

물-공기 직접접촉식 공기조화장치의 성능해석

유 성 연[†], 권 화 길^{*}, 김 광 영^{**}

충남대학교 기계설계공학과, ^{*}충남대학교 대학원, ^{**}(주)에이스랩

Performance Analysis of Water/Air Direct Contact Air Conditioning System

Seong-Yeon Yoo[†], Hwa-Kil Kwon^{*}, Kwang-Young Kim^{**}

Department of Mechanical Desing Engineering, Chungnam National University, Daejeon 305-764, Korea

^{*}Graduate School, Chungnam National University, Daejeon 305-764, Korea

^{**}Ace Lab., 104-15, Moonjidong, Yusungku, Daejeon 305-380, Korea

(Received July 23, 2003; revision received January 7, 2004)

ABSTRACT: Performance of the water/air direct contact air conditioning system, in which heat and mass are directly transferred between air and water droplet, is simulated using semi-empirical method. Direct contact system improves transport efficiency compared to conventional indirect contact system. In this study, correlations for $h_c A / c_{pm}$ which represent the capacity of direct contact system are derived as a function of air and water flowrate from the experimental data. Cooling and heating performance of the water/air direct contact air conditioning system are evaluated using these correlations.

Key words: Air conditioning system(공기조화장치), Water/air direct contact(물-공기 직접접촉), Heat and mass transfer(열 및 물질전달), Cooling(냉각), Heating(가열), Dehumidification(제습), Humidification(가습)

기 호 설 명

A : 공기와 분무입자 사이의 접촉면적 [m^2]
 c_{pm} : 습공기의 비열 [$kJ/kg \cdot K$]
 c_{pw} : 물의 비열 [$kJ/kg \cdot K$]
 G : 공기유량 [kg/s]
 h_a : 공기의 엔탈피 [kJ/kg]
 h_c : 대류열전달계수 [$kW/m^2 \cdot K$]
 h_{fg} : 물의 잠열 [kJ/kg]
 h_i : 물온도에서 포화공기의 엔탈피 [kJ/kg]

h_m : 물질전달계수 [kg/m^2]
 L : 물유량 [kg/s]
 $p_{s,a}$: 공기 중의 수증기 분압 [Pa]
 $p_{s,i}$: 분무입자의 수증기 분압 [Pa]
 q_L : 잠열에 의한 열전달률 [kW]
 q_s : 현열에 의한 열전달률 [kW]
 q_t : 총 열전달률 [kW]
 t_a : 공기온도 [$^{\circ}C$]
 t_i : 물 분무입자온도 [$^{\circ}C$]
 t_{in} : 분무입자의 유입온도 [$^{\circ}C$]
 t_{out} : 분무입자의 유출온도 [$^{\circ}C$]
 W_a : 공기의 습도비 [kg/kg]
 W_i : 물온도에서 포화공기의 습도비 [kg/kg]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-821-6646; fax: +82-42-822-7366

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

그리스 문자

ε : 유효성

하첨자

latent : 잠열

n : n 번째 단면

$n+1$: $n+1$ 번째 단면

sensible : 현열

1. 서 론

공기조화장치는 단순히 여름철의 냉방과 겨울철의 난방을 실시하는 시대에서 에너지를 효과적으로 이용하면서 쾌적한 환경을 동시에 실현하는 고성능 고품질의 장치를 요구하는 시대로 바뀌고 있다. 물-공기 직접접촉식 공기조화장치는 스프레이 노즐에 의해 미립화한 물 분무입자를 공기와 직접 접촉시켜 공기와 분무입자 사이의 열전달과 물질전달에 의해서 하나의 장치로 공기의 냉각과 제습, 가열과 가습을 행할 수 있는 에너지 절약형 장치이다. 이 장치는 기존의 간접접촉식 공기조화장치에 설치되어 있는 냉각코일, 가열코일 없이 공기와 물 분무입자가 직접 접촉하기 때문에 오염(fouling)과 부식이 없고, 유효 열전달면적의 증가와 잠열효과로 인해 기존의 공기조화장치보다 전달효율을 높일 수 있으며, 설치비용과 운전비용을 절약할 수 있다.^(1,2) 또한 공기 중의 미세입자와 오염가스가 분무입자에 흡수되어 공기의 청정도를 제어할 수 있는 장점이 있다. 하지만, 공기와 물 분무입자가 접촉한 후 공기 중에는 분무입자가 일부 포함되어 있기 때문에 이를 효과적으로 제거할 수 있는 기술이 필요하고, 장시간 운전으로 물이 오염되고 스프레이 노즐에 이물질이 낄 수 있으므로 순환하는 물의 유지·관리에 특별히 신경을 써야 한다.

