

## 배기열 회수용 종이 열교환기의 성능예측에 관한 연구

유성연, 김진혁<sup>†</sup>, 정민호, 지명석\*

충남대학교 BK21 메카트로닉스사업단, \*아주자동차대학 자동차계열

### A Study on the Performance Prediction of Paper Heat Exchanger for Exhaust Heat Recovery

Seong-Yeon Yoo, Jin-Hyuck Kim<sup>†</sup>, Min-Ho Chung, Myoung-Seok Jie\*

BK21 Mechatronics Group, Chungnam National University, Daejeon 305-764, Korea

\*Ajou Motor College, Boryeong, Chungnam 355-769, Korea

(Received October 5, 2007; revision received May 2, 2008)

**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. Paper heat exchanger can recover 50~70% of the enthalpy difference between supply and exhaust air. The purpose of this research is to obtain the experimental correlations for the friction factor, heat transfer coefficient, mass transfer coefficient and permeance of paper heat exchanger, which can be used to predict the performance of the paper heat exchanger. Pressure drops at various velocities, and sensible and latent heat transfer rates at various dry-bulb temperatures, relative humidities and specific humidities are measured to derive experimental correlations. The results of prediction using correlations show fairly good agreement with the experimental data obtained in the actual operating conditions.

**Key words:** Paper Heat exchanger(종이 열교환기), Exhaust heat recovery(배기열 회수), Performance prediction(성능예측), Latent heat(잠열), Sensible heat(현열)

#### 기 호 설 명

$A$  : 면적 [ $m^2$ ]  
 $D_{if}$  : 확산계수 [ $m^2/s$ ]  
 $D_s$  : 투과도 [ $m^2/s$ ]  
 $f$  : 마찰계수  
 $F$  : 수정계수  
 $h_m$  : 대류물질전달계수 [ $m/s$ ]  
 $h$  : 대류열전달계수 [ $W/m^2\text{ }^\circ C$ ]  
 $k$  : 열전도도 [ $W/m\text{ }^\circ C$ ]  
 $L$  : 길이 [ $m$ ]  
 $L_c$  : 특성길이 [ $m$ ]

$Nu$  : Nusselt 수  
 $Pr$  : Prandtl 수  
 $Q$  : 열전달량 [ $W$ ]  
 $Re$  : Reynolds 수  
 $RH_c$  : 수정 상대습도 [%]  
 $Sc$  : Schmidt 수  
 $Sh$  : Sherwood 수  
 $T$  : 온도 [ $^\circ C$ ]  
 $U$  : 총합열전달계수 [ $W/m\text{ }^\circ C$ ]  
 $V$  : 속도 [ $m/s$ ]

#### 그리스 문자

$\alpha$  : 열확산계수 [ $m^2/s$ ]  
 $\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-42-821-8901; fax: +82-42-821-8894

E-mail address: maple80@cnu.ac.kr

$\nu$  : 동점성계수 [ $m^2/s$ ]

하첨자

ave : 평균  
 c : 찬  
 ci : 차가운 유체 입구  
 co : 차가운 유체 출구  
 h : 뜨거운  
 hi : 뜨거운 유체 입구  
 ho : 뜨거운 유체 출구

1. 서 론

최근 건강에 대한 관심이 증가되게 됨에 따라 서 현대인 생활의 대부분을 차지하는 실내공간의 공기질에 대한 관심이 확대되고 있다. 이에 따라 실내 공기질 개선을 위해 환기를 의무화하는 다중이용시설 등의 공기질관리법, 100세대 이상 공동주택의 환기시설을 의무화하는 주택법, 환기량 21.6 CMH/인 이상을 요구하는 학교보건법 등이 제정되어 시행됨으로써 에너지 절약형 환기장치의 사용이 폭발적으로 증가하고 있다.

환기장치에는 배기열 회수를 위해 열교환기가 사용되고 있으며, 배기열 회수 열교환기에는 종이 열교환기, 플라스틱 열교환기, 알루미늄 열교환기 등이 있다. 그중에서 종이 열교환기는 공기 중의 열과 수분, 즉 현열과 잠열을 모두 교환하는 열교환기로 급배기 엔탈피차의 50~70%를 회수할 수 있는 효과적인 에너지 절약기기로서, 우리나라나 일본과 같이 여름철 고온·다습한 기후 조건을 갖는 곳에서 많이 사용된다. 이러한 종이 열교환기의 성능을 알아보기 위해서는 공기 중의 온도차에 의한 현열전달 성능과 수증기의 농도차에 의해 발생하는 물질전달에 대한 전열전달 성능을 함께 고려해야만 한다.<sup>(1)</sup>

Zhang and Niu<sup>(2)</sup>는 membrane core를 사용한 환기장치용 전열교환기에서의 열과 물질(수증기) 전달에 관한 현열과 전열 유용도 상관식을 전달단위수 NTU를 사용하여 제시하였으며, 이 중 수증기 전달을 예측하기 위해 현열전달단위수와 전열전달단위수의 비를 사용하였다. 이러한 전달단위수의 비를 얻어내는 것에 있어서 물질(수증기) 전달의 현상은 수증기 저항의 개념을 사용하여 계산하였다.

Kim et al.<sup>(3)</sup>은 주방환기용 직교류 알루미늄 현열 열교환기에 대한 성능해석 모델을 개발하고 렌지후드 운전조건에서 성능시험을 수행하여 현열교환율 압력손실 등을 비교하였다. Kwak et al.<sup>(4)</sup>은 환기시스템의 성능향상을 위한 다공형 유로를 적용한 전열교환기의 성능시험을 수행하여 기존의 매끄러운 표면의 열교환기에 비해 성능이 향상된다는 결과를 얻었다.

본 연구에서는 성능시험 장치를 통해 얻어진 종이 열교환기의 성능으로부터 온도교환에 의한 현열전달과 수증기 교환에 의한 전열전달 성능, 압력손실 등을 예측할 수 있는 상관식을 제시하였다. 압력손실은 상대습도와 속도의 변화에 따른 열교환기의 차압을 측정하여 마찰계수와 속도와의 관계로 나타내었다. 열전달 성능은 건구온도, 상대습도, 속도의 변화에 대한 열전달량을 측정하여, 현열전달을 예측할 수 있는 대류열전달계수와 잠열전달을 예측할 수 있는 투과도 상관식을 얻었다. 또한 실제 사용 조건에서 환기장치 성능시험을 수행하여 상관식을 사용하여 예측한 값과 비교하여 상관식의 유용성을 검증하였다.

