

배기열 회수용 종이 열교환기의 성능에 영향을 미치는 인자에 관한 연구

정 민 호, 유 성 연^{*†}

한국에너지기술연구원 미활용에너지연구센터, ^{*}충남대학교 기계설계공학과

A Study on the Factors Affecting the Performance of Paper Heat Exchanger for Exhaust Heat Recovery

Min-Ho Chung, Seong-Yeon Yoo^{**}

Unutilized Energy Research Center, Korea Institute of Energy Research, Daejeon 305-343, Korea

^{*}Department of Mechanical Design Engineering, Chungnam National University, Daejeon 305-764, Korea

(Received June 21, 2005; revision received September 13, 2005)

ABSTRACT: In order to control indoor air quality and save energy, it is needed to install a suitable ventilation system equipped with heat exchanger for heat recovery. The purpose of this research is to find the factors affecting the performance of paper heat exchanger for exhaust heat recovery, which can be applied directly to the conventional ventilation unit, air-purifier, and air-conditioning system. In this study, thermal performance and pressure loss of the paper heat exchanger are measured and compared at various operating conditions. The effectiveness of sensible, latent and total heat at the face velocity of 0.75 m/s are 77%, 47% and 57% in the cooling condition and 77%, 59% and 69% in the heating condition, respectively. The effectiveness for sensible heat is only affected by velocity. On the other hand, the effectiveness for latent heat is affected by temperature and relative humidity.

Key words: Paper heat exchanger(종이 열교환기), Plate heat exchanger(판형 열교환기), Heat transfer(열전달), Pressure drop(압력손실), Heat recovery(열회수)

기 호 설 명

h : 공기의 엔탈피 [kJ/kg]
 \dot{m} : 공기의 질량유량 [kg/s]
 P : 공기의 압력 [Pa]
 Q : 열전달량 [kW]
 RH : 공기의 상대습도 [%]
 T : 공기의 온도 [°C]

w : 공기의 비습도 [kg/kg]

그리스 문자

ϵ : 유용도

하첨자

ave : 평균

c : 찬

dry : 건구

h : 뜨거운

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-821-6646; fax: +82-42-821-8894

E-mail address: syyooh@cnu.ac.kr

- in* : 입구
- lat* : 잠열
- max* : 최대
- out* : 출구
- sen* : 현열
- total* : 전열
- wet* : 습구

1. 서 론

최근 건물이 대형화, 고층화, 고급화되면서 자연환기보다는 공기조화 설비에 의한 환기방식이 강조되고 있다. 그러나 에너지 절약을 위해서 많은 건물들이 기밀화되고, 반면에 공조설비 계획의 불합리 또는 환경관리에 대한 인식부족으로 실내공기의 오염문제가 크게 부각되고 있다. 실내공기의 질을 깨끗하게 유지하기 위해서 오염된 실내공기를 밖으로 배출시키고 신선한 외기를 도입하여야 한다. 이때 도입공기와 배출공기 사이에 열교환기를 설치하면 배기열을 회수할 수 있으므로 여름철의 냉방에너지와 겨울철의 난방에너지를 절약할 수 있다. 현재 배기열 회수용으로 사용하고 있는 열교환기는 회전축열식 열교환기, 히트파이프식 열교환기, 알루미늄 판형 열교환기 등이 있으나 가격이 비싸고 유지관리가 어렵기 때문에 일부 공조기에만 적용되고 있는 실정이다. 따라서 현재는 설치가 쉽고 열전달 성능이 뛰어나며 소형인 열교환기의 개발이 필요하다. 지금까지 배기열 회수용 판형 열교환기의 재료는 주로 알루미늄이 사용되어 왔으나 현재는 플라스틱 및 종이와 같은 비금속 재질로 바뀌는 추세이다.⁽¹⁻²⁾ 이는 비금속 재질의 사용으로 경제성 및 경량화를 꾀할 수 있으며 부식의 위험이 적다는 장점을 가지고 있기 때문이다. 하지만 비금속 재질은 열전도계수가 알루미늄에 비해 매우 작기 때문에 열전달 성능을 향상시키기 위해서는 다각도의 열전달 촉진기술이 연구되고 있다.⁽³⁻⁴⁾

종이 열교환기는 공기 중의 열과 수분, 즉 현열(sensible heat)과 잠열(latent heat)을 모두 교환하는 열교환기로 급배기 엔탈피(enthalpy)차의 50~70%를 회수할 수 있어서, 냉·난방 에너지를 20~30% 이상 절약할 수 있으며, 기존에 설치되어 있는 공조기기에 간단히 추가로 장치를 설치하여 냉난방 부하를 줄여 연간 운전경비를 절감

할 수 있는 효과적인 에너지 절약기이다.⁽⁵⁾ 종이 열교환기는 사용과 유지관리가 용이하고, 가격도 저렴하며, 에너지 절약효과가 매우 크므로 공공건물, 주상복합아파트 등을 중심으로 보급이 급속하게 확대되고 있다.