본 연구에서와 같이 냉각과 제습, 가열과 가습을 하나의 장치로 행하는 물-공기 직접접촉식 공기조화장치에 대한 문헌은 공개된 것이 거의 없다. 본 장치와 구조 및 원리가 비슷한 오염가스 제거용 에어워셔(air washer), 냉각탑, 열교환기 등에 대한 연구동향은 다음과 같다. 일본에서는 공기정화시스템에 에어워셔를 설치하여 반도체나 전자제품 제조용 클린룸에서 문제가 되고 있는

가스상의 오염물질을 제거하고, 가격이 비싼 케미컬 필터의 수명을 연장하기 위한 연구가 활발히 진행되고 있다.⁽³⁾ Yoo⁽⁴⁾는 에어워셔를 설치한 공기정화시스템에서 NH_3 , SO_x , NO_x 등의 오염가스 제거효율을 평가하여 NH_3 , SO_x 와 같은 수용성 가스의 제거효율은 높으나, NO_x 는 상대적으로 제거효율이 낮다는 것을 밝혔다. 본 연구에 적용된 스프레이 노즐은 원자로 노심냉각, 분무건조, 증발냉각, 에어 스크러빙(air scrubbing)과 같은 공학적 응용 분야에서 광범위하게 사용되고 있다. 특히, 무덥고 건조한 세계의 여러 지역에서는 에어워셔를 사용한 증발냉각의 방법으로 에너지를 절약하면서 공기조화를 실시하고 있다.⁽⁵⁾ Ismail and Mahmoud⁽⁶⁾는 에어워셔가 결합된 여러 가지 형태의 교차류 공기조화시스템에서 해석모형을 제시하여 냉각성능을 연구하였다. Lee et al.⁽⁷⁾은 대향류형 냉각탑의 성능해석에서 물유량과 공기유량의 비가 냉각성능에 가장 큰 영향을 미친다고 보고하였다. 직접 접촉 열교환기에 대한 문헌에서는 열교환기의 성능을 평가하기 위해 일반적으로 체적 열전달계수를 해석적, 실험적으로 구하여 고찰하였다. Bohn⁽⁸⁾은 열교환기에서 두 유체를 직접 접촉시키는 실험을 통해 체적 열전달계수를 구하였고, 직접접촉식 열교환기와 기존의 핀-관 열교환기를 경제적으로 비교하였다. Song et al.⁽⁹⁾은 대부분의 연구에서 무시되었던 분산입자들의 합착(coalescence)과 분열(breakup)을 고려한 모델을 제시하여, 상변화가 있는 직접 접촉 열전달에서 체적 열전달계수를 구하였고, 이 결과가 실험값과 잘 일치함을 보였다. Kang et al.⁽¹⁰⁾은 2차원 축대칭 이중유동모형을 이용하여 분사칼럼식 직접 접촉 열교환기 내의 혼합유체에 대한 열전달특성을 각 유체의 분사속도, 종횡비, 입구 분사온도, 체적률에 의한 영향으로 나타내었다. 본 연구에서는 물-공기 직접접촉식 공기조화장치에 대해 열 및 물질전달 모델을 적용하여 공기조화장치의 출구상태를 예측하고, 여러 가지 작동변수가 성능에 미치는 영향을 평가하는 데 그 목적이 있다.

2. 성능해석

2.1 열 및 물질전달 모델

물-공기 직접접촉식 공기조화장치에서 Fig. 1과

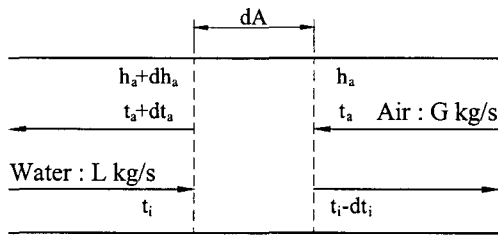


Fig. 1 Energy exchange model between air and water.

같이 공기와 물 분무입자가 대향류로 접촉할 때 현열과 잠열로써 열전달이 일어난다. 공기온도 t_a 와 물 분무입자온도 t_i 에 온도차이가 있으면 열전달이 일어나고, 공기 중의 수증기 분압 $p_{s,a}$ 와 분무입자의 수증기 분압 $p_{s,i}$ 에 압력차이가 있으면 물질전달이 일어난다.⁽¹¹⁾ 이 물질전달은 공기에서 물로 혹은 물에서 공기로 잠열만큼 열전달을 수반하게 된다. 여기서는 열전달과 물질전달이 물에서 공기로 전달되는 것으로 가정하였다.

분무입자에서 공기로 전달되는 현열 열전달률 q_s 는 Newton의 냉각법칙으로부터 다음과 같이 구한다.

$$dq_s = h_c dA (t_i - t_a) \quad (1)$$

여기서, h_c 는 대류열전달계수이고, dA 는 공기와 분무입자 사이의 접촉면적이다.