2. 종이 열교환기와 성능시험장치

본 연구에서 사용한 배기열 회수용 종이 전열교환기의 개략도가 Fig. 1에 나타나 있다. 유동의 입·출구쪽 각 채널 중앙의 6개의 폭은 21.86 mm, 양쪽 끝은 각각 18.86 mm, 19.24 mm 이며, 높이는 2.2 mm이다. 종이 열교환기의 전열면은 육각형 형태이며, 유동의 입출구를 분리하여 급기와 배기가 섞이지 않으면서 열전달 성능이 우수한 대향류의 형태가 되도록 하였다. 공기의 유동은 우측하부에서 유입되어 좌측상부로 나가고, 또 다른 유동은 좌측하부에서 유입되어 우측상부로 빠져나가는 유로를 가지고 있다. 유동을 안내하고 열교환기의 형상을 유지하는 프레임은 플라스틱으로 제작하였으며, 프레임과 프레임 사이에 두께 0.08 mm의 종이(특수 펄프)를 삽입하여 사출하였다. 유동을 안내하는 프레임의 폭은 2 mm이고, 높이는 2.2 mm이다. 전열막으로 사용하는 종이는 현열과 잠열의 교환이 가능하여 열교환 성능이 뛰어나고 수분에 대한 내구성이 강하고 제조와 사용이 간편한 소재이며, 투기성이 상당히 적은 반면에 투습성이 우수하면서 습강도가 높은 재질이다.

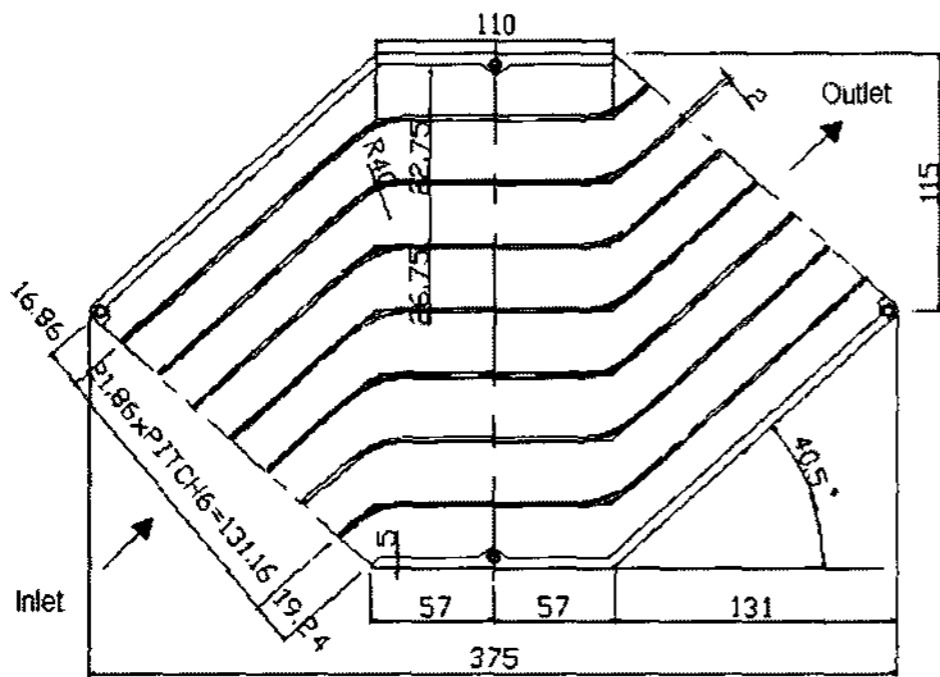
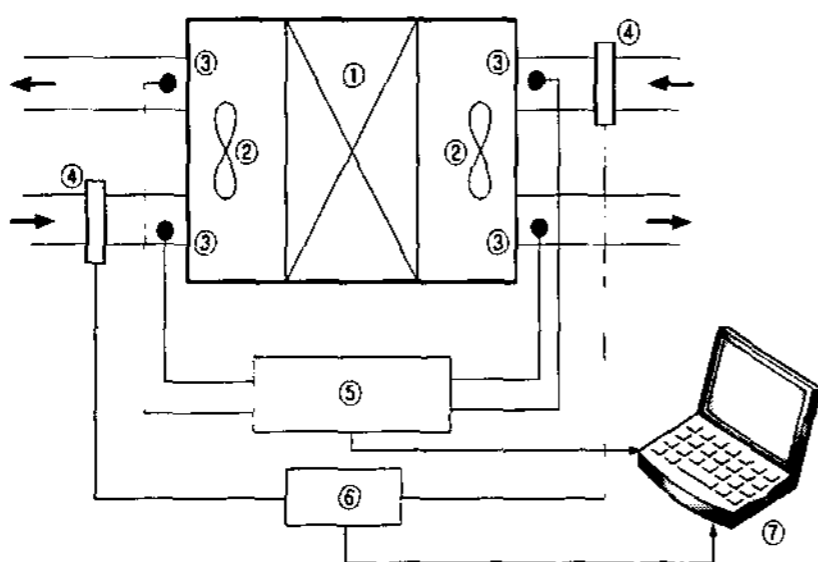


Fig. 1 Schematic of paper heat exchanger.

종이 열교환기의 성능시험을 위해 본 연구에서 사용한 시험장치는 일정한 온도와 습도의 공기를 공급하기 위한 항온항습기, 송풍기, 덕트, 열교환기 시험부, 측정 및 제어장치, 자료획득장치 등으로 구성되어 있다.<sup>(1)</sup> Table 1은 성능시험에 사용한 온습도, 압력, 유량센서의 사양과 측정정확도를 나타낸 것이다.

Table 1 Specification and accuracy of sensor

	Temperature	Humidity	Pressure	Flow rate
Manufacturer	VAISALA	VAISALA	FURRERR Control	HONGIK Fluids Co.
Range	-40~80 °C	0~100 %	0~2000 Pa	60~600 m <sup>3</sup> /h
Accuracy	±1 °C	±1 %	±1 Pa	±1 %



① heat exchanger ② fan ③ temperature & humidity sensor ④ nozzle ⑤ data acquisition system ⑥ micro manometer ⑦ PC

Fig. 2 Schematic of performance test facility for ventilation system.

Fig. 2는 실제 사용 조건에서 종이 열교환기의 성능을 예측하고 검증하기 위한 환기장치를 사용한 성능시험장치의 개략도이다. 환기장치에 전열면이 저온측, 고온측에 각각 66층을 갖는 배기열회수용 종이 열교환기가 2개를 삽입하였으며, 온습도계와 노즐, 마노미터, 자료획득장치 등으로 구성되어 실제 실험실 조건에서의 공기의 온도와 습도, 속도 등을 측정하여 성능을 예측하고 검증하였다.

### 3. 종이 열교환기의 성능 상관식

#### 3.1 마찰계수

종이 열교환기의 성능을 예측할 수 있도록 마찰계수, 열전달 성능, 종이의 투과도의 실험 상관식을 도출 하였으며, 이 상관식은 본 연구에서 사용한 종이 열교환기에 국한하여 적용이 가능하다.

종이 열교환기의 압력손실을 식(1)과 같이 무차원화 시킨 마찰계수가 Fig. 3에 나타나 있다.