Bai et al.⁽⁶⁾은 두 유체 간의 혼합이 발생하지 않는 recuperative type, 유체 간의 혼합이 rotor의 회전에 의해 일부 발생하는 regenerative type, 유체 사이에 건공기 및 수증기의 이동이 일부 가능한 membrane type 전열 열교환기에 대해 성능 시험을 수행하였다. Lee et al.⁽⁷⁾은 환기용 전열 열교환기를 설계, 제작하여 전산해석 및 성능시험을 수행하였으며, 전열 열교환 효율이 현열의 경우보다 7% 가량 높게 나온다는 결과를 얻었다.

본 연구에서는 종이 열교환기의 성능시험장치를 설계·제작하여 성능시험을 수행하고, 종이 열교환기의 성능에 영향을 미치는 인자들을 고찰하였다.

2. 종이 열교환기 모델

Fig.1은 종이 열교환기의 개략도이다. 그림에서 유동의 입·출구쪽 각 채널 중앙 6개의 폭은 21.86 mm, 양쪽 끝은 16.86 mm, 19.24 mm이며, 높이는 2.2 mm이다. 종이 사이의 간격을 유지하고 유동을 안내하는 프레임은 폭 2mm, 높이가 2.2 mm로 제작하였으며, 프레임과 프레임 사이에는 두께 0.08 mm의 종이(특수 펄프)를 설치하여 종이 열교환기를 만들었다. 이 종이는 현열과 잠열의 교환이 가능하여 열교환 성능이 뛰어나고 수분에 대한 내구성이 강하고 제조와 사용이 간편한 소

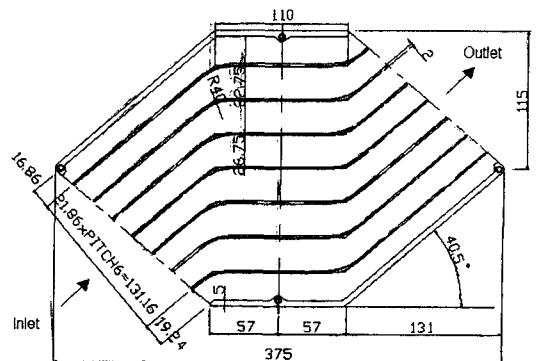


Fig. 1 Schematic of paper heat exchanger.

재이며, 투기성이 상당히 적은 반면에 투습성이 우수하면서 습강도가 높은 재질이다. 이 종이의 밀도는 930 kg/m^3 , 열전도계수는 $0.18 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ 인 재질이며, 일정량의 공기가 투과하는 데 걸리는 시간인 기체 투과도⁽⁸⁾는 $50,000 \text{ sec/100 cc}$ 이상, 그리고 일정시간 동안 습기가 통과하는 투습도⁽⁹⁾는 $55 \text{ g/m}^2 \text{ 24 hr}$ 이다. 종이와 종이 사이의 유로 높이는 2.2 mm 로 저온측과 고온측 모두 50층으로 제작하였다. 종이 열교환기의 프레임은 사출성형으로 제작을 하였으며, 성형과정 중 종이를 인서트하는 공정을 추가하여 종이에 프레임이 부착된 하나의 종이 열교환기 전열면을 얻을 수 있다. 대부분의 종이 열교환기는 어느 정도의 누설이 있어 급기와 배기의 공기흐름이 섞이게 된다. 이러한 누설은 배기가스가 독성이 있을 경우에는 심각한 문제를 야기시키게 되므로 세심한 주의가 필요하다. 종이 열교환기에서 누설량은 시험장치 덕트 내부의 평균 탄산가스 농도를 측정하여 계산하게 되며, 본 연구에 사용된 종이 열교환기의 누설률은 5.53%이다.

3. 성능시험장치 및 시험방법

종이 열교환기의 성능시험을 위해 본 연구에서 설계·제작한 시험장치는 일정한 온도와 습도의

공기를 공급하기 위한 항온항습기 및 항온항습챔버, 송풍기, 덕트, 열교환기 시험부, 측정 및 제어장치, 자료획득장치 등으로 구성되어 있다. 종이 열교환기 성능시험장치에서는 덕트 내의 유동 및 온도를 균일하게 유지하도록 흡입 송풍기를 열교환기의 양 출구부분에 부착하였다. 항온항습챔버에 연결된 단열된 주름관을 통해 열교환기 시험부 입구로 공기가 공급되고, 공급공기의 온도 및 습도 제어는 항온항습챔버와 연결된 항온항습기를 이용하였다. 뜨거운 공기와 차가운 공기를 만들기 위해 항온항습기와 항온항습챔버는 두 개를 제작하였으며, Fig.2는 종이 열교환기 성능시험장치의 개략도이다.

가열용 및 냉각용 항온항습기에서 공급된 일정한 온도와 습도의 공기는 항온항습챔버에 모이게 되고, 이 공기가 종이 열교환기 시험부에 공급이 된다. 시험부에서 종이 열교환기에 의해 열교환을 한 공기는 송풍기와 노즐을 거쳐 다시 항온항습기로 유입된다. 이때 입구공기의 유량은 송풍기에 연결된 인버터를 이용하여 조절하였다.