분무입자에서 공기로 전달되는 물질전달률은 수증기 분압의 차이 ($p_{s,i} - p_{s,a}$)에 비례하고 수증기 분압은 습도비에 비례하므로 물질전달률 $d\dot{m}$ 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$d\dot{m} = h_m dA (W_i - W_a) \quad (2)$$

여기서, h_m 은 물질전달계수이고, W_i 는 물 온도에 포화공기의 습도비이고, W_a 는 공기의 습도비이다. 그래서 분무입자에서 공기로 잠열에 의해 전달되는 열전달률 dq_L 은 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} dq_L &= d\dot{m} h_{fg} \\ &= h_m dA (W_i - W_a) h_{fg} \end{aligned} \quad (3)$$

공기조화장치에서 미소면적 dA 를 통한 총 열전달률 dq_t 는 식(1)과 식(3)의 합으로 나타낸다. 그리고 열전달계수와 물질전달계수의 상사성을 이용하여 식을 정리하면 총 열전달률의 구동력을 물 분무입자와 공기의 엔탈피 차이로 나타낼 수가 있다.

$$\begin{aligned} dq_t &= dq_s + dq_L \\ &= \frac{h_c dA}{c_{pm}} (h_i - h_a) \end{aligned} \quad (4)$$

Fig.1에서 물 분무입자가 L kg/s의 율로 t_i °C로 유입되고, 약간 낮은 온도 $t_i - dt_i$ 에서 유출된다. 한편, 공기는 G kg/s의 율로 h_a 의 엔탈피를 가진 상태로 유입되고, $h_a + dh_a$ 의 엔탈피를 가진 상태로 유출된다. 여기서 증발되는 물의 양은 무시되어 L 과 G 는 일정하게 유지되는 것으로 가정한다. 이때 분무입자에서 제거된 열전달률은 공기가 얻은 열전달률과 같으며, 이 열전달률은 식(4)에서 구한 분무입자와 공기 사이의 열전달률과 같으므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$dq = G dh_a = L c_{pw} dt = \frac{h_c dA}{c_{pm}} (h_i - h_a) \quad (5)$$

공기조화장치 전체에 대한 열전달률을 구하기 위하여 물 분무입자 유출온도(t_{out})에서 유입온도(t_{in})까지 식(5)를 적분하면 다음과 같다.

$$c_{pw} L \int_{t_{out}}^{t_{in}} \frac{dt}{h_i - h_a} = \int_0^A \frac{h_c dA}{c_{pm}} = \frac{h_c A}{c_{pm}} \quad (6)$$

여기서, $h_c A / c_{pm}$ 는 공기조화장치의 용량을 나타내며, 이 값을 구하기 위해 식(6)의 좌변을 다음과 같이 수치적분을 이용한다.

$$\frac{h_c A}{c_{pm}} = c_{pw} L \Delta T \sum \frac{1}{(h_i - h_a)} \quad (7)$$

공기조화장치로 유입되는 공기의 상태를 알고 있을 때 유출상태를 예측하기 위해서 임의의 단면에서 에너지 평형을 세워 정리하면 다음과 같다.

$$t_{a,n+1} = \frac{t_{a,n} - \frac{h_c \Delta A}{2G c_{pm}} (t_{a,n} - t_{i,n} - t_{i,n+1})}{1 + \frac{h_c \Delta A}{2G c_{pm}}} \quad (8)$$

식(8)에서 공기의 유출상태 $t_{a,n+1}$ 을 구하기 위해서 우선 다음 절에 설명한 $h_c A / c_{pm}$ 에 대한 실험 상관식(9)에 공기유량과 물유량을 입력하여 $h_c A / c_{pm}$ 를 계산한다. 그리고 공기와 접촉한 최종 물온도를 가정하여 스프레이 노즐에서 분무되는 물온도(t_{in})와 공기와의 접촉 후 최종 물온도(t_{out})를 일정구간으로 나눈 다음 각 미소구간마다 물온도에서 포화공기의 엔탈피(h_i)와 유입공기의 엔탈피(h_a)를 계산한 후, 식(7)에 대입하여 $h_c A / c_{pm}$ 를 구한다. 이 값을 식(8)에 대입하여 공기온도를 계산하며, 이 과정에서 구한 $h_c A / c_{pm}$ 의 값이 실험 상관식으로 구한 값에 수렴할 때까지 최종 물온도를 수정하여 반복 계산한다.

2.2 $h_c A / c_{pm}$ 의 계산

물-공기 직접접촉식 공기조화장치의 성능을 해석하기 위해서는 장치의 용량을 나타내는 $h_c A / c_{pm}$ 값을 정확하게 알아야 한다. $h_c A / c_{pm}$ 는 공기조화장치에서 공기와 물의 유량, 공기와 물의 열역학적 상태량, 공기흐름 형태, 물 분무입자의 동역학적 거동 등의 함수로 표현되며, 이 함수가 결정되면 스프레이 노즐에서 분무되는 물온도와 공기조화장치의 입구에서 공기상태를 알고 있을 때 공기조화장치의 출구에서 공기상태를 예측할 수가 있다.

