

휨 형상 및 유량에 따른 휨-관 현열 열교환기의 전열성능에 관한 연구

이 민 수[†], 전 창 덕^{*}, 이 진 호^{**}

연세대학교 기계공학과 대학원, ^{*}충주대학교 기계공학과, ^{**}연세대학교 기계공학과

A Study on the Thermal Performance of Fin and Tube Sensible Heat Exchanger according to Fin Geometry and Flowrate

Min su Lee[†], Chang-Duk Jeon^{*}, Jinho Lee^{**}

ABSTRACT: This study is performed to investigate heat transfer characteristics for thermal performance of fin-and-tube sensible heat exchangers under the low air flowrate according to fin geometry combination and coolant flowrate control. Fins and tubes of samples were separated between front row and rear row. Experiment results are plotted heat transfer rate of each row, heat transfer coefficient and sensible heat ratio against water flowrate control of each row. It is observed that thermal performance can be enhanced by fin geometry combination and water flowrate control of each row under the low air flowrate.

Key words: Fin and tube sensible heat exchanger(휨-관 현열 열교환기), Fin geometry combination (휨 형상 조합), Sensible heat ratio(현열비)

기 호 설 명

- A : 열전달면적 [m^2]
- c_p : 정압비열 [$J/kg \cdot K$]
- C : 열용량을 [W/K]
- D_c : 관 직경 [m]
- F : 비혼합-비혼합 직교류 수정계수
- \bar{h} : 비엔탈피 [kJ/kg]
- h : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
- k : 열전도도 [$W/m \cdot K$]
- m : 질량유량 [kg/s]
- NTU : 전달단위수
- Q : 총괄열전달량 [W]

- r : 반경 [m]
- Re : 레이놀즈수
- R_{eq} : 등가반경 [m]
- S_1 : 관의 횡간격 [m]
- S_2 : 관의 종간격 [m]
- t : 관 두께 [m]
- T : 온도 [K]
- ΔT_{lm} : 대수평균온도차 [K]
- U : 총괄열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
- W : 절대습도 [kg_w/kg_a]

그리스 문자

- ε : 열교환기 유용도
- η : 열교환기 표면 효율
- η_f : 휨 효율

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-2123-2816; fax: +82-2-312-2159

E-mail address: min_su@yonsei.ac.kr

하첨자

a	: 공기측
c	: 저온유체
f	: 환
g	: 기체
h	: 고온유체
i	: 관 내측
in	: 입구
l	: 잠열
o	: 관 외측
out	: 출구
s	: 현열
t	: 관
w	: 냉수측

1. 서론

공랭식 환-관 열교환기는 대부분의 열저항이 공기측에서 일어나기 때문에 공기측 성능 향상의 연구가 계속해서 진행되어 왔다. 열교환기를 통과하는 공기 풍속이 낮은 경우 1열의 열전달 기여도가 월등히 높고, 풍속이 높아지면 2열의 열전달 기여도가 점차 상승하고 역전하는 현상이 발생한다. Kweon 등⁽¹⁾은 Louver환과 Slit환을 사용한 2열 환-관 열교환기에서 공기 유속에 따른 각 열의 열전달 성능을 측정하였으며 전면 풍속이 증가함에 따라 총 열전달량에 대한 2열의 기여도가 계속 증가한다고 발표하였다. Youn 등⁽²⁾은 다열 직교류 환-관 열교환기의 공기측 열전달 특성을 분석하였으며 Re_{Dc} 가 높아지고 환 간격이 넓어질수록 후열의 열전달 성능이 높아진다고 발표하였다. Jeon 등⁽³⁾은 4배 확대시킨 모형으로 전열과 후열에 서로 다른 환 형상을 조합한 환-관 열교환기의 공기측 열전달 및 압력강하 특성을 분석하였다. 그들은 Louver, Double side slit, Single side slit, Plane환을 서로 조합하여 실험하였다. 그들의 실험에서 환 형상 조합 열교환기의 마찰인자는 환 배치의 영향을 받고 Colburn j인자 또한 환 배치의 영향을 받으며 후열보다 전열의 환 형상에 대하여 영향을 받는다고 하였다. Chang 등⁽⁴⁾은 2열 및 3열 환-관 열교환기의 습표면과 건표면 조건에서 열전달 특성을 분석하였다. 그들은 Re_{Dc} 가 증가할수록 2열 및 3열 열교환기의 열전달계수와 마찰계수는 건표면 보다 습표면의 조건에서 크게 나타났