압력의 측정을 위해 열교환기 입·출구 덕트 위·아래 부분과 노즐에 압력측정 텀을 설치하고 다채널 scanning이 가능한 selection box에 micro-manometer를 연결하여 차압과 유속을 동시에 측정할 수 있도록 하였다. 압력측정의 정확도를 높

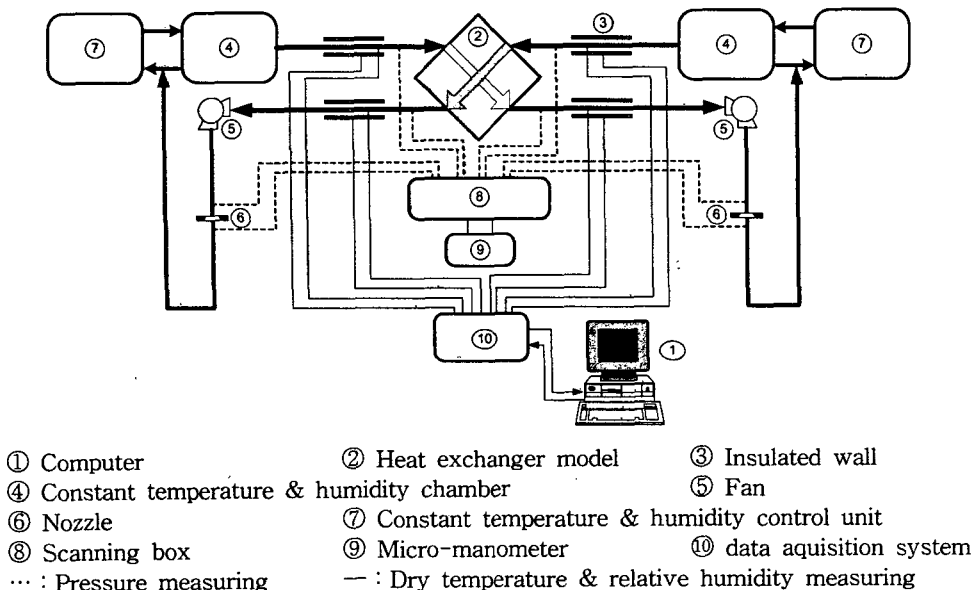


Fig. 2 Schematic of performance test apparatus.

Table 1 Specification of temperature and humidity sensor

Manufacturer		VAISALA (HMP 233)
Measurement range	Temperature	-40~80℃
	Relative humidity	0~100%
Accuracy	Temperature	±1℃
	Relative humidity	±1%

이기 위해 덕트에는 위·아래 및 양옆에 1개씩 4개, 노즐에도 4개의 압력 탭을 병렬로 설치하여 평균값을 측정하도록 하였다.⁽¹⁰⁾ 유량측정을 위해서 송풍기의 출구측에 노즐을 설치하여 평균 유량을 측정할 수 있도록 하였다.

본 연구에서는 현열에 의한 열전달과 잠열에 의한 열전달을 동시에 측정하기 위해 종이 열교환기 전·후에서 온습도센서를 이용하여 건구온도 및 상대습도를 측정하였으며,⁽¹¹⁾ 온습도센서의 사양을 Table 1에 정리하였다. 습 공기 프로그램을 작성하여 비습도와 엔탈피를 구하고 현열과 잠열에 의한 열전달량을 구하였으며, 실험은 여름철 냉방조건과 겨울철 난방조건에 대하여 열교환기 유로에서의 면풍속을 0.2~2.0 m/s로 변화시켜 가면서 반복하여 측정하였다. Table 2는 본 연구에서 성능시험을 수행한 여름철 냉방조건과 겨울철 난방조건이다.⁽¹¹⁾ 본 연구의 성능시험에서 여름철 실내·외 조건과 겨울철 실내조건은 Table 2의 조건과 같게 설정하였지만, 겨울철 실외조건 건구온도는 항온항습기 용량의 한계로 풍량 및 실내조건에 따라 3~5℃ 정도 높게 설정되었다. 유량에 따른 성능시험과 함께 공기의 온도와 비습도, 상대습도가 열교환 효율에 어떤 영향을 미치는지 알아보기 위해 일정한 유량에서 이들을 변화시켜 가면서 실험을 수행하였다. 성능시험의 불확실도 해석은 Kline and McClintock⁽¹²⁾에 의해 제안된 기법을 이용하여 수행하였으며, 질량 유량과 엔탈피에 대한 불확실도는 각각 ±2.91%,

Table 2 Operating conditions for cooling and heating

	Indoor temp. (℃)		Outdoor temp. (℃)	
	Dry-bulb	Wet-bulb	Dry-bulb	Wet-bulb
Cooling	27±1	20±2	35±1	29±2
Heating	20±1	14±2	5±1	2±2

±4.42%이고 열전달량에 대한 불확실도는 ±5.11%이다.