본 연구에서는 $h_c A / c_{pm}$ 의 값을 열 및 물질전달 모델을 바탕으로 작성한 프로그램을 이용하여 성능시험 데이터⁽¹²⁾로부터 구하였다. 공기와 물 분무입자가 대향류로 접촉할 때 스프레이 노즐에서 분무되는 물온도로부터 공기와의 접촉 후 물온도까지 일정온도로 증가시켜 가면서 각 미소구간에서 공기와 물 사이의 열전달, 물질전달, 에너지 평형을 계산한 후, 이로부터 $h_c A / c_{pm}$ 의 값을 계산하였다. 여기서 구해진 $h_c A / c_{pm}$ 의 값을 이용하여 각 시험조건에서의 물유량과 공기유량을

변수로 하여 최소제곱회귀분석 방법으로 식(9)와 같은 형태의 실험 상관식을 구하였다.

$$\begin{aligned} \frac{h_c A}{c_{pm}} &= (a_1 G^2 + a_2 G + a_3)(b_1 L^2 + b_2 L + b_3) \\ &= c_1 G^2 L^2 + c_2 G^2 L + c_3 G L^2 + c_4 G^2 \\ &\quad + c_5 L^2 + c_6 G L + c_7 G + c_8 L + c_9 \end{aligned} \quad (9)$$

이 상관식은 특정장치의 성능시험데이터로부터 구한 것이므로 장치의 용량이나 스프레이 노즐의 배열이 바뀌는 경우는 별도의 상관식을 위에서 설명한 방법으로 구하여 사용하여야 한다. 식(9)에서 구한 $h_c A / c_{pm}$ 를 입구공기상태, 물온도, 공기유량, 물유량과 함께 공기조화장치의 출구공기상태를 예측할 수 있는 프로그램에 입력하여 성능해석을 수행하였다.

2.3 유효성의 계산

본 연구에서는 공기조화장치의 성능을 평가하기 위하여 가능한 최대 열전달률에 대한 실제 열전달률의 비를 의미하는 유효성(effectiveness)을 계산하였다. 일반적인 방법은 아니지만 간접 열교환과 직접 열교환을 비교하기 위해 두 가지 방법으로 유효성을 정의하였다. 식(10)은 현열만을 고려한 유효성으로 공기가 얻거나 잃을 수 있는 최대 현열 열전달률에 대한 공기가 실제 얻거나 잃은 현열 열전달률의 비이다. 식(11)은 현열과 잠열을 고려한 유효성으로 공기가 얻거나 잃을 수 있는 최대 현열 열전달률에 대한 공기가 실제 얻거나 잃은 현열과 잠열을 더한 열전달률의 비이다.

$$\epsilon_{sensible} = \frac{(\dot{m} c_p)_{air} \Delta T_{air}}{(\dot{m} c_p)_{min} \Delta T_{max}} = \frac{\Delta T_{air}}{\Delta T_{max}} \quad (10)$$

$$\epsilon_{sensible+latent} = \frac{\dot{m}_{air} \Delta h_{air}}{(\dot{m} c_p)_{min} \Delta T_{max}} \quad (11)$$

3. 실험결과 및 고찰

3.1 냉방성능

냉방시험에서 얻어진 $h_c A / c_{pm}$ 의 실험 상관식

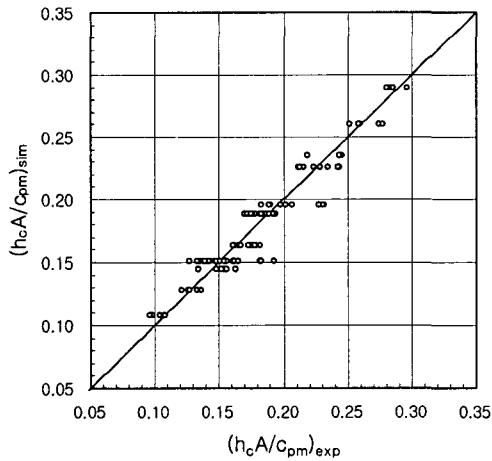


Fig. 2 Comparison of correlation of $h_c A / c_{pm}$ with experimental data for cooling.