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho V^2} \cdot \frac{D_h}{L} \tag{1}$$

$$Re = \frac{VD_h}{\nu}$$

여기에서  $\Delta p$ 는 열교환기에서의 압력손실이고,  $L$ 은  $\Delta p$ 가 측정되는 구간의 길이로 열교환기의 유로 길이인 160 mm이다.  $\rho$ 는 공기의 밀도,  $\nu$ 는 공기의 동점성계수,  $D_h$ 는 수력직경이며,  $V$ 는 열교환기 각 채널을 통과하는 유동의 속도이다. 수력직경은 다음과 같이 정의되며, 유로의 단면적  $A$ 와 젖은길이(wetted perimeter)  $P_w$ 는 열교환기의 입구에서의 값을 사용하였다.

$$D_h = \frac{4A}{P_w} \tag{2}$$

종이 열교환기는 온도차에 의한 현열과 습도차에 의한 잠열을 전달하는 열교환기이다. 습도차에 의한 잠열 열전달은 수증기의 농도차에 의한 물질전달이며 물질전달이 일어날 때 수증기가 종이에 흡수되어 종이의 처짐이 발생하므로 습도에

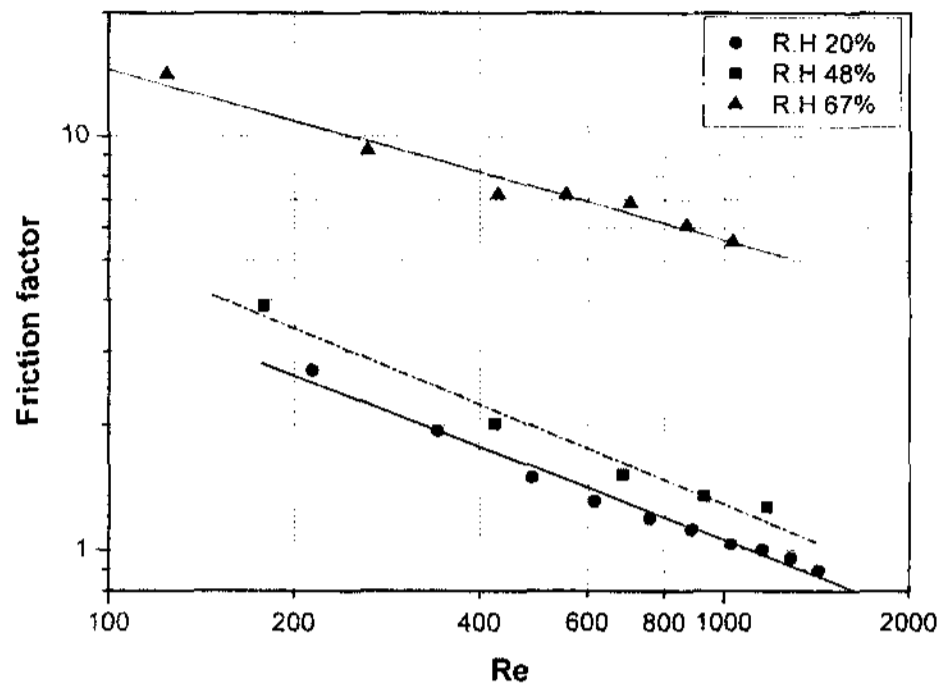


Fig. 3 Variation of friction factor at different relative humidities.

따라 압력손실이 달라지게 된다. Fig. 3은 고온부와 저온부의 입구조건을 같게 두고 성능시험한 결과로부터 마찰계수를 얻은 결과로서 상대습도의 증가에 따라서 고온부와 저온부의 마찰계수는 모두 동일하게 증가하는 것으로 나타났으며, 상대습도가 20%에서 48%로 변했을 때의 증가는 비미한 반면, 67%로 높아 졌을 경우 마찰계수의 변화가 큰 것으로 나타나는 것으로 보아 상대습도가 어느 한도 이상이 되면 마찰계수가 급격하게 증가하는 것을 알 수 있으며, 이 결과로부터 아래와 같은 실험상관식을 얻을 수 있다.

$$\text{상대습도 20\% : } f = 52.6 Re^{-0.566} \quad (3)$$

$$\text{상대습도 48\% : } f = 84.6 Re^{-0.606}$$

$$\text{상대습도 67\% : } f = 98.1 Re^{-0.414}$$

### 3.2 열 및 물질전달 계수

판형 열교환기에서 두 유체가 주고받은 열량은 손실을 고려하지 않을 경우 서로 같게 되며 이 때 각각의 열량은

$$Q_h = \dot{m}_h c_h (T_{hi} - T_{ho}) \quad (4)$$

$$Q_c = \dot{m}_c c_c (T_{co} - T_{ci}) \quad (5)$$

이다. 또한, 두 유체 사이의 열전달량은 두 유체가 수직으로 교차하는 직교류(cross flow)이므로

$$Q = UAF\Delta T_m \quad (6)$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})}} \quad (7)$$

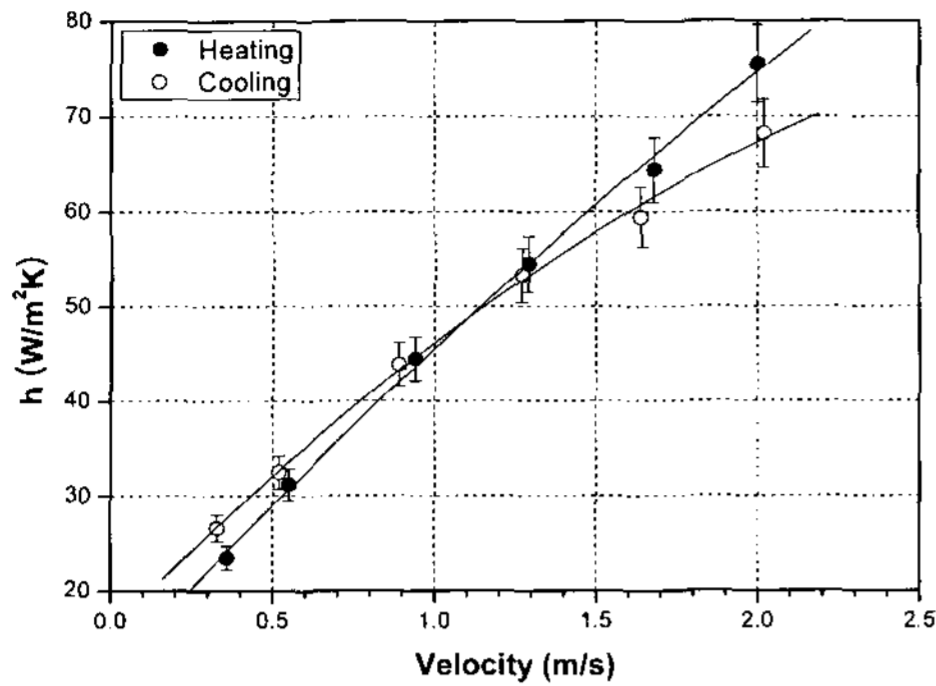
제작된 열교환기의 유로는 중앙에서는 대향류(counter flow)이지만 두 유체의 입·출구부분에서는 수직으로 교차하는 직교류(cross flow)이므로, 식(6)과 같이 수정계수  $F$ 를 대향류의 대수평균온도차에 곱하여 수정된 값을 사용하였다. 수정계수  $F$ 는 열교환기의 유로 형상과 고온 및 저온 유체의 입구와 출구의 온도에 의존하며 열교환기가 대향류일 경우 1이다. 본 연구에서 사용한 열교환기 전체에서 입구 부분과 출구부분에 해당하는 부분이 직교류의 형상을 가지므로, Cengel<sup>(5)</sup>의 저서에 기술된 수정계수에서 두 유체가 모두 비혼합인 단일통로 직교류에 해당하는 수정계수를 구한 결과 0.8~0.9에 해당하는 값을 얻었으며, 열교환기의 나머지 부분은 대향류에 해당되므로 대향류의 수정계수 1과 평균하여 0.9~0.95의 값을 사용하였다.