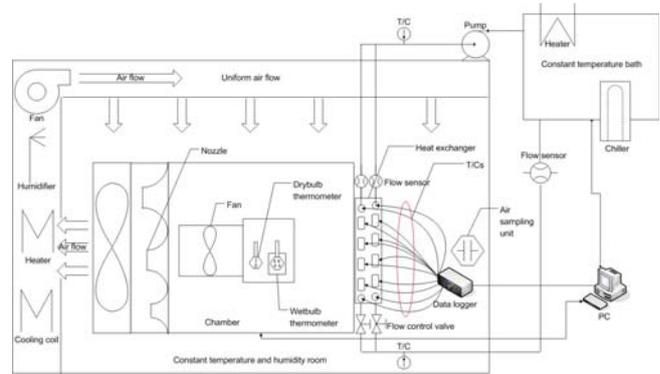


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

다고 발표하였다. 위와 같은 연구들은 잠열 열교환 방식이 주를 이루지만 아직까지 현열 열교환 방식의 열전달 특성에 관한 연구는 없는 것으로 판단된다.

일반적으로 환-관 열교환기가 주거용 냉방 시스템에 적용될 경우, 공기의 노점 온도 이하의 냉수를 사용 시 결로로 인한 응축수가 발생되어 냉방기 주위의 벽, 바닥재, 또는 가구의 부패를 초래하기 때문에 별도의 응축수 배출구가 필요하다. 공기의 노점 온도 이상의 냉수를 사용 시 무결로로 공기 냉각이 가능하지만 냉방능력이 떨어지게 되는 단점이 있다.

본 연구에서는 FCU 냉방 시스템에 적용되는 열교환기에 대해 1열과 2열을 분리하여 Louver환과 Corrugate환 2종류의 환 형상으로 조합하고 각 열별 냉수유로의 독립적 유량제어를 통한 열교환기 전체 열전달 성능, 2열의 열전달 성능 및 현열 열전달에 관한 연구를 수행하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구는 열교환기를 통과하는 공기의 입·출구 엔탈피 차와 풍량을 측정하여 공기-엔탈피법으로 열량이 계산되는 열교환기형 칼로리미터를 실험장치로 사용하였다. 이것은 공기측 입·출구, 풍량 및 냉수측 입·출구, 유량에 따른 열교환기 열전달 특성의 분석 및 데이터 취득이 가능하며 Fig. 1에 개략도를 나타내었다. 항온수조에서 PID제어기를 통하여 작동유체인 냉수를 가열기와 냉각기를 이용하여 설정온도로 제어하고 열교환기 관 내부를 통과한다. 일정온도의 냉수는 시험 열교환기의 관 입·출구에서 T형 열전대로 온도를 측정한다. 관

Table 1 Geometric parameters of fin-and-tube heat exchanger

Notation	Fin type [1st/2nd row]	F _p [FPI] [1st/2nd row]	D [mm]	L ₁ [mm]	L ₂ [mm]	L ₃ [mm]	t [mm]	S ₁ [mm]	S ₂ [mm]
Case1	Corrugate/Corrugate								
Case2	Louver/Louver	12/12	9.52	250	43.4	380	0.115	25	21.7
Case3	Louver/Corrugate								

입·출구에 설치한 유량조절밸브와 유량계로 열별 유량을 제어하고 ±0.5%의 정밀도를 갖는 체적식 유량계를 설치하여 측정하였다. 공기측 풍량은 ASHRAE Standard 41.2에 따라 흡입식 풍동형 챔버의 후방에 위치한 노즐 차압을 이용하여 측정하고 열교환기 공기측 입·출구 공기의 상태량은 ASHRAE Standard 41.1에 따라 측정한다.

본 연구에서 사용된 환-관 열교환기는 2열 10단 으로서 1열과 2열이 분리된 냉수 유로와 환이 0.1 mm로 분리되어 있다. 알루미늄 재질의 Louver환과 Corrugate환 2종류의 조합을 이루고 1, 2열 환 피치는 12 FPI로 모두 동일하다. Table 1에 본 연구에 사용된 열교환기의 자세한 제원을 나타내었고, Fig. 2에 열교환기의 개략도를 나타내었다.