의 계수는 $c_1 = -14.0380$, $c_2 = -9.4601$, $c_3 = 0.1852$, $c_4 = 4.3545$, $c_5 = 0.2152$, $c_6 = 13.7757$, $c_7 = -3.0226$, $c_8 = -1.7097$, $c_9 = 0.4728$ 이며, Fig. 2는 $h_c A / c_{pm}$ 를 실험 상관식으로 계산한 값과 성능시험데이터에서 얻어진 값을 비교한 것이다. 그림에서 직선상에 있을 때 두 값이 완전히 일치하는 것을 의미하므로 상관식이 실험데이터와 비교적 잘 일치하지만 상당히 벗어나는 것도 있다. 그 이유는 실험 상관식이 물유량과 공기유량만을 변수로 하여 구해졌고, 온도변화 등의 영향을 고려하지 않았기 때문이다.

냉방성능을 해석하기 위해서 공기조화장치로 유입되는 공기의 상태를 대전광역시의 여름철 외기

설계조건인 건구온도 33.3°C , 습구온도 26.1°C , 상대습도 57.3%, 습도비 18.42 g/kg 으로 정하였다. Fig. 3은 스프레이 노즐에서 분무되는 냉각수유량을 변화시켰을 때 냉각수 온도에 따른 공기조화장치 출구에서 공기의 상태변화를 나타낸 것으로 이때 공기속도는 2 m/s 로 일정하다. 일반적으로 간접식 열교환기의 냉각수의 입구온도는 7°C 정도이지만, 냉각수 온도를 간접식의 사용온도보다 낮은 온도에서부터 성능해석을 수행한 것은 냉각수 온도변화에 따른 냉각과 제습효과를 알아보기 위한 것이다. Fig. 3(a)는 출구에서의 공기온도변화를 나타낸 것으로 냉각수 온도가 감소할수록 유입되는 공기와 냉각수의 온도차가 커져서 열전달이 잘 일어나므로 공기온도가 감소한다. L/G 비(냉각수유량/공기유량)가 증가할수록 공기온도가 감소하는데 이는 공기와 냉각수 분무입자 사이에 접촉면적이 증가하여 열전달이 향상되기 때문이다. Fig. 3(b)는 공기의 습도비 변화를 나타낸 것이다. 여기서, 습도비는 공기 중에 포함된 절대수증기량을 의미한다. L/G 비가 증가할수록 습도비가 감소하는데 이는 공기조화장치로 유입되는 공기의 습도비가 냉각수 온도에서 포화공기의 습도비보다 높은 상태에서 공기와 냉각수와의 접촉면적 증가로 공기에서 냉각수로 물질전달이 향상되기 때문이다. 그리고 냉각수 온도가 감소할수록 냉각수 온도에서 포화공기의 습도비가 점점 작아지므로 유입되는 공기의 습도비와의 차이가 점점 커져서 습도비가 감소한다. 모든 경우에 출구온도가 입구 건구온도(33.3°C)보다 낮고, 출구상태의 습도비가 입구상태의 습도비(18.42 g/kg)

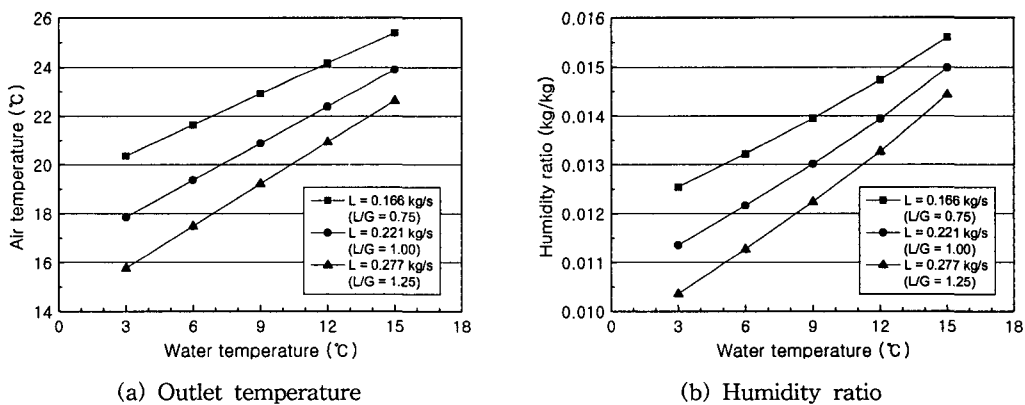


Fig. 3 Variation of outlet air conditions with water temperature for cooling.

