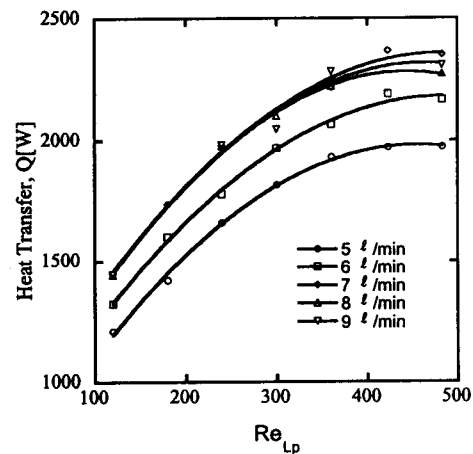


Fig. 7 Heat transfer as a function of Re_L , for various water flow rates.

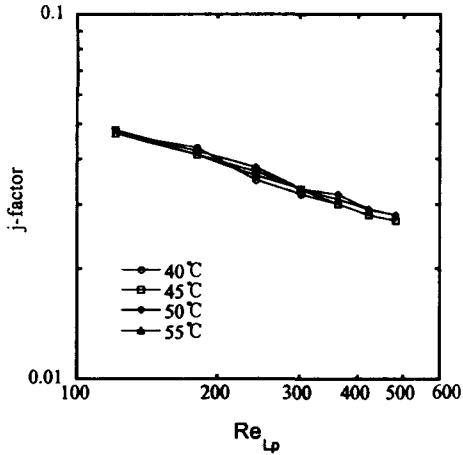


Fig. 8 j -factor for various water inlet temperatures.

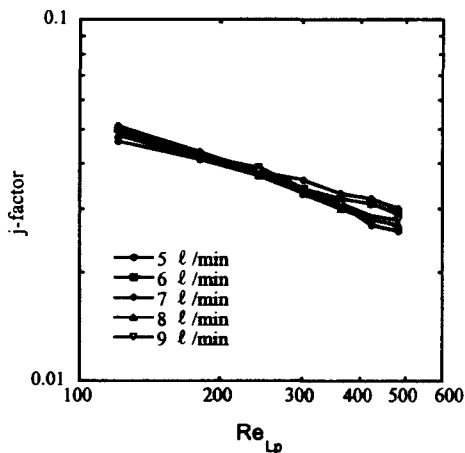


Fig. 9 j -factor for various water flow rates.

한 열전달량을 가졌다. 또한 Re_{Lp} 가 증가함에 따라 물의 온도변화시와 달리 물유량의 변화와 상관없이 전달되는 열량이 선형적으로 증가하다가 Re_{Lp} 가 300 이상이 되면 기울기가 감소하다가 Re_{Lp} 가 400~450 사이부터 열전달이 포화상태에 도달하였다.

물의 온도 및 유량변화에 따라 열교환기의 열전달특성인 j -factor를 식(12)를 사용하여 구하여 Fig. 8과 Fig. 9에 나타내었으며, 이에 대한 상관식을 Fig. 10에 나타내었다. Re_{Lp} 가 증가함에 따라 물의 온도 및 유량변화에 대하여 j -factor가 모두 감소하며, 일정한 값을 갖는다. 이는 물의

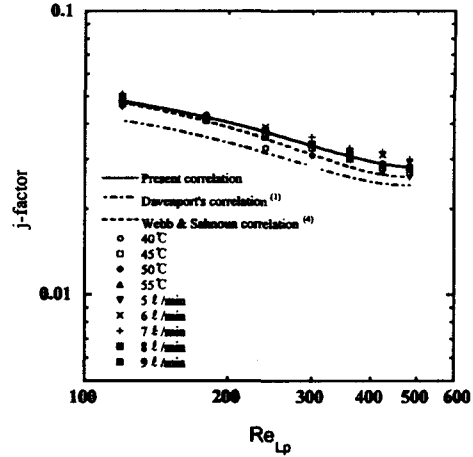


Fig. 10 Comparison of j -factor correlations.