4. 성능시험 결과 및 고찰

여러 가지 실험조건에서 종이 열교환기의 압력 손실과 열전달 성능을 측정하여 고찰하였다.

현열 열교환기의 압력손실은 공기의 유속만의 함수이지만 현열과 잠열을 모두 전달하는 종이 열교환기는 습도가 압력손실에 영향을 미치므로 열교환기의 입구에서 상대습도를 변화시켜 가면서 실험을 수행하였다. Fig. 3은 유속과 상대습도의 변화에 따른 종이 열교환기 내에서의 압력손실을 측정된 것으로 유속이 증가하면서 압력손실은 유속의 제곱에 비례하여 증가하는 경향을 보이고 있으며, 상대습도가 커지면 동일 속도에서 압력손실도 증가하고 있는 경향을 보이고 있다. 상대습도가 증가하여 공기가 습한 상태가 되면 종이 열교환기 전열면인 종이가 공기 중의 수증기를 많이 흡수하게 되어 전열면의 처짐이 발생하므로 압력손실이 증가하게 된다. 상대습도가 낮은 영역에서는 상대습도차에 의한 압력손실의 차이가 적지만 상대습도가 60% 이상이 되면 압력손실이 급격하게 증가하는 것을 알 수 있다.

종이 열교환기의 열전달 성능 시험에서는 현열과 잠열을 고려하여야 하므로, 종이 열교환기에서 열교환하기 전과 후에 대하여 건구온도와 상대습도를 측정하였으며, 습 공기 선도(psychrometric chart) 프로그램을 이용하여 각각의 엔탈피와 비습도 등의 상태를 얻었다. 각 상태에서의

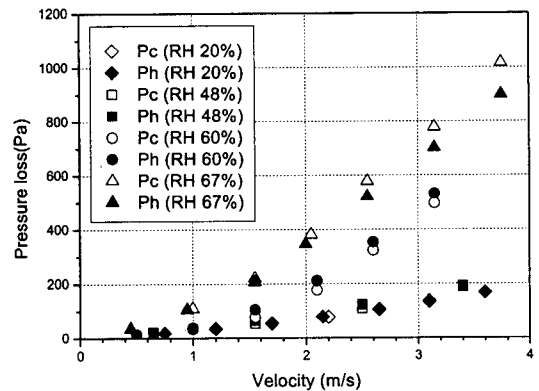


Fig. 3 Comparison of pressure loss at various air velocities and relative humidities.

엔탈피를 이용하여 현열과 잠열, 전열 열전달량을 다음과 같이 구하였다.

$$\begin{aligned}
 Q_{c, \text{sen}} &= \dot{m}_c \times [h(T_{c, \text{out}, \text{dry}}, w_{c, \text{in}}) \\
 &\quad - h(T_{c, \text{in}, \text{dry}}, T_{c, \text{in}, \text{wet}})] \\
 Q_{c, \text{lat}} &= \dot{m}_c \times [h(T_{c, \text{out}, \text{dry}}, T_{c, \text{out}, \text{wet}}) \\
 &\quad - h(T_{c, \text{out}, \text{dry}}, w_{c, \text{in}})] \\
 Q_{c, \text{total}} &= \dot{m}_c \times [h(T_{c, \text{out}, \text{dry}}, T_{c, \text{out}, \text{wet}}) \\
 &\quad - h(T_{c, \text{in}, \text{dry}}, T_{c, \text{in}, \text{wet}})]
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\begin{aligned}
 Q_{h, \text{sen}} &= \dot{m}_h \times [h(T_{h, \text{in}, \text{dry}}, w_{h, \text{out}}) \\
 &\quad - h(T_{h, \text{out}, \text{dry}}, T_{h, \text{out}, \text{wet}})] \\
 Q_{h, \text{lat}} &= \dot{m}_h \times [h(T_{h, \text{in}, \text{dry}}, T_{h, \text{in}, \text{wet}}) \\
 &\quad - h(T_{h, \text{in}, \text{dry}}, w_{h, \text{out}})] \\
 Q_{h, \text{total}} &= \dot{m}_h \times [h(T_{h, \text{in}, \text{dry}}, T_{h, \text{in}, \text{wet}}) \\
 &\quad - h(T_{h, \text{out}, \text{dry}}, T_{h, \text{out}, \text{wet}})]
 \end{aligned} \tag{2}$$

여기서, Q 는 열전달량이고, \dot{m} 은 질량유량, h 는 엔탈피, T 는 온도, w 는 비습도이다. 하첨자의 경우, c 는 저온측 공기를 말하며, h 는 고온측 공기, sen 은 현열, lat 는 잠열, $total$ 는 전열, max 는 가능한 최대 열전달량, in 은 입구, out 는 출구, dry 는 건구, wet 는 습구를 나타낸다.