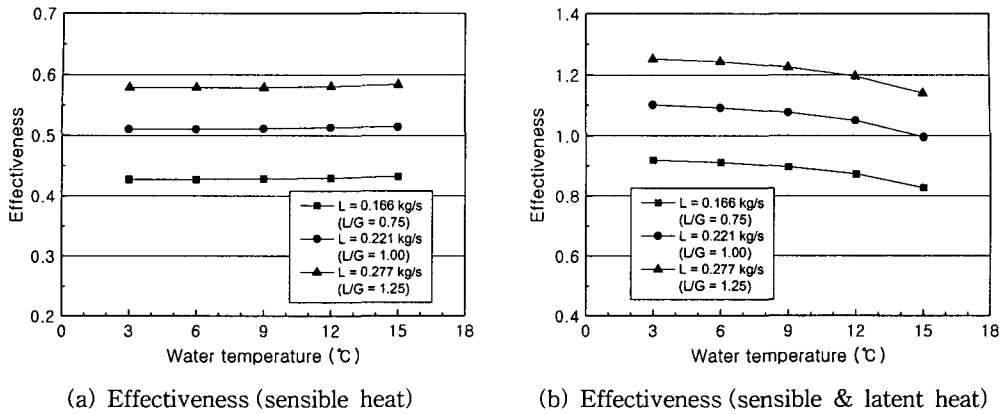


Fig. 4 Variation of effectiveness with water temperature for cooling.

보다 작으므로 냉각과 제습이 동시에 이루어지고 있는 것을 알 수 있다.

냉각수 유량과 온도에 따른 유효성의 변화를 Fig. 4에 나타내고 있다. Fig. 4(a)는 현열만을 고려한 것으로 냉각수 온도변화에 대해서는 유효성의 변화가 거의 없으며, 그 이유는 냉각수 온도가 변하더라도 실제 온도차의 변화율과 최대 온도차의 변화율이 거의 같기 때문이다. 그리고, L/G비가 증가할수록 유효성이 증가하는데 이는 Fig. 3(a)의 결과에서 고찰하였듯이 L/G비가 증가할수록 공기와 냉각수 분무입자 사이의 접촉면적의 증가로 공기가 실제 잃은 현열 열전달률이 증가하기 때문이다. Fig. 4(b)는 현열과 잠열을 고려한 것으로 냉각수 온도가 낮을수록 유효성이 증가하며 L/G비가 증가할수록 유효성이 증가한다. 모든 조건에서 유효성이 80% 이상으로 현열만을 고려한 경우보다 높으며, 따라서 냉각에 의한 열전달과 제습에 의한 열전달이 동시에 이루어지는 것을 알 수 있다. 보통 간접접촉식 열교환기의 유효성이 70% 미만인 것을 생각하면 직접 접촉식 열교환 효율이 훨씬 우수함을 알 수 있다.

3.2 난방성능

난방성능을 해석하기 위해서 난방성능에서와 같은 방법으로 $h_c A / c_{pm}$ 의 실험 상관식을 구하였으며, 이때 상관식의 계수는 $c_1=1.0932, c_2=0.7627, c_3=-0.9210, c_4=0.1463, c_5=1.9444, c_6=-1.1191, c_7=0.5438, c_8=0.0738, c_9=-0.0498$ 이다. Fig. 5는

난방시험에서 얻어진 실험 상관식을 이용하여 계산한 값과 성능시험데이터로 계산한 값을 비교한 것이다. 직선에서 벗어난 데이터의 분포가 x축에 평행하게 나타난 것은 유입되는 공기온도와 스프레이 노즐에서 분무되는 물온도가 약간씩 다른 조건인데 앞서 언급한 바와 같이 물유량과 공기유량만이 실험 상관식의 변수로 사용되었기 때문이다.

난방성능을 해석하기 위해서 공기조화장치로 유입되는 공기의 상태를 건구온도 1.7°C, 상대습도 80%, 습도비 3.4 g/kg으로 정하였다. 대전광역시의 겨울철 외기 설계조건은 건구온도 -12.6°C, 습구온도 -13.4°C이지만 이는 기상데이터의 97.5% 이상이 포함되는 극한 조건이기 때문에 입구

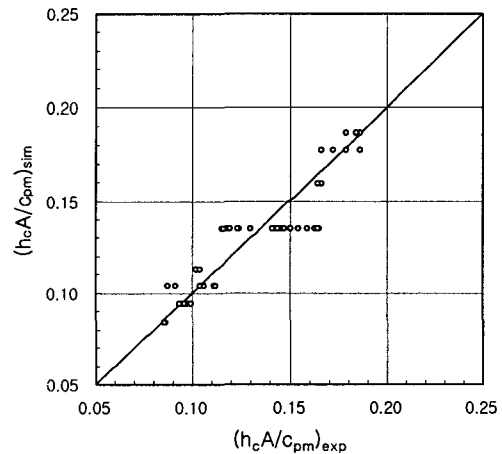
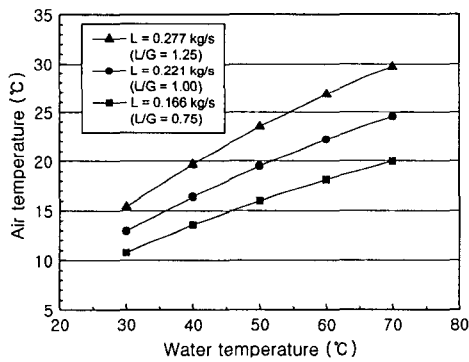


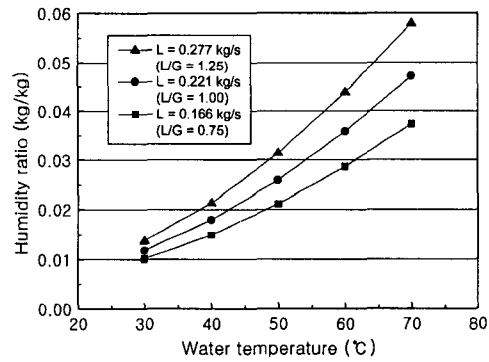
Fig. 5 Comparison of correlation of $h_c A / c_{pm}$ with experimental data for heating.