열교환기의 성능해석과 설계를 위해서는 총합열전달계수  $U$ 를 구해야 하며, 이를 이용하여 열교환기의 열전달량과 유용도(effectiveness)를 계산한다. 판형 열교환기의 경우 총합열전달계수는 다음과 같이 구할 수 있다.

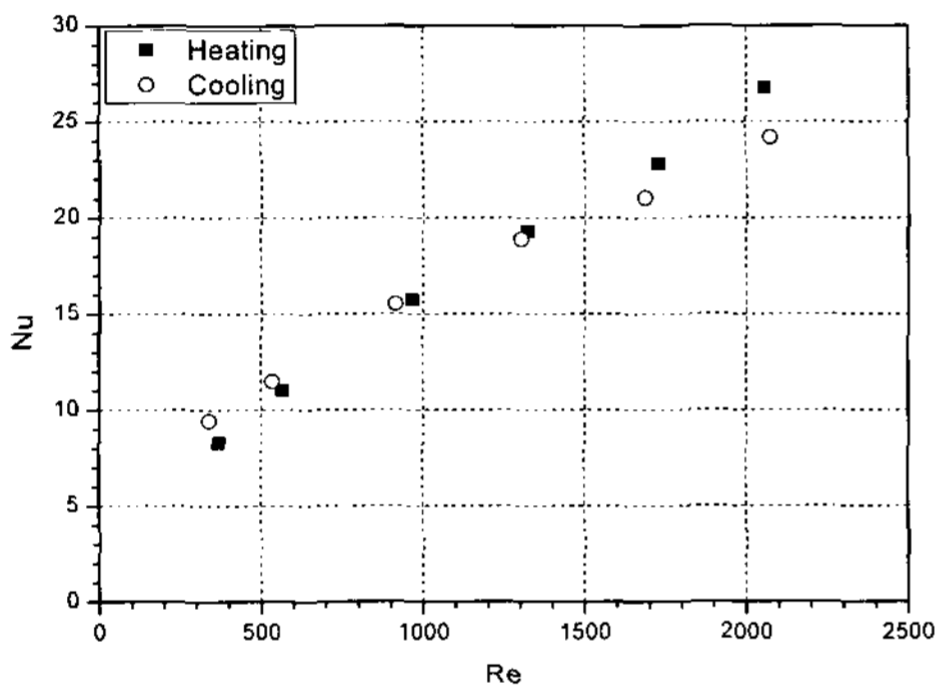
$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{\Delta r}{k} + \frac{1}{h_c} \quad (8)$$

열교환기의 열성능을 좌우하는 대류열전달계수는 판의 형상과 간격, 유체의 유동조건에 따라 달라지며 실험식을 사용하여 계산하게 된다. 식(8)의 우변 첫 번째 항과 세 번째 항은 대류열저항이고 두 번째 항은 전도열저항을 나타낸다.

현열과 잠열, 전열 열전달량에 대한 성능시험 data로부터 식(6)과 식(7)을 사용하여 총합열전달계수  $U$ 를 구하였다. 총합열전달계수와 전열면의 두께, 열전도계수를 가지고 식(8)로부터 대류열전달계수  $h$ 를 구하게 되며, 찬 유체쪽의 대류열전달 계수인  $h_c$ 와 뜨거운 유체쪽 대류열전달계수인  $h_h$ 는 열교환기 양쪽 유로가 같은 형상을 가지므로 같다고 볼 수 있다. Fig. 4는 실험을 통해 구해진 대류열전달계수  $h$ 를 나타낸 것이며, 그로부터 다음과 같은 종이 열교환기의 대류열전달계수에 대한 실험



(a) heat transfer coefficient



(b) Nusselt number

Fig. 4 Variation of heat transfer coefficient and Nusselt number at heating and cooling conditions.

상관식을 얻었다.

$$\text{냉방} : h = 15.7 + 35.1 V - 4.6 V^2 \quad (9)$$

$$\text{난방} : h = 11.2 + 36.8 V - 2.5 V^2$$

이때의 성능시험 조건은 Table 2와 같이 설정하였으며, 속도에 따라 대류열전달계수가 증가하는 정도가 냉방과 난방에서 다르게 나타나는 것은 습도의 차이와 측정오차에서 기인하는 것으로 생각된다. 성능시험 결과 고온유체가 잃은 열량과 저온유체가 얻은 열전달량을 비교해 보았을 때  $\pm 5\%$  오차범위 이내에서 일치하며, 고온유체가 잃은 수증기량과 저온유체가 얻은 수증기량은 오차범위 최대  $\pm 7\%$  이내에서 일치하는 것으로 나타나 에너지와 수증기 평형이 비교적 잘 이루어짐을 알 수 있었다. 또한 Kline and McClintock<sup>(6)</sup>에 의해 제안된 기법을 사용하여 성능시험의 불확실도 해

Table 2 Operating conditions for cooling and heating

	Indoor			Outdoor		
	Temp.(°C)		R.H. (%)	Temp.(°C)		R.H. (%)
	Dry	Wet		Dry	Wet	
Cooling	27 ± 1	20 ± 2	50 ± 5	35 ± 1	29 ± 2	55 ± 5
Heating	20 ± 1	14 ± 2	50 ± 5	5 ± 1	2 ± 2	55 ± 5

석을 수행하였을 때, 열전달량에 대한 불확실도는  $\pm 5.11\%$ 이며, 대류열전달계수의 불확실도는  $\pm 5.33\%$ 이다.

전열 열교환기에서 두 유체 사이의 물질전달량은 다음 식으로 나타낼 수 있으며, 대수평균밀도차는 직교류에 대하여 다음과 같이 정의된다.

$$Q_m = U_m A F \Delta \rho_m \quad (10)$$

$$\Delta \rho_m = \frac{(\rho_{hi} - \rho_{co}) - (\rho_{ho} - \rho_{ci})}{\ln \frac{(\rho_{hi} - \rho_{co})}{(\rho_{ho} - \rho_{ci})}} \quad (11)$$

전열 열교환기에서 잠열전달량에 대한 총합물질전달계수  $U_m$ 은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\frac{1}{U_m} = \frac{1}{h_{m_h}} + \frac{\Delta x}{D_s} + \frac{1}{h_{m_c}} \quad (12)$$

여기서  $D_s$ 는 종이의 수증기 투과도이고, 대류물질전달계수  $h_m$ 은 다음과 같이 열전달과 물질전달의 유사법칙을 이용하여 구할 수 있다.

$$\frac{N}{Sh} = \left( \frac{Pr}{Sc} \right)^n \quad (13)$$

$$Nu = \frac{hL_c}{k}, \quad Sh = \frac{h_m L_c}{D_{if}}$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}, \quad Sc = \frac{\nu}{D_{if}}$$

