

물 직접접촉식 공기조화장치의 성능해석

유성연* · 권화길** · 송준** · 김광영*** · 박준택****

Performance Analysis of Water Direct Contact Air Conditioning System

S.Y. Yoo, H.K. Kwon, J. Song, K.Y. Kim and J.T. Park

Key Words: Air conditioning system(공기조화장치), Water direct contact(물 직접접촉), Cooling(냉각), Heating(가열), Humidification(가습), Dehumidification(제습)

Abstract

Performance of the water direct contact air conditioning system, in which heat and mass are transferred directly between air and water droplet, is simulated by semi-empirical method. This system improves transport efficiency compared to conventional indirect contact system and cooling, heating, dehumidification and humidification are attained with one unit. In this study, temperature and flowrate for air and water are measured in the various cooling and heating conditions, and correlations for $h_c A / c_{pm}$ are derived from these data. Cooling and heating characteristics of the water direct contact air conditioning system are investigated using correlations.

1. 서론

공기조화장치는 단순히 여름철의 냉방과 겨울철의 난방을 실시하는 시대에서 에너지를 효과적으로 이용하면서 쾌적한 환경을 동시에 실현하는 고성능 고품질의 장치를 요구하는 시대로 바뀌고 있다. 이러한 시대적인 욕구는 공기조화장치에 사용되는 보일러, 냉동기, 열교환기 등의 성능을 향상시키고 시스템을 제어하는 기술을 개발하여 어느 정도 만족시켜 오고 있으나, 기존의 공기조화장치 설계기술은 이제 기술개발의 한계에 봉착해 있으며 따라서 새로운 개념의 공기조화장치 개발이 필요하다.^(1,2,3)

기존의 공기조화장치에서는 여름철의 냉방과 제습을 위해서 냉동기와 냉각코일이 필요하고,

겨울철의 난방과 가습을 위해서 보일러, 난방코일, 가습기 등이 필요하며, 깨끗한 공기를 만들어 주기 위해서 공기정화기가 필요하기 때문에 이들 장치를 각각 설치해야 하므로 설치비용이 많이 소요되고 운전비용도 막대하다. 따라서 냉방과 제습, 난방과 가습을 하나의 장치로 행함으로써 설치비용과 운전비용을 획기적으로 줄일 수 있는 공기조화장치의 개발이 필요하다. 본 연구에서의 공기조화장치는 노즐에 의해 미립화한 물 분무입자를 공기와 직접 접촉시켜 공기와 분무입자 사이의 열전달과 물질전달에 의해서 공기의 냉각과 가열, 제습과 가습을 행할 수 있는 에너지 절약형 장치이다. 물 분무입자와 공기가 직접 접촉하여 열전달과 물질전달이 이루어지기 때문에 기존의 간접접촉식 열교환 방식에 비해서 전달효율을 높일 수 있고, 가열코일·냉각코일·가습기·필터 등이 없기 때문에 설치비용과 송풍기 운전비용을 획기적으로 줄일 수 있다. 또한 공기 중의 미세입자와 오염가스가 분무입자에 흡수되어 온

* 충남대학교 기계설계공학과

** 충남대학교 대학원

*** (주)에이스랩

**** 한국에너지기술연구원

도와 습도뿐만 아니라 공기의 청정도를 제어할 수 있는 장점이 있다. 따라서 본 연구에서의 물질접촉식 에너지 절약형 공기조화장치가 상용화되면 기존의 공기조화장치를 상당부분 대체할 수 있고, 공기청정이 매우 중요시되는 반도체 공장 등에 새로운 수요를 창출할 수 있을 것이다.⁽⁴⁾

2. 공기조화장치의 성능해석

물 직접접촉식 공기조화장치에서 Fig. 1과 같이 공기와 물 분무입자가 대향류로 통과할 때 현열과 잠열로써 열전달이 일어난다. 공기온도 t_a 와 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. 이 물질전달은 공기에서 물로 혹은 물에서 공기로 잠열만큼 열전달을 수반하게 된다.⁽⁵⁾

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

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

여기서 h_c 는 대류열전달 계수이고, A 는 공기와 물 분무입자의 접촉면적이다. 분무입자에서 공기로 전달되는 물질전달율은 수증기 분압의 차이 ($p_{s,i} - p_{s,a}$)에 비례하고 수증기분압은 습도비에 비례하므로 물질전달을 $d\dot{m}$ 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

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

여기서 h_D 는 물질전달계수이고, W_i 는 분무입자 온도에 해당되는 포화공기의 습도비이며, W_a 는 공기의 습도비이다. 물질전달은 물에서 공기로 혹은 공기에서 물로 일어날 수 있으며, 이때 잠열 (h_{fg})에 의한 열전달 dq_L 은 다음과 같이 계산된다.

$$dq_L = d\dot{m} h_{fg}$$

$$= h_D dA (W_i - W_a) h_{fg} \quad (3)$$

공기조화장치에서 미소면적 dA 를 통한 총전열량 dq_t 는 식 (1)과 (3)을 써서 다음과 같이 구한다.