조건을 위와 같이 조정하였다. 그러나 필요한 경우 입력값을 바꾸면 다른 외기조건에서의 성능도 예측할 수 있다. Fig. 6은 물유량을 변화시켰을 때 물온도의 변화에 따른 공기조화장치 출구에서 공기의 상태변화를 나타낸 것으로 이때 공기속도는 2 m/s로 일정하다. Fig. 6(a)는 물온도가 증가할수록 유입되는 공기와의 온도차가 커져서 공기온도가 증가한다는 것을 보여주고 있다. 그리고 L/G 비가 증가할수록 공기온도가 증가한다. Fig. 6(b)는 출구에서 공기의 습도비를 나타낸 것으로 물온도가 증가할수록, L/G 비가 증가할수록 습도비가 급격하게 증가한다. 이는 물온도가 증가할수록 물온도에서 포화공기의 습도비가 점점 증가해 입구에서 공기의 습도비와 차이가 점점 커져 물에서 공기로 물질전달이 잘 일어나기 때문이다. 또한 물질전달률은 접촉면적에 비례하기 때문에

L/G 비가 증가할수록 공기의 습도비가 증가한다. 유효성에 대한 물유량과 물온도의 효과를 Fig. 7에서 보여주고 있다. Fig. 7(a)는 현열만을 고려한 것으로 물온도가 증가할수록 유효성이 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 유효성을 정의하는 식에서 냉방성능에서와는 달리 물온도가 증가할수록 실제 온도차의 증가율보다 최대 온도차의 증가율이 더 커지기 때문이다. L/G 비가 증가할수록수록 유효성이 증가하는데 그 이유는 현열 열전달률이 증가하기 때문이다. Fig. 7(b)는 현열과 잠열을 고려한 것으로 물온도가 증가할수록, L/G 비가 증가할수록 유효성이 증가하며, 이것은 현열만을 고려한 유효성이 물온도의 증가와 함께 감소된다는 것과는 반대 경향이다. 공기의 입구상태와 출구상태로부터 가열과 가습이 동시에 이루어지는 것을 확인할 수가 있으며, 모든 조건에

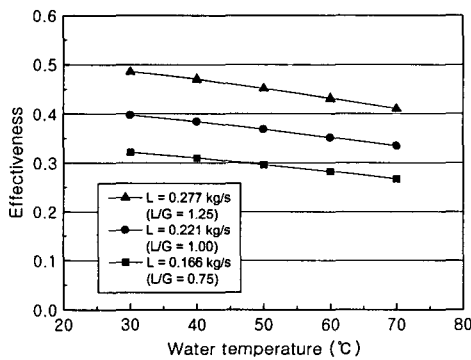


(a) Outlet temperature

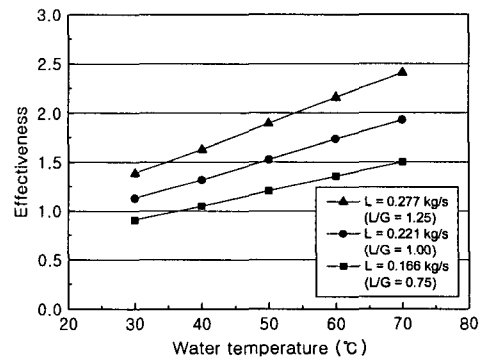


(b) Humidity ratio

Fig. 6 Variation of outlet air conditions with water temperature for heating.



(a) Effectiveness (sensible heat)



(b) Effectiveness (sensible & latent heat)

Fig. 7 Variation of effectiveness with water temperature for heating.

서 현열과 잠열을 고려한 유효성이 현열만을 고려한 유효성의 2배 이상으로 나타나는 것을 알 수 있다. 그 이유는 공기와 물 분무입자 사이에 물질전달이 활발하게 일어나서 현열에 의한 열전달 효과보다는 잠열에 의한 열전달 효과가 훨씬 크기 때문이다.