물질확산의 복잡한 특성 때문에 확산계수는 보통 실험으로 구한다. 기체의 운동론에 의하면 보통 압력하의 희박기체에 대한 확산계수는 근본적으로 혼합물의 조성에 무관하고, 압력에 따라 감소하는

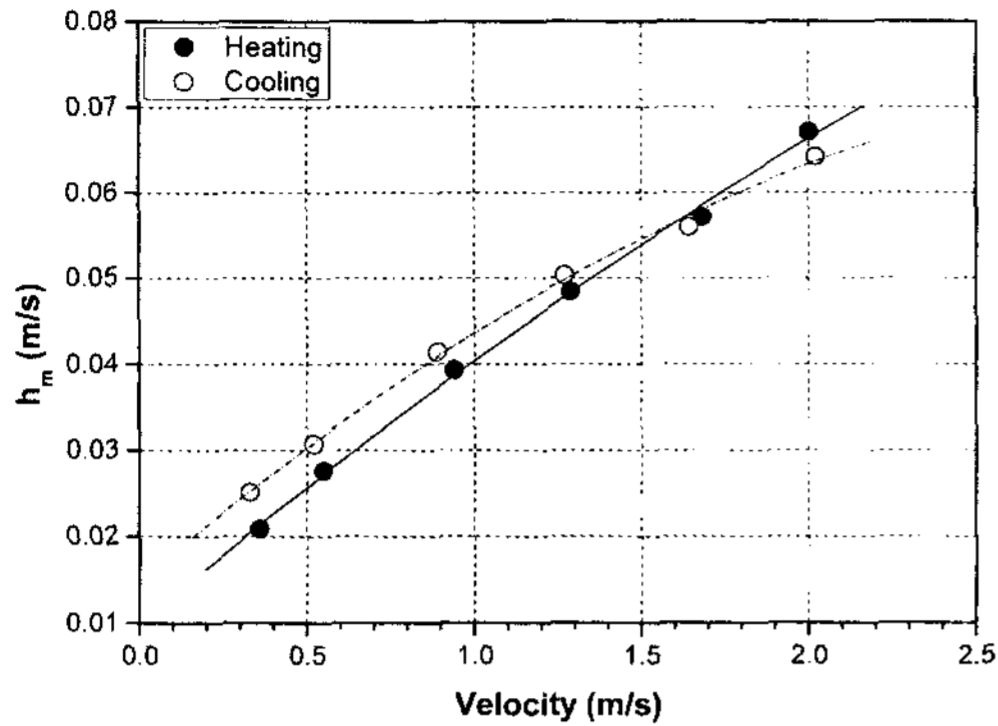


Fig. 5 Variation of mass transfer coefficient at heating and cooling conditions.

반면에 온도에 따라 증가하게 된다. 본 연구에서 사용한 공기 안에서 수증기의 확산  $D_{diff}$ 는 Marreo and Mason<sup>(7)</sup>이 제안한 다음의 식을 사용하여 구하였다.

$$D_{H_2O-Air} = 1.87 \times 10^{-10} \frac{T^{2.072}}{P} \quad (14)$$

Fig. 5는 앞서 얻은 대류열전달계수  $h$ 를 사용하여 대류물질전달계수  $h_m$ 을 구한 결과를 보여주고 있으며, 그로부터 다음과 같은 실험상관식을 얻었다. 이때, 대류물질전달계수의 불확실도는  $\pm 5.56\%$ 이다.

$$\text{냉방 : } h_m = 0.015 + 0.033V - 0.005V^2 \quad (15)$$

$$\text{난방 : } h_m = 0.099 + 0.033V - 0.002V^2$$

### 3.3 종이의 투과도

본 연구에서는 여름철 냉방조건과 겨울철 난방조건에서 열교환기 유로에서의 면풍속을 0.2~2.5 m/s로 변화시켜 가면서 측정된 자료와 면풍속 1.25 m/s에서 공기의 온도와 비습도, 상대습도의 변화에 따라 측정된 실험자료로부터 종이의 수증기 투과도를 계산하여 분석하였다. 이때의 성능시험 조건 중 고정값은 Table 3에 나타낸 것과 같고, 각 경우에서 고정값을 제외한 나머지 변수의 조건은 온도의 경우 외부는 10~15 °C, 내부는 15~35 °C, 비습도는 0.005~0.014 kg/kg, 상대습도는 30~70 % 범위에서 변화시켰다.

종이의 수증기 투과도  $D_s$ 는 식(12)와 같이 정의된 총합 물질저항식으로부터 구할 수 있다. 여기서 총합물질전달계수  $U_m$ 은 식(10)으로 정의된 물질 전달량 식으로부터 구하며, 찬 유체쪽의 물질전달계수인  $h_{m_c}$ 와 뜨거운 유체쪽 물질전달계수인  $h_{m_h}$ 는 열교환기 양쪽유로가 같은 형상을 가지므로 같다고 볼 수 있다. 대수평균 밀도차는 식(11)로부터 구하게 되며, 여기서 공기 중 수증기의 밀도는 공기의 밀도와 비습도의 곱으로 구할 수 있다. 공기의 체적유량과 입출구간의 밀도차의 평균으로 질량유량을 구하고 식(10)으로 정의된 식에서 총합물질전달계수를 구하여 식(12)를 이용하여 투과도를 구하였다.

절대습도와 온도 그리고 상대습도의 변화에 대한 투과도의 변화 경향을 고찰해 본 결과 열교환기 입구의 절대습도와 온도의 변화에 대한 투과도의 변화는 일정한 경향이 나타나지 않았다.<sup>(8)</sup>

반면에 상대습도에 대해서는 저온측과 고온측 모두에서 상대습도의 증가에 대하여 투과도가 증가하는 경향이 나타났다. 위의 결과로부터 투과도가 상대습도에 대하여 영향을 받는다는 것을 알 수 있는데, 공기 중의 상대습도가 높을수록 더 많은 수증기를 흡수하며, 수증기가 종이에 흡수된 다음에 표면에서 대류에 의해 전달되기 때문에 흡수가 잘 될수록 투과도가 증가하는 것으로 판단된다. 이에 따라 Fig. 6과 같이 저온측과 고온측의 상대습도 평균값에 대한 투과도의 변화로부터 다음과 같은 실험 상관식을 얻었다. 이때 투과도 계산을 위해 식(12)에서 사용한 대류물질전달계수는 상대습도가 일정한 Table 2의 실험조건에서 얻은 결과를 사용하였다.

$$Rh_c = -2.8 \times 10^{-5} + 1.8 \times 10^{-6} Rh_{ave} - 3.8 \times 10^{-8} Rh_{ave}^2 + 2.7 \times 10^{-10} Rh_{ave}^3 \quad (16)$$

Table 3 Fixed value for experiment variables

variables	fixed value
Const. R.H(outdoor)	R.H. = 56 %
Const. R.H(indoor)	R.H. = 38 %
Const. W(outdoor)	W = 0.0056 kg/kg
Const. W(indoor)	W = 0.0075 kg/kg
Const. Temp.(outdoor)	T = 9.5 °C
Const. Temp.(indoor)	T = 20.5 °C