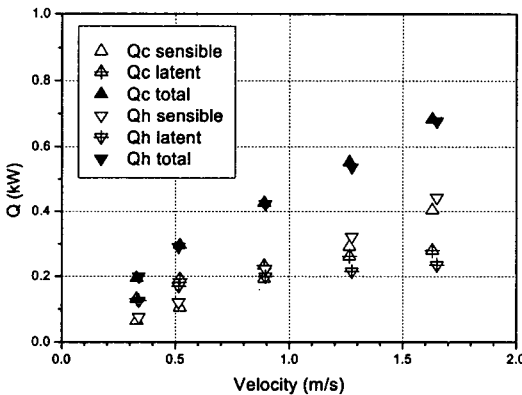
종이 열교환기에서 현열과 잠열, 전열에 대한 유용도는 실제 열전달량에 대한 가능한 최대 열전달량의 비로써 다음과 같이 계산하였다.

$$\begin{aligned}
 \epsilon_{\text{sen}} &= [(Q_{c, \text{sen}} + Q_{h, \text{sen}})/2]/Q_{\text{sen}, \text{max}} \\
 \epsilon_{\text{lat}} &= [(Q_{c, \text{lat}} + Q_{h, \text{lat}})/2]/Q_{\text{lat}, \text{max}} \\
 \epsilon_{\text{total}} &= [(Q_{c, \text{total}} + Q_{h, \text{total}})/2]/Q_{\text{total}, \text{max}}
 \end{aligned} \tag{3}$$

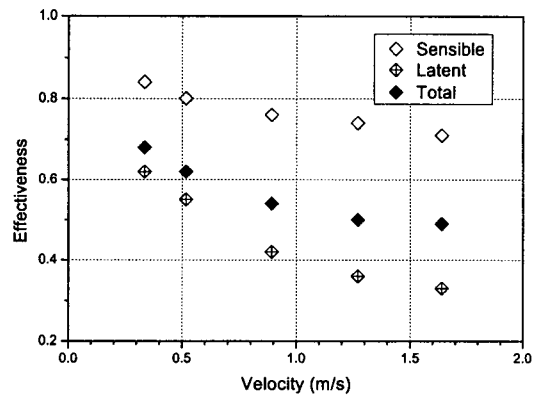
여기서 실제 열전달량은 뜨거운 공기가 잃은 열량과 차가운 공기가 얻은 열량의 평균치를 사용하였으며, 열교환기에서 가능한 최대 열전달량은 공기의 입구조건을 사용하여 다음과 같이 계산하였다.

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{sen}, \text{max}} &= \dot{m}_{\text{ave}} \times [h(T_{h, \text{in}, \text{dry}}, w_{c, \text{in}}) \\
 &\quad - h(T_{c, \text{in}, \text{dry}}, T_{c, \text{in}, \text{wet}})] \\
 Q_{\text{lat}, \text{max}} &= \dot{m}_{\text{ave}} \times [h(T_{h, \text{in}, \text{dry}}, T_{h, \text{in}, \text{wet}}) \\
 &\quad - h(T_{h, \text{in}, \text{dry}}, w_{c, \text{in}})] \\
 Q_{\text{total}, \text{max}} &= \dot{m}_{\text{ave}} \times [h(T_{h, \text{in}, \text{dry}}, T_{h, \text{in}, \text{wet}}) \\
 &\quad - h(T_{c, \text{in}, \text{dry}}, T_{c, \text{in}, \text{wet}})]
 \end{aligned} \tag{4}$$

Fig. 4(a)는 여름철 냉방조건에서 종이 열교환기의 유속 변화에 따른 실외공기와 실내공기 사이의 열전달량을 나타낸 것이다. 공기의 유량이 증가하면서 현열과 잠열, 전열 열전달량 모두 증가하는 경향을 보이고 있으며, 잠열 열전달이 현열 열전달보다 공기의 유속 증가에 따른 열전달량의 변화가 작으며, 면풍속 1m/s 이하에서는 잠열 열전달량이 현열 열전달량보다 높지만 면풍속이 1m/s 이상이 되면서 현열 열전달량이 잠열 열전달량보다 높게 나타나고 있다. 여름철 냉방



(a) Heat transfer rate



(b) Effectiveness

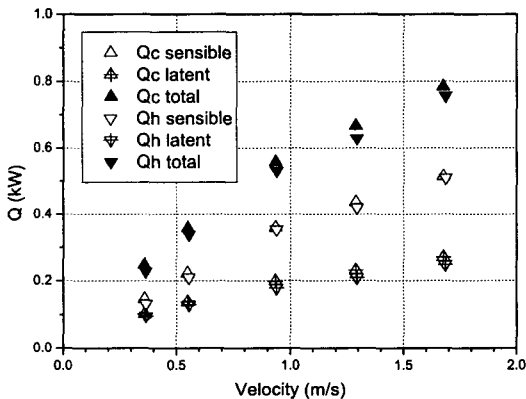
Fig. 4 Variation of thermal performance with air velocity at cooling condition.