온도 및 유량의 변화는 j -factor에 어떠한 영향도 미치지 않기 때문이다. 본 연구에서 구한 j -factor 상관식은 Fig. 10에서와 같이 기존자료와 정성적으로 비슷한 경향을 가졌으며, Davenport⁽¹⁾ 및 Webb & Sahnoun⁽⁴⁾ 상관식과 마찬가지로 저속에서는 높은 값을 가졌으며, Re_{Lp} 가 증가할수록 감소하였다.

이는 Re_{Lp} 가 증가함에 따라 공기가 얻는 열전달량의 증가량이 열교환기 코어에서의 공기속도 증가량에 미치지 못하기 때문이다.

위의 자료로부터 열교환기의 설계에 필요한 압력강하특성인 j -factor 및 열전달특성인 f -factor의 상관식을 식(14)와 같이 구하였다.

$$\begin{aligned} f &= 6.359 \times Re_{Lp}^{-0.706} \\ j &= 0.338 \times Re_{Lp}^{-0.404} \end{aligned} \quad (14)$$

5. 결 론

본 연구에서는 기존 루버핀보다 루버피치와 핀 피치는 작게 하고 루버각은 조금 크게 설계한 루버 형상을 가진 루버핀을 제작하여 평판관-루버핀 열교환기의 압력강하량과 열전달량을 측정하여 열교환기 설계에 필요한 압력강하 및 열전달 특성인 f -factor와 j -factor 상관식을 구하였다.

압력강하특성인 f -factor는 Re_{Lp} 가 증가함에 따라 감소하였다. 이는 Re_{Lp} 가 증가함에 따라 열교환기 코어에서의 속도제곱이 압력강하 증가량보

다 크게 증가하기 때문이다.

열전달특성인 j -factor는 Re_L 가 증가함에 따라 감소하였다. 이는 Re_L 가 증가함에 따라 공기가 얻는 열전달량의 증가량이 열교환기 코어에서의 공기속도 증가량에 미치지 못하기 때문이다.

위로부터 열교환기 설계에 필요한 압력강하 및 열전달특성인 f -factor와 j -factor 상관식을 구하였다.

$$f = 6.359 \times Re_L^{-0.706}$$

$$j = 0.338 \times Re_L^{-0.404}$$

후 기

본 논문은 한국과학재단 지정 선문대학교 공조 기술 지역협력 연구센터의 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Davenport, C. J., 1983, Correlation for heat transfer and flow friction characteristics of louvered fin, AICHE Symp. Ser. 79, pp. 19-27.
2. Achaichia, A. and Cowell, T. A., 1988., Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces, Thermal and Fluid Science, Vol. 1, pp. 147-157.
3. Kays, W. M. and London, A. L., 1984, Compact Heat Exchangers, 3rd ed., New York, McGraw-Hill.
4. Chang, Y. J. and Wang, C. C. and Chang, W. R., 1992, Heat transfer and flow characteristics of automotive brazed aluminium heat exchanger, ASHRAE Transactions Symp., 100, pp. 643-652.
5. Chang, Y. J. and Wang, C. C. and Chang, W. R., 1996, Air side performance of brazed aluminum heat exchanger, J. of Enhanced Heat Transfer 3, pp. 15-28.
6. Webb, R. L. and Sahnoun, A., 1992, Prediction of heat transfer and friction for the louver-fin geometry, J. of Heat Transfer, Vol. 114, pp. 893-900.
7. Jeon, C. D., 1996, Research review for louvered-fin type compact heat exchanger, The magazine of the SAREK, Vol. 98, pp. 126-136.
8. Bae, T. S. and Han, C. S., 1996, A feasibility study on room air conditioner with parallel flow condenser, Proceedings of the SAREK 1997 Summer Annual Conference, pp. 402-407.
9. Kim, J. H., 1997, A Experimental study on the heat transfer and friction characteristics in the louvered-fin for flat-tube heat exchanger, Proceedings of the SAREK 1997 Winter Annual Conference, pp. 171-176.
10. Mills, A. F., 1995, Basic Heat and Mass Transfer, Irwin, Chicago, pp. 233-243.