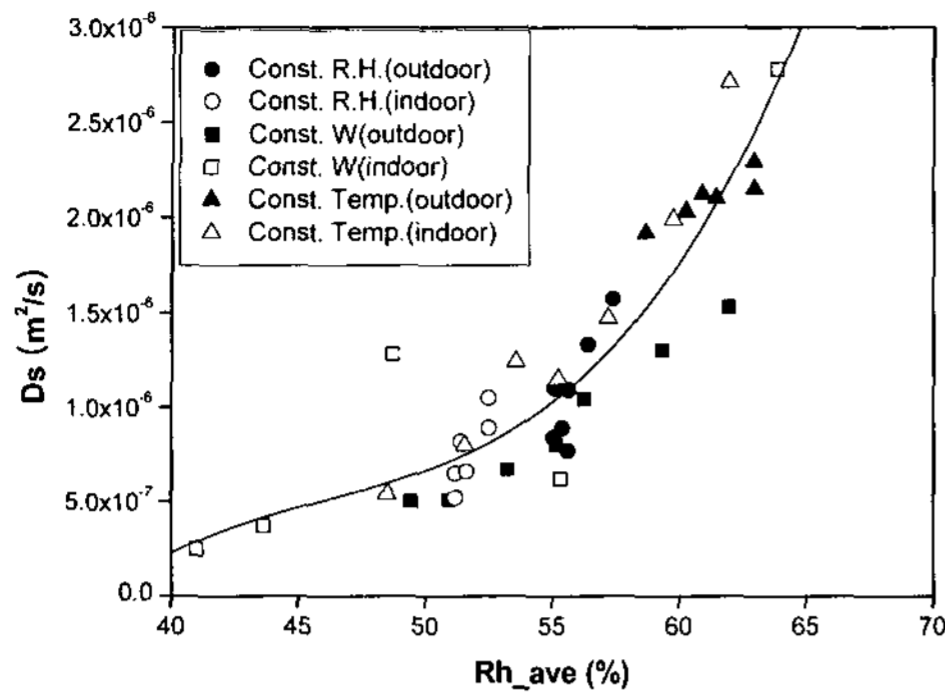


Fig. 6 Variation of permeance with relative humidities.

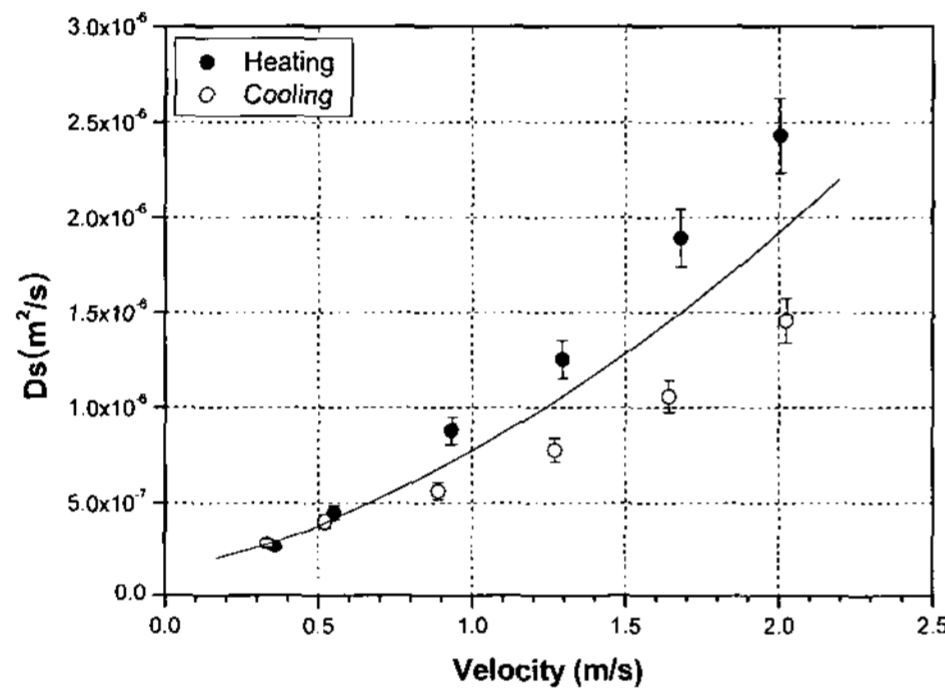


Fig. 7 Variation of permeance with velocities.

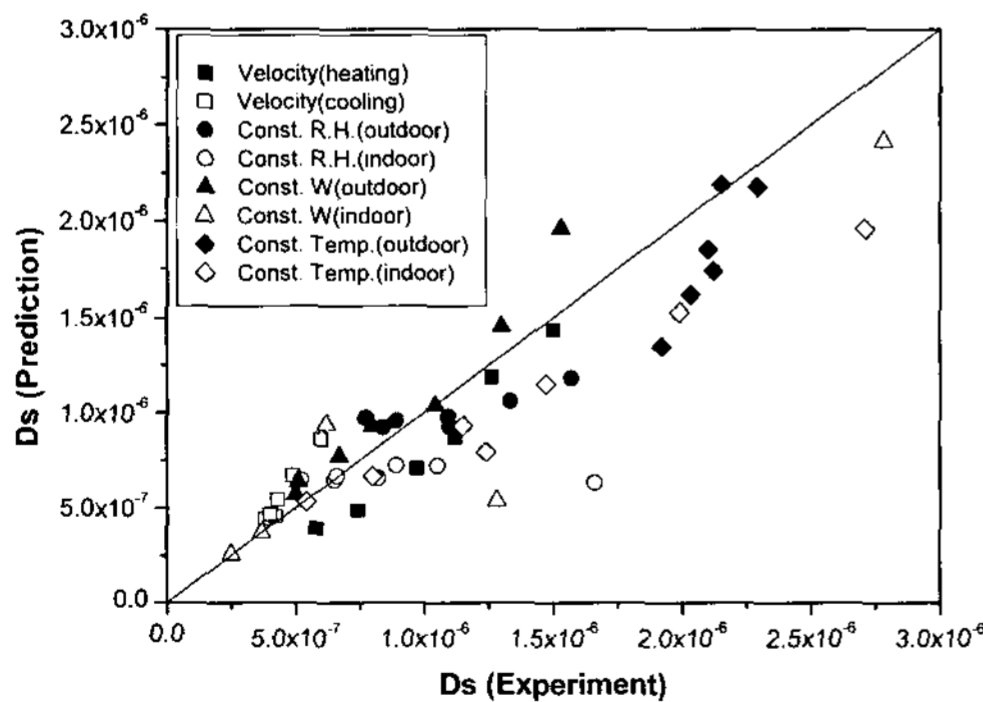


Fig. 8 Comparison of predicted permeance with experimental data.