앞서 고찰한 바와 같이 물-공기 직접접촉식 공기조화장치의 한 가지 문제점으로 난방시 필요 이상으로 가습이 되는 것이다. 이러한 문제점을 해결하기 위한 방법으로 외기 바이패스, 혼합공기 바이패스, 환기 바이패스 방식 등⁽¹³⁾이 있다. 외기나 혼합공기 바이패스 방식은 공기조화장치를 통과하지 않은 외기가 공기조화공간으로 유입되기 때문에 공기조화공간의 온습도에 직접적인 영향을 미치는 경향이 있다. 이에 비해 환기 바이패스 방식은 공기조화장치를 통과한 공기와 공기조화공간으로부터 나온 순환공기가 혼합되어 공급되기 때문에 공기조화공간의 온습도 조절면에 있어 위의 두 방식에 비해 효과적인 방법이라 할 수 있다. 하지만 온도와 습도를 동시에 조절하는 방안에 대해서는 추가적인 연구가 필요하다.

4. 결 론

물-공기 직접접촉식 공기조화장치의 성능해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 공기조화장치의 용량을 나타내는 $h_c A / c_{pm}$ 의 실험 상관식을 열 및 물질전달모형을 바탕으로 성능시험 결과로부터 구하였으며, 이 상관식을 이용하여 공기조화장치의 출구에서 공기상태를 예측하고 유효성을 구하였다.

(2) 냉방성능해석에서 노즐에서 분무되는 냉각수 유량이 증가할수록, 냉각수 온도가 낮아질수록 공기조화장치 출구에서 공기온도와 습도비가 감소한다.

(3) 냉방성능해석에서 냉각과 제습이 동시에 일어나는 것을 알 수 있으며, 유효성은 현열과 잠열을 고려할 경우 80% 이상으로 나타났다.

(4) 난방성능해석에서 물유량이 증가할수록, 물 온도가 높아질수록 공기온도와 습도비가 증가한다.

(5) 난방성능해석에서 가열과 가습이 동시에 일어나는 것을 알 수 있으며, 유효성은 현열과 잠열을 고려할 경우 현열만을 고려한 경우에 비해서 2배 이상으로 나타났다.

후 기

본 연구는 과학기술부 연구성과확산사업과 한국과학재단 지정 선문대학교 공조기술연구센터의 지원에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

1. Tadrist, L., Shehu Diso, I., Santini, R. and Pantaloni, J., 1987, Vaporization of a liquid by direct contact in another immiscible liquid, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 30, No. 9, pp. 1773-1785.
2. Jacobs, H. R., 1988, Direct-contact heat transfer for process technologies, *J. Heat Transfer*, Vol. 110, pp. 1259-1270.
3. Iijima, K., Kawashima, T., Fujii, M. and Hasegawa, T., 1997, Removal of chemical compounds from outside air by air washer, 15th Annual Tech. Meeting on Air Cleaning and Contamination Control, pp. 75-78.
4. Yoo, S. Y., 2001, Development of high purification system for removal of noxious gas in semiconductor cleanroom, MOCIE Report, A00-981-2203-07-2-2, Daejeon, Korea.
5. Kachhwaha, S. S., Dhar, P. L. and Kale, S. R., 1998, Experimental studies and numerical simulation of evaporative cooling of air with a water spray - I. Horizontal parallel flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, No. 2, pp. 447-464.
6. Ismail, I. M. and Mahmoud, K. G., 1994, Comparative study of different air conditioning systems incorporating air washers, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 17, No. 6, pp. 364-370.
7. Lee, S. Y., Lee, J. H., Choi, Y. K. and Ryou, H. S., 1998, Numerical study for performance analysis and design of a counterflow type cooling tower, *Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 10, No. 5, pp. 535-549.
8. Bohn, M. S., 1985, Air molten salt direct contact heat exchange, *Trans. of the ASME, J. of Solar Energy Engineering*, Vol. 107, pp.

- 208-214.
9. Song, M., Steiff, A. and Weinspach, P. M., 1998, Direct-contact heat transfer with change of phase: A population balance model, Proc., 11th Int. Heat Transfer Conf., Kyungju, Vol. 6, pp. 457-462.
 10. Kang, Y. H., Kim, N. J. and Kim, C. B., 2000, A numerical study on heat transfer characteristics in a spray column direct contact heat exchanger, Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 8, pp. 735-744.
 11. Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1982, Refrigeration and Air Conditioning, McGraw-Hill, pp. 69-71, 423-430.
 12. Yoo, S. Y., Kwon, H. K. and Kim, K. Y., 2002, A study on heat and mass transfer for air/water direct-contact air conditioning system, Proc., 12th Int. Heat Transfer Conf., Grenoble, Vol. 2, pp. 845-850.
 13. Kim, B. C., Shin, H. J., Kim, J. Y. and Jeon, B. K., 2001, Study on the development of a bypass type air conditioning system (part 1), Control of a bypass air flow rate by variation of RSHF and room loads, Proc. of the SAREK Summer Annual Meeting, pp. 936-941.