조건에서 식(3)과 같이 정의된 현열과 잠열, 전열에 대한 유용도를 Fig. 4(b)에 나타내었다. 공기의 유속이 증가하면서 가능한 최대 열전달량의 증가보다 실제 열전달량의 증가가 작아지기 때문에 유용도는 감소하는 경향을 보이고 있으며, 본 종이 열교환기를 사용한 환기장치의 운전조건인 풍량 100 CMH에서의 면풍속인 0.75 m/s에서 잠열, 현열, 전열의 유용도는 각각 47%, 77%, 57%이다.

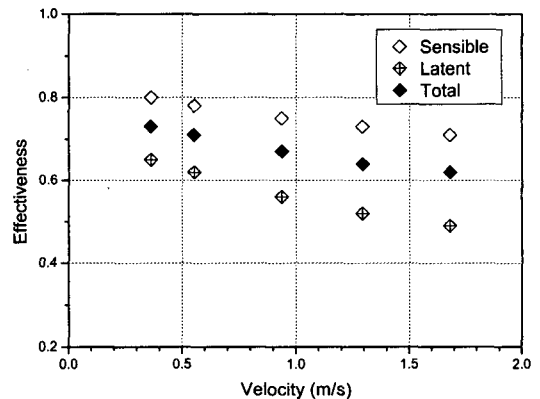
Fig. 5(a)는 겨울철 난방조건에서 종이 열교환기 유속 변화에 따른 실외공기와 실내공기 사이의 열전달량을 나타낸 것이다. 난방조건에서와 마찬가지로 공기의 유속이 증가하면서 열전달량이 증가하고 있으며, 난방조건에서는 실내공기와 실외공기의 온도차가 난방조건보다 크기 때문에 현열 열전달량이 잠열 열전달량보다 항상 큰 값을 보이고 있다. Fig. 5(b)는 유속의 변화에 따른 유용도를 나타낸 것으로 현열에 대한 유용도는 여름철 난방조건에서와 비슷한 경향을 보이고 있지만, 잠열에 의한 유용도와 전열에 대한 유용도는 난방조건보다 상당히 높게 나타나고 있다. 이러한 경향은 Fig. 4(a)와 Fig. 5(a)에 보인 바와 같이 실제 잠열전달량은 여름과 겨울철 조건에서 비슷하지만, 겨울철 난방조건의 경우 실내공기와 실외공기의 절대습도 차이가 여름보다 작으므로 유용도를 정의하는 식(3)의 분모인 가능한 최대 열전달량이 작아져서 나타나는 현상이다. 면풍속 0.75 m/s에서 잠열, 현열, 전열의 유용도는 각각 59%, 77%, 69%로 난방조건보다 잠열과 전열에서 약 12% 증가하였다.

절대습도, 건구온도, 상대습도가 종이 열교환기의 현열 및 잠열 열전달에 어떠한 영향을 미치는지를 알아보기 위해 면풍속 0.75 m/s에서 겨울철 난방조건 실내측 입구공기의 조건을 일정하게 유지시키고 실외측 조건을 변화시켜 가면서 성능시험을 수행한 결과를 Figs. 6~8에 나타내었다. Fig. 6은 실외공기의 건구온도를 10°C로 일정하게 유지시키고, 실외 절대습도를 변화시켜 가면서 성능시험을 수행한 결과이다. 실외공기의 절대습도가 감소하면, 즉 실내공기와 실외공기의 절대습도차가 증가하면 Fig. 6(a)에 나타난 것과 같이 습도차에 의한 잠열 열전달량은 증가한다. Fig. 6(b)는 절대습도차에 의한 유용도의 관계를 나타낸 것으로 습도차가 증가하면서 현열, 잠열, 전열에 대한 유용도는 일정한 경향을 나타내고 있다. 잠열에 대한 유용도가 일정한 것은 유용도를 나타내는 식(3)에서 가능한 최대 잠열 열전달량이 증가하는 비율이 실제 잠열 열전달량이 증가하는 비율과 같아서 나타나는 현상이다.

다음으로 건구온도의 영향을 알아보기 위해 실외측 공기의 절대습도를 5.8 g/kg로 일정하게 유지시키고 건구온도를 변화시켜 가면서 성능시험을 수행하였다. Fig. 7(a)는 열전달량의 분포를 나타낸 것으로 온도차가 증가하면서 현열 열전달량은 증가하고 있다. 일정 비습도차에서 온도차가 커지면서, 즉 겨울철 실외온도가 낮아지면서 잠열에 대한 열전달량이 조금씩 증가하는 것을 볼 수 있으며, 그 이유는 종이의 투습도가 온도에 따라 달라지기 때문으로 판단된다. Fig. 7(b)는 유