2.2 실험방법

본 연구는 KS B 6377 FCU 냉방 시험 규격에 의거하여 수행하였다. 공기의 입구 건구온도는 27°C, 상대습도는 50%를 유지하고 풍량은 주거용 공조기 범위로 4.5~5.5 CMM의 3단계로 실험하였다. 냉수는 공기의 노점 온도 이하에서 최대의 현열 열교환을 이루기 위해 13°C로 유지하며 유량은 열교환기의 비교실험을 위해 10 LPM으로서 각 열별 3~7 LPM의 5단계로 실시하였다. Table 2에 실험 조건을 요약하였다.

열교환기를 항온항습실 내 챔버 입구부에 장착하여 틈 사이로 공기의 누설이 없도록 기밀작업을 하고 U-bend 부분은 단열재를 부착하여 열 출입을 최소화한다. 실험을 시작하여 공기의 입구온도 및 풍량과 냉수 입구온도,

Table 2 Experimental conditions

	Air side	Water side
Temperature	DB27°C WB19.68°C	13°C
Flowrate	4.5~5.5CMM 3 steps	1st row 3~7LPM 2nd row 7~3LPM 5 steps

유량이 정상상태에 도달한 후, 공기측과 냉수측 입·출구 온도변화가 ±0.1°C로 안정되면 데이터를 측정한다.

2.3 실험결과 처리 방법

열교환기의 총열전달량 Q는 공기측과 냉수측의 열전달량을 산술평균값을 사용하였다.

$$Q_a = \dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,i} - T_{a,o}) \quad (1)$$

$$Q_w = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,o} - T_{w,i}) \quad (2)$$

$$Q = \frac{(Q_a + Q_w)}{2} \quad (3)$$

실험대상 열교환기의 유동배열은 직교류로서 총괄열전달계수를 구하기 위하여 대향류유동의 대수평균온도차에 비혼합-비혼합 직교류 수정계수 F⁽⁵⁾로 보정하여 다음과 같이 계산하였다.

$$Q = UAFA\Delta T_{lm} \quad (4)$$

$$F = \frac{\ln\left(\frac{1 - \varepsilon C^*}{1 - \varepsilon}\right)}{NTU(1 - C^*)} \quad (5)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \quad (6)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{NTU^{0.22}}{C^*} \{\exp(-C^* NTU^{0.78}) - 1\}\right] \quad (7)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (8)$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (9)$$

여기서 C*는 열용량비이며 본 연구에서 최대 열용량을 C_{max}는 냉수측 값이었다. 공기측 열전달 계수 h_o는 Wilson-plot 방법에 의해 아래의 식으로부터 구할 수 있다.

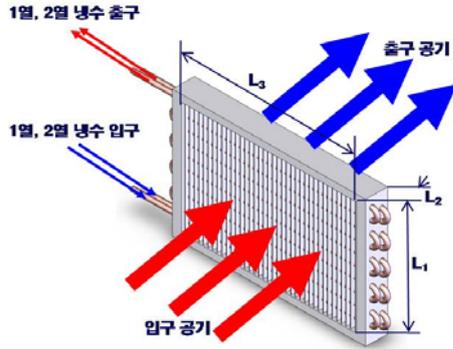


Fig. 2 Schematic diagram of test heat exchanger.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta h_o A} + \frac{1}{h_i A_i} + \frac{t}{k_i A_t} \quad (10)$$

위 식은 총괄열저항, 관 외측 열저항, 관 내측 열저항과 관 벽측 열저항으로 구성되어 있으며 열교환기 표면효율 η 는 Schmidt가 제안한 방법으로 아래와 같이 계산하였다.

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (11)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi} \quad (12)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f t}} \quad (13)$$

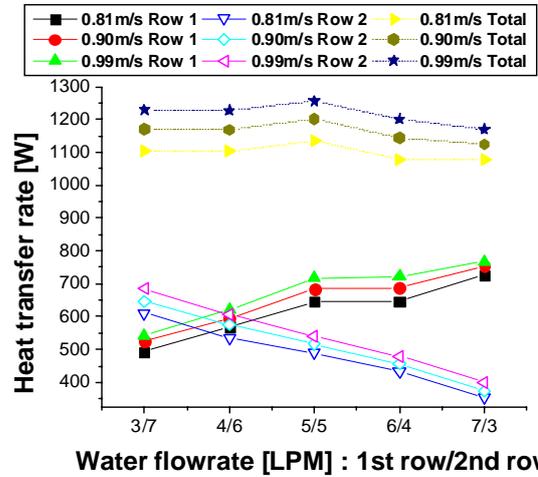
$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r} \right) \right] \quad (14)$$

$$\frac{R_{eq}}{r} = 1.27 \frac{S_1}{2r} \left[\sqrt{\left(\frac{S_1}{2} \right)^2 + S_2^2} - 0.2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