투과도는 속도에 따라서 변화하므로 상대습도 평균값뿐만 아니라 속도의 변화도 함께 고려해 주어야 한다. Fig. 7에 보인바와 같이 투과도는 냉방조건과 난방조건 모두에서 속도가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보이고 있으며 난방조건에서

그 값의 크기가 냉방조건에 비해 크게 나타났다. 이때 투과도의 불확실도는  $\pm 8.03\%$ 이다. 따라서 속도에 대한 투과도 변화를 알아본 성능시험 조건에 식(16)으로부터 얻어진 상대습도의 영향을 곱하고 Fig. 7의 결과로부터 다음과 같은 투과도 예측 실험 상관식을 구하였다.

Fig. 8은 식(17)로부터 구한 투과도와 성능시험으로부터 구한 투과도를 비교한 그림이다. 비교 결과 속도변화조건, 내·외부 공기의 일정 상대습도 조건, 내·외부 공기의 일정 절대습도 조건, 내·외부 공기의 일정 온도 조건 모두에서 상당히 잘 일치하고 있는 것을 알 수 있다.

$$D_s = Rh_c(-0.18V^2 + 0.73V + 0.37) \quad (17)$$

#### 4. 종이 열교환기 성능예측 및 검증

앞서 설명한 환기장치용 성능시험장치가 설치된 실험실의 겨울철 하루 동안의 온도와 습도변화를 측정된 결과를 Fig. 9과 Fig. 10에 나타내었다. 겨울철 하루 동안의 실험실 외부의 온도는 새벽시간에  $-5\text{ }^\circ\text{C}$ 까지 떨어지고 낮시간에는  $7\text{ }^\circ\text{C}$ 까지 올라가는 단조증가와 단조감소를 보이고 있다. 이에 비해서 실험실 내부의 온도는 외부에 비해서 변화의 폭은 작지만 변화 경향은 외부와 유사하였다. 습도의 경우에는 실험실 내부의 상대습도는 거의 일정한 값으로 유지되는 것에 비해서 외부의 습도는 온도에 따라서 변화하여 새벽시간에 가장 높고 낮시간에 가장 낮은 것을 알 수 있었다.

위의 결과로부터 종이열교환기의 현열전달 성능을 예측하기 위해서, 앞 절에서 얻은 성능예측 상관식(9)와 성능시험조건인 면풍속  $0.4\text{ m/s}$ 를 사용하여 대류열전달계수  $h$ 를 구하면 식(8)로부터 총합 열전달계수  $U$ 를 구할 수 있다. 이 값을 식(6)에 대입하고 실제 환기장치의 열교환기 면적  $A$ 와 저온, 고온측의 입구온도를 각각 대입한다. 또한 식(4)와 식(5)에 유량과 비열 그리고 입구온도를 각각 대입하고 식(4), 식(5), 식(6)을 연립하여 계산하면 저온, 고온측의 출구온도인  $T_{ho}$ 와  $T_{co}$ 를 얻을 수 있다. 이렇게 얻은 출구온도를 사용하여 구한 유용도는 면풍속  $0.4\text{ m/s}$ 에서  $0.78$ 이다. Fig. 11의 결과는 실험상관식으로부터 계산한 유용도와 실제 실험을 통해 얻은 유용도를 비교한 결과로 겨울철 하루 동안의 현열전달 유용도는 온도와 습도 변화와 무

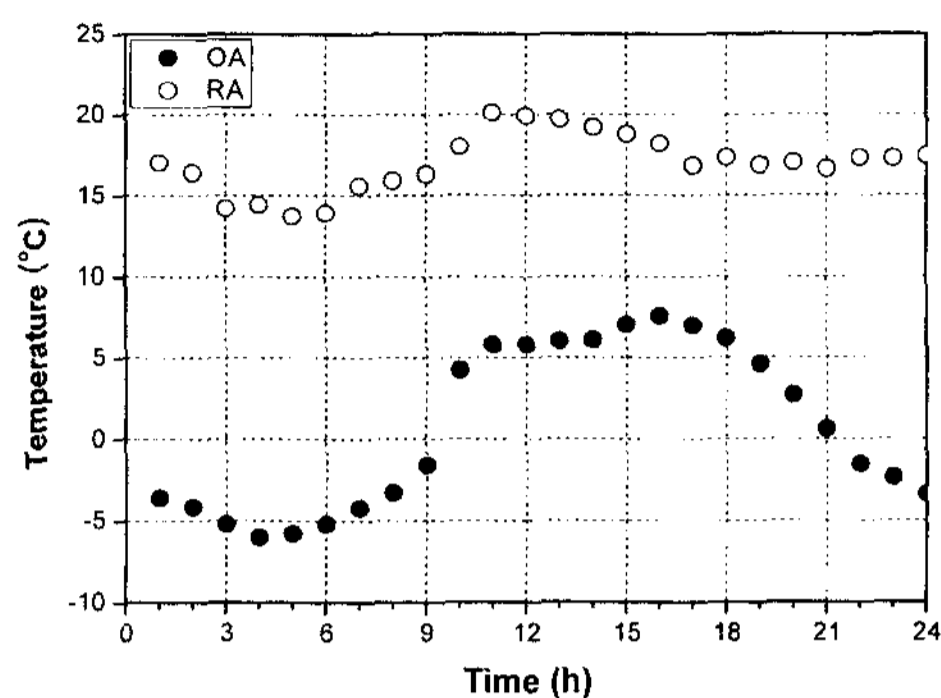


Fig. 9 Distribution of temperature for a day in winter.

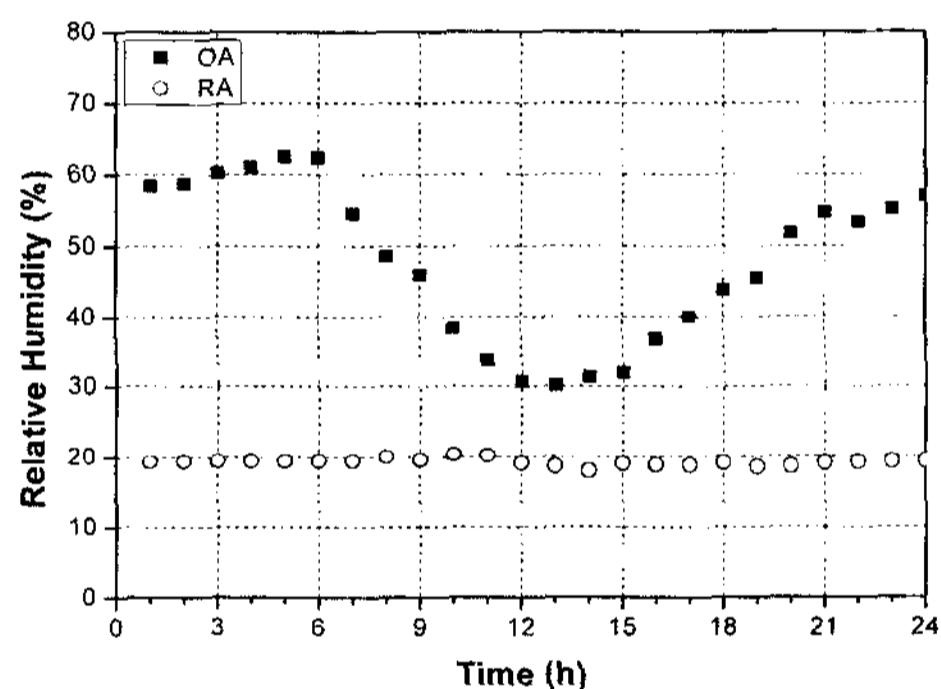


Fig. 10 Distribution of humidity for a day in winter.