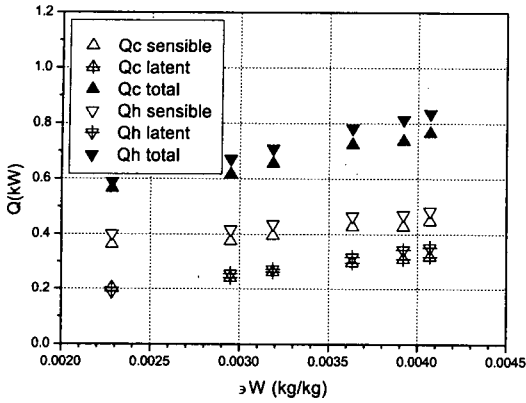


(a) Heat transfer rate

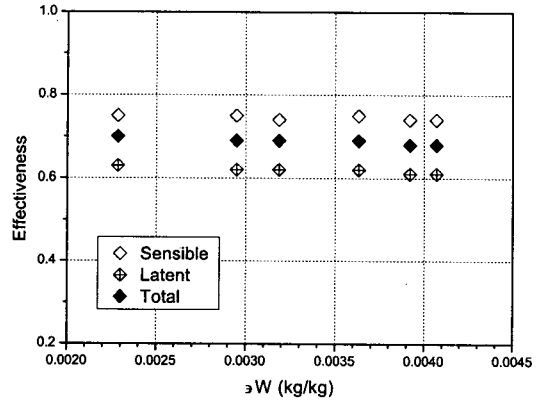


(b) Effectiveness

Fig. 5 Variation of thermal performance with air velocity at heating condition.

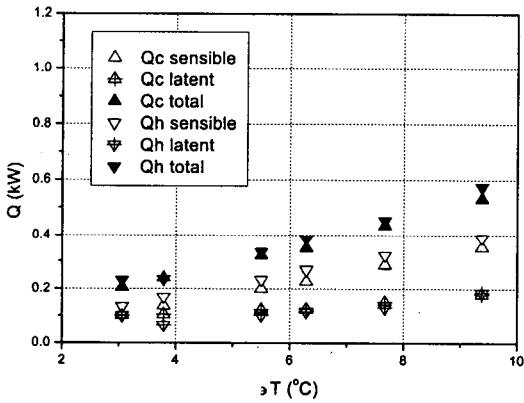


(a) Heat transfer rate

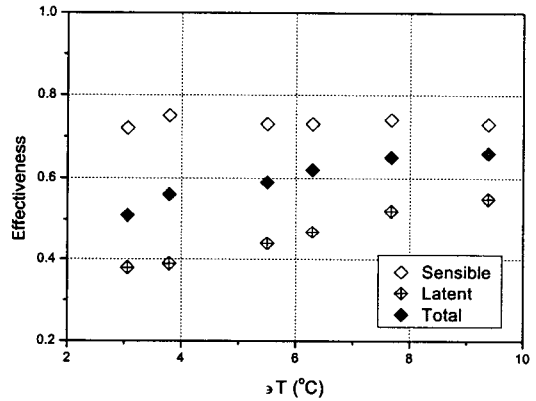


(b) Effectiveness

Fig. 6 Variation of thermal performance with humidity ratio at constant dry-bulb temperature of outdoor at heating condition ($T_{c, in, dry} = 10^{\circ}\text{C}$).



(a) Heat transfer rate



(b) Effectiveness

Fig. 7 Variation of thermal performance with dry-bulb temperature at constant humidity ratio of outdoor at heating condition ($w_{c, in} = 5.8 \text{ g/kg}$).

용도의 분포를 나타낸 것으로 현열에 의한 유용도는 온도차가 증가하여 현열 열전달량이 증가하여도 일정한 값을 보이고 있으며, 잠열에 대한 유용도는 증가하는 경향을 보이고 있다. 가능한 최대 잠열 열전달량은 거의 일정하지만 실외측 온도가 낮아지면서 실제 잠열 열전달량이 조금씩 증가하기 때문에 잠열에 대한 유용도가 증가한 것으로 판단된다.

종이 판형 열교환기의 성능에서 상대습도의 영향을 알아보기 위해 실외측 공기의 상대습도를 55%로 일정하게 유지시키고, 건구온도를 변화시켜 가면서 실험을 수행한 결과를 Fig. 8에 나타내

었다. 온도차가 커지는 것은 실외측 공기의 온도가 감소하는 것으로 일정 상대습도 상태에서는 실외측의 절대습도 또한 감소하게 된다. Fig. 8(a)를 보면 온도차가 커지면서 현열 및 잠열 열전달 모두 증가하는 경향을 보이고 있으며, 이것은 온도차가 커지면서 절대습도차 또한 커졌기 때문이다. Fig. 8(b)는 온도차에 의한 유용도의 관계를 나타낸 것으로 이 그래프에서도 역시 현열에 대한 유용도는 온도차에 관계없이 항상 일정한 값을 보이고 있다. 잠열에 의한 유용도를 보면 이 경우에도 일정 절대습도의 경우와 같이 온도차가 증가하면서 실제 잠열 열전달량의 증가는 크게