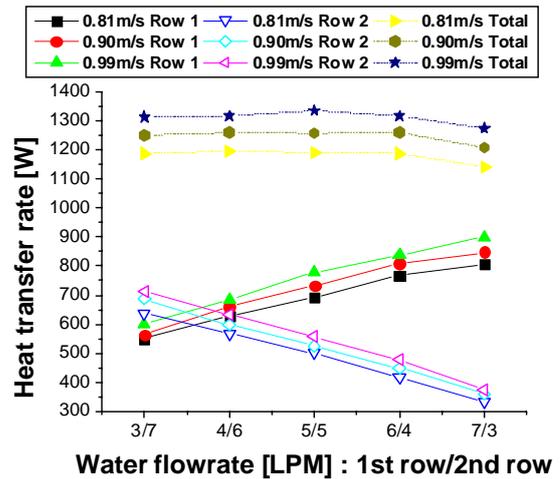
3. 실험결과 및 고찰

3.1 열별 열전달 성능

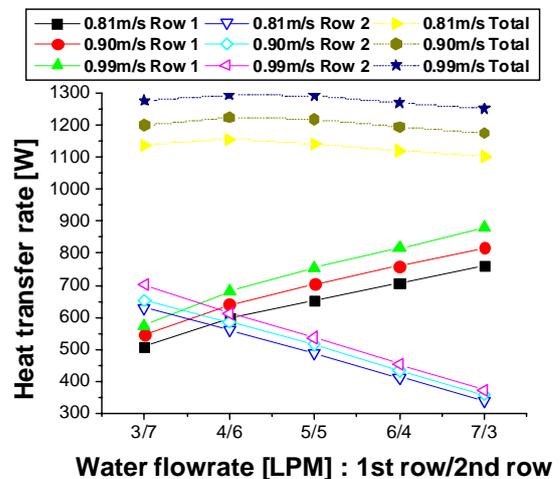
Fig. 3은 1, 2열의 동일한 흰 매수와 흰 형상이 Louver형과 Corrugate형으로 구성된 3개의 열교환기의 열별 독립적 유량제어에 따른 열전달량을 나타내었다. 저풍속 영역에서 냉수유량이 증가할 경우, 주로 1열에서 열전달이 많이 이루어짐을 알 수 있다. 2열의 냉수유량을 높이면 저풍속임에도 불구하고 열전달량이 높아지지만 1열의 것



(a) Case1, corrugate/corrugate fin, 12/12FPI



(b) Case2, louver/louver fin, 12/12FPI



(c) Case3, louver/corrugate fin, 12/12FPI

Fig. 3 Heat transfer rate of each row by fin geometry and water flowrate control

보다 평균 20%가 작았다. 각 Case별 냉수유량을 제어하였을 경우, Case1 열교환기는 유량범위 내에서 6.13%, Case2 열교환기는 4.23%, Case3 열교환기는 4%의 열전달 성능이 높게 나타났다.

전체 실험범위에서 Case2 열교환기가 Case1 열교환기보다 열전달량이 6.91% 높았고 Case3 보다 3.38% 높았다. 또한 2열의 열전달량은 Case2 열교환기가 Case1 보다 1.7% 높았으며 Case3 보다 2.21% 높았다. 이것은 2열에서 Louver핀의 유용성이 Corrugate핀보다 높은 것으로 판단된다.

3.2 흰 형상 및 유량제어에 따른 열전달계수

Fig. 4는 흰 형상과 유량제어에 따른 열전달계수를 나타내고 있다. 3가지 경우 모두 풍속이 증가함에 따라 열전달계수가 상승하였고 또한 1열의 유량이 증가하고 2열의 유량이 감소함에 따라 열전달계수가 감소하는 경향을 나타내고 있다. 1열과 2열에 Louver핀을 사용한 Case2는 전체 유량 조절 범위에서 Case1 열교환기 보다 20.27% 높은 열전달계수를 나타내며 Case3 열교환기 보다 10.36% 높았다. Case1의 경우 1열에 5 LPM, 2열에 5 LPM에서 가장 높은 열전달계수를 가졌으며 10 LPM의 동일 유량에서 최대 9.56% 높은 열전달계수를 가졌다. Case2에서도 1열에 5 LPM, 2열에 5 LPM에서 가장 높았으며 최대 4.69% 높은 열전달계수를 나타냈다. Case3의 경우 열전달계수가 1열에 4 LPM, 2열에 6 LPM에서 가장 높았고 다른 유량범위 보다 최대 5.03% 높은 값을 나타냈다.