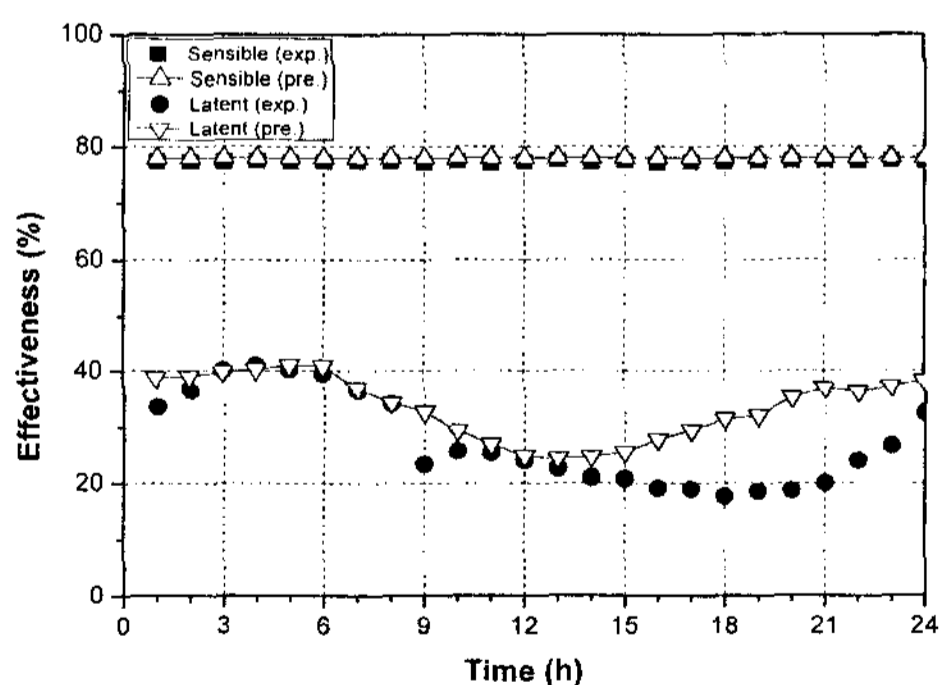


Fig. 11 Comparison of predicted effectiveness with experimental data.

관하게 항상 거의 일정하다는 것을 알 수 있으며, 그 값은 예측값과 완전하게 일치하는 결과를 보였다.

종이 열교환기의 잠열교환은 공기 중 수증기의

물질교환이므로 앞에서 구한 투과도 상관식으로부터 잠열교환 성능을 예측할 수 있다. 실험으로부터 얻은 저온, 고온측 입구의 상대습도와 실험조건인 면풍속 0.4 m/s를 식(15), 식(16), 식(17)에 대입하면 투과도  $D_s$ 와 대류물질전달계수  $h_m$  값을 얻을 수 있으며, 식(12)에 대입하면 총합물질전달계수  $U_m$ 을 구할 수 있다. 또한 저온, 고온측의 출구온도인  $T_{ho}$ 와  $T_{co}$ 를 위에서 기술한 방법으로 구할 수 있다. 이 값들을 각각 식(10)에 대입하면 물질전달량을 구할 수 있으며, 물의 증발잠열  $h_{fg}$ 를 곱하면 잠열전달량을 얻을 수 있다.

종이 열교환기를 통한 잠열전달 유용도는 고온측과 저온측 입구의 온도 변화와는 무관하고, 상대습도가 달라짐에 따라 달라지는 것을 알 수 있다. Fig. 11에서 보인 잠열전달 유용도의 변화는 실험값과 예측값이 현열전달 유용도보다는 못하지만 비교적 잘 일치하는 것을 볼 수 있다.

### 5. 결 론

- (1) 종이 열교환기의 주요 성능인자인 대류열전달계수, 대류물질전달계수, 투과도는 공기의 유동속도에 따라 증가한다.
- (2) 종이 열교환기의 대류열전달계수에 대한 상관식은 속도에 대한 이차식으로 다음과 같이 표현된다.

$$\text{냉방} : h = 15.7 + 35.1 V - 4.6 V^2$$

$$\text{난방} : h = 11.2 + 36.8 V - 2.5 V^2$$

- (3) 종이 열교환기의 대류물질전달계수에 대한 상관식은 속도에 대한 이차식으로 다음과 같이 표현된다.

$$\text{냉방} : h_m = 0.015 + 0.033 V - 0.005 V^2$$

$$\text{난방} : h_m = 0.099 + 0.033 V - 0.002 V^2$$

- (4) 환기시스템용 종이 열교환기 투과도는 속도와 상대습도의 함수로 표현할 수 있으며 상관관계식은 다음과 같다.

$$D_s = Rh_c (-0.18 V^2 + 0.73 V + 0.37)$$

$$Rh_c = -2.8 \times 10^{-5} + 1.8 \times 10^{-6} Rh_{ave}$$



$$- 3.8 \times 10^{-8} Rh_{ave}^2 + 2.7 \times 10^{-10} Rh_{ave}^3$$

- (5) 성능상관식을 검증하기 위해 실제사용조건에서 현열과 잠열전달 유용도를 계산하여 비교한 결과 현열 유용도는 완전하게 일치하며, 잠열 유용도도 비교적 잘 일치한다.

### 후 기

본 연구는 산업자원부와 한국산업기술재단의 지역혁신인력양성사업의 지원으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

### 참고문헌

1. Chung, M. H. and Yoo, S. Y., 2005, A Study on the Factors Affecting the Performance of Paper Heat Exchanger for Exhaust Heat Recovery, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 10, pp. 956-964.
2. Zhang, L. Z. and Niu, J. L., 2002, Effectiveness Correlations for Heat and Moisture Transfer Processes in an Enthalpy Exchanger With Membrane Cores, Journal of Heat Transfer, Vol. 124, pp. 922-929.
3. Kim, N. H., Cho, J. P., Han, S. P. and Choi, J. H., 2006, Performance Analysis and Testing of a Cross-Flow Aluminum Heat Exchanger for Kitchen Ventilation, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 18, No. 3, pp. 193-201.
4. Gwak, K. M., Bae, C. H. and Kim, J. Y., 2007, A Study on Improvement of Performance for Perforated Type Total HEX Element, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 19, No. 7, pp. 529-536.
5. Cengel, Y. A., 2003, Heat Transfer, 2nd Ed., McGraw-Hill, pp. 683-684.
6. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing Uncertainties in Single-sample Experiments, Mechanical Engineering, pp. 3-8.
7. Marreo, T. R. and Mason, E. A., 1972, Gaseous Diffusion Coefficients, Journal of Phys. Chem., p. 3118.
8. Kim, J. H., 2006, A Study on the Design and Performance Prediction of Plastic and Paper Plate Heat Exchanger for Ventilation System, MS thesis, Chungnam National University, Daejeon, Korea.