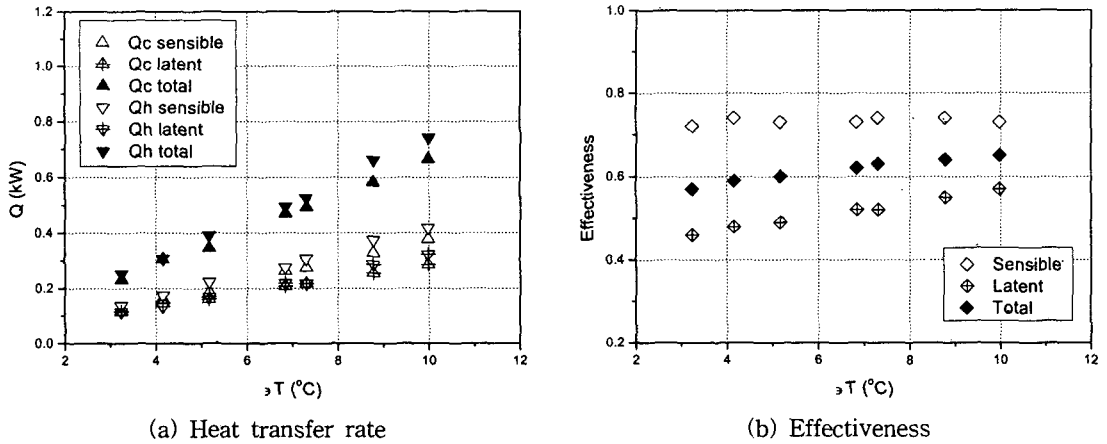


Fig. 8 Variation of thermal performance with dry-bulb temperature at constant relative humidity of outdoor at heating condition ($RH_{c,in}=55\%$).

나타났기 때문에 잠열에 대한 유용도는 증가하는 경향을 보이며, 전열에 대한 유용도도 증가한다.

과 선문대학교 공조기술연구센터의 지원으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

5. 결 론

참고문헌

배기열 회수용 종이 열교환기 모델에 대해 공기유속과 작동조건을 변화시켜 가면서 성능시험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 배기열 회수용 종이 열교환기 성능시험에서 압력손실은 속도가 증가하면 증가하고, 또한 유입공기의 습도가 증가하여도 증가하는 경향을 보인다.

(2) 여름철 냉방조건과 겨울철 난방조건 성능시험에서 모두 속도가 증가하면 현열, 잠열, 전열에 대한 유용도는 감소한다. 면풍속 0.75 m/s에서 냉방조건인 현열, 잠열, 전열에 대한 유용도는 77%, 47%, 57%이고, 난방조건인 현열, 잠열, 전열에 대한 유용도는 77%, 59%, 69%이다.

(3) 현열에 대한 유용도는 실내와 실외의 온도차나 습도차가 증가하거나 감소하여도 거의 변하지 않는다.

(4) 잠열에 대한 유용도는 실내와 실외의 습도차에 따른 변화는 거의 없으나 온도차와 상대습도차에 따라 민감하게 변한다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 지역혁신인력양성사업

1. Yoo, S. Y., Chung, M. H., Kim, K. H. and Lee, J. M., 2005, An experimental study on the performance of plastic plate heat exchanger, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 2, pp. 117-124.
2. Yoo, S. Y., Chung, M. H., Kim, K. H. and Lee, Y. M., 2002, A study on the performance of plastic plate heat exchanger, Proceedings of SAREK 2002 Summer Annual Conference, pp. 178-183.
3. Webb, R. L., 1994, Principles of Enhanced Heat Transfer, Wiley Interscience.
4. Kilicashan, I. and Sarac, H. I., 1998, Enhancement of heat transfer in compact heat exchanger by different type of rib with holographic interferometry, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 17, pp. 339-346.
5. Yoo, S. Y., Chung, M. H., Kim, K. Y., Lee, C. W. and Lee, K. S., 2003, A study on the factors affecting the performance of total heat exchanger for exhaust heat recovery, Proceedings of SAREK 2003 Summer An-

- nual Conference, pp. 280-285.
6. Bai, C. H., Chung, M., Kim, S. Y., Lim, Y. H., Nasriddinova, D. G., Yun, B., Kim, Y. S. and Park, C. J., 2002, The comparison study of energy performance for heat recovery ventilator, Proceedings of SAREK 2002 Summer Annual Conference, pp. 518-523.
 7. Lee, C. W., Lee, K. S., Koh, D. Y. and Yeom, H. K., 2001, Design and test of heat recovery ventilator with total heat exchanger, Proceedings of SAREK 2001 Summer Annual Conference, pp. 512-516.
 8. Korean Industrial Standard M 7020, 1995, Testing method for air permeability of paper and paperboard.
 9. Korean Industrial Standard M 7019, 1995, Testing method for water vapor permeability of paper and paperboard.
 10. ASHRAE Standard-84, 1991, Method of testing air-to-air heat exchangers.
 11. Japanese Industrial Standard-B 8628, 2000, Air to air heat exchanger.
 12. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single-sample experiments, Mechanical Engineering, pp. 3-8.