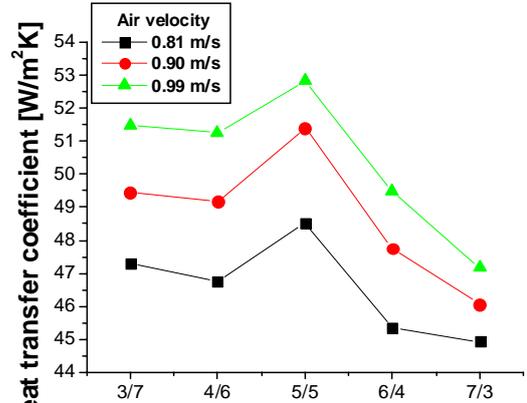
3.2 현열비

Fig. 5는 각 Case별 실험조건에 따른 현열비를 나타내었다. 현열비는 공기의 현열 엔탈피 변화에 대한 총엔탈피 변화의 비로서 열교환기의 공기 냉각 시 현열 열전달량을 나타낸다. 현열비는 다음과 같이 계산하였다.

$$Q_s = \dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,i} - T_{a,o}) \quad (16)$$

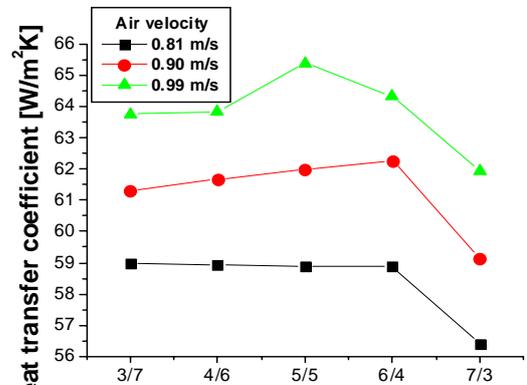
$$Q_l = \dot{m}_a \bar{h}_g (W_o - W_i) \quad (17)$$

$$SHR = Q_s / (Q_s + Q_l) \quad (18)$$



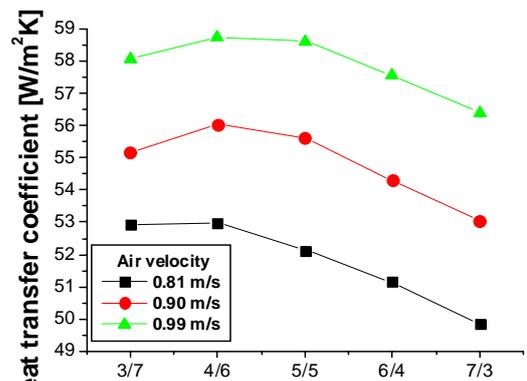
Water flowrate [LPM] : 1st row/2nd row

(a) Case1, corrugate/corrugate fin, 12/12FPI



Water flowrate [LPM] : 1st row/2nd row

(b) Case2, louver/louver fin, 12/12FPI

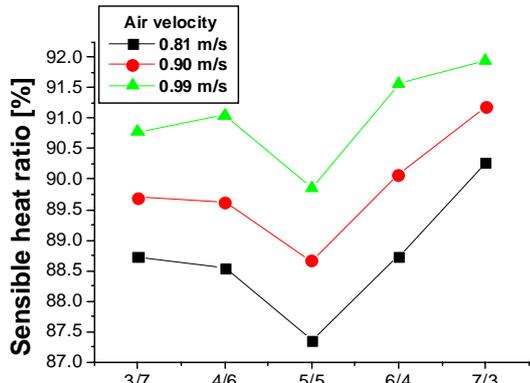


Water flowrate [LPM] : 1st row/2nd row

(c) Case3, louver/corrugate fin, 12/12FPI

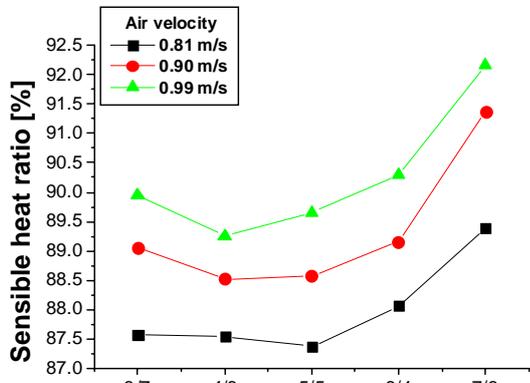
Fig. 4 Heat transfer coefficient by fin geometry and water flowrate control