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

Fig. 1에서 물 분무입자가 L kg/s의 윗로 t °C인 단면으로 유입되고, 약간 낮은 온도 $t - dt$ 에서 유출된다. 한편, 공기는 G kg/s의 윗로 h_a 의 엔탈피를 가진 상태로 유입되고, $h_a + dh_a$ 의 엔탈피를 가진 상태로 유출된다. 이때 분무입자에서 제거된 열전달량은 공기가 얻은 열량과 같으며, 이 열량은 식 (4)에서 구한 분무입자와 공기 사이의 열전달률과 같으므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

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

공기조화장치 전체에 대한 열전달률을 구하기 위하여 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 $\frac{h_c A}{c_{pm}}$ 는 공기조화장치의 용량을 나타내며, 식 (5)와 식 (6)을 이용하여 공기의 유입상태를 알고 있을 때 유출상태를 구할 수 있다.

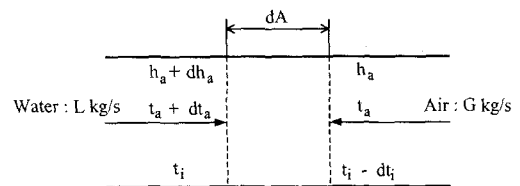


Fig. 1 Energy exchange between air and water

3. 성능해석 결과 및 고찰

3.1 냉방성능

물 직접접촉식 공기조화장치의 성능을 해석하기 위해서는 장치의 용량을 나타내는 $\frac{h_c A}{C_{pm}}$ 값

을 정확하게 알아야 한다. $\frac{h_c A}{C_{pm}}$ 는 공기조화장

치에서 공기와 물의 유량, 공기와 물의 열역학적 상태량, 공기흐름 형태, 물 분무입자의 동역학적 거동 등의 함수로 표현되기 때문에 공기조화장치의 용량을 결정한다고 볼 수 있다. 그리고 이 함수가 결정되면 Spray nozzle에서 분무되는 물의 온도와 공기조화장치의 입구에서 공기상태를 알고 있을 때 공기조화장치 출구의 상태를 예측할 수 있으며, 물 직접접촉식 공기조화장치 설계자료를 도출할 수 있다.

본 연구에서는 성능시험 Data로 부터 $\frac{h_c A}{C_{pm}}$ 의 실험 상관식을 구하는 프로그램을 작성하여 성능해석을 수행하였다. 공기와 물 분무입자가 대향류로 지나갈 때 Spray nozzle에서 분무되는 물 입구온도에서부터 배관으로 Drain되는 물 출구온도까지 일정온도로 증가시켜 가면서 각 구간에서 공기와 물 사이의 열전달, 물질전달, 에너지 평형을 계산한 후, 이 값을 이용하여 $\frac{h_c A}{C_{pm}}$ 를 계산하였다.

냉방시험에서 얻어진 $\frac{h_c A}{C_{pm}}$ 의 실험 상관식은 식 (7)과 같으며, Fig. 2는 상관식으로 계산한 값을 성능시험 값과 비교한 것이다. 계산값과 성능

$$\begin{aligned} \frac{h_c A}{C_{pm}} &= (a_1 G^2 + a_2 G + a_3)(b_1 L^2 + b_2 L + b_3) \\ &= c_1 G^2 L^2 + c_2 G^2 L + c_3 G L^2 + c_4 G^2 \\ &\quad + c_5 L^2 + c_6 G L + c_7 G + c_8 L + c_9 \quad (7) \end{aligned}$$

시험값이 비교적 잘 일치하지만 상당히 벗어나는 것도 있다. 그 이유는 $\frac{h_c A}{C_{pm}}$ 의 실험식이 물 유

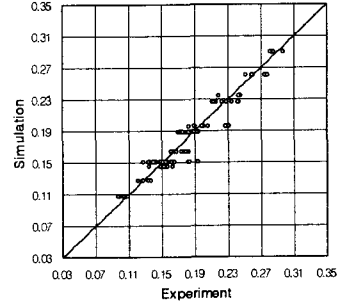
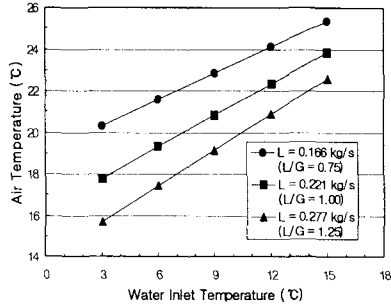


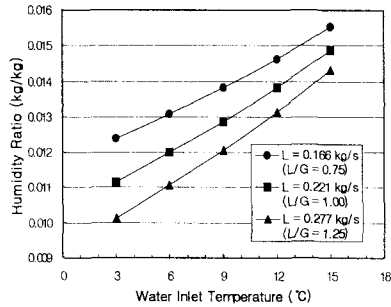
Fig. 2 Comparison of the correlation and experiment from cooling experiments

량과 공기 유량만을 변수로 하여 구하였고, 공기 온도, 물 온도를 고려하지 않았기 때문이다. 그래서 