열교환기 3가지 모두 풍속이 증가할수록 현열 열전달량이 커지며, 결로량이 감소함을 알 수 있다. 현열 열교환량은 Case1>Case2>Case3의 순서로 높았다. Case1과 Case2 열교환기에서는 1열에 5 LPM, 2열에 5 LPM에서 가장 높은 열전



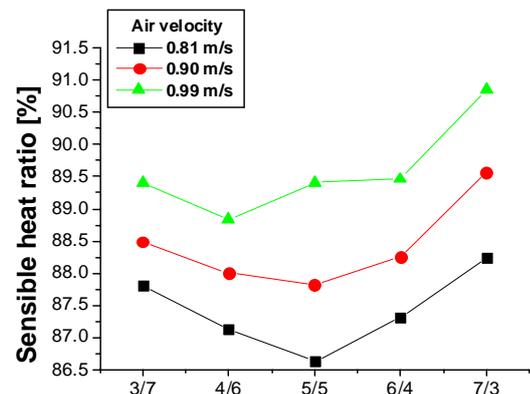
Water flowrate [LPM] : 1st row/2nd row

(a) Case1, corrugate/corrugate fin, 12/12FPI



Water flowrate [LPM] : 1st row/2nd row

(b) Case2, louver/louver fin, 12/12FPI



Water flowrate [LPM] : 1st row/2nd row

(c) Case3, louver/corrugate fin, 12/12FPI

Fig. 5 Heat transfer coefficient by fin geometry and water flowrate control

달량을 보이면서 현열 열교환량이 가장 작은 것으로 나타났으며 Case3 열교환기에서는 1열에 4 LPM, 2열에 6 LPM과 1열에 5 LPM, 2열에 5 LPM에서 잠열 열교환량이 가장 크고 1열에 7 LPM, 2열에 3 LPM에서 가장 큰 현열 열교환량을 나타냈다.

4. 결론

본 연구는 1열과 2열의 흰이 분리되고 냉수유로가 열별 독립적으로 제어가 되는 열교환기에 대하여 흰 형상과 냉수유량에 따른 열전달 성능과 저풍속에서 후열의 열전달 기여도, 현열 열교환량 등을 조사하였다. 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 저풍속 범위에서 2열은 1열 보다 열전달 성능 기여도는 떨어지지만 냉수유량의 독립적 제어를 통해 전체 열교환기의 열전달 성능을 향상시킬 수 있었다.

(2) 흰 형상을 각 열별 조합하여 비교한 결과 1, 2열 모두 Louver흰을 갖는 열교환기가 우수한 성능을 나타내었다.

(3) 1열과 2열의 흰 형상 조합과 냉수유량의 조절로 현열 열교환량을 높일 수 있었다.

후 기

본 연구는 국토해양부 첨단도시개발사업의 연구비 지원(06건설핵심B02)에 의해 수행되었습니다.

참고 문헌

1. Y.C. Kweon et al., 2004, Heat transfer performance of individual rows in fin-tube heat exchanger, Journal of SAREK, Vol. 16, No.3, pp. 280-286
2. B. Youn, et. al, 1996, Performance Evaluation of Cross-Flow Fin-Tube Heat Exchanger, Korean Journal of Air Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 25, No. 2, pp. 151~160
3. C.D. Jeon et al., 2005, A Study on Heat Transfer characteristics in the Air Side of Large-scaled Heat Exchanger, Transaction of the KSME(B), Vol. 29, No. 9, pp.1032~1041
4. K.S. Chang, Thanh-long Phan, 2007, Heat Transfer and Friction Characteristics of Slit Fin and Tube Heat Exchangers in Wet Conditions, Journal of the SAREK, Vol. 19, No. 1, pp.1~9
5. Shah, Sekulic, 2003, Fundamentals of Heat Exchanger Design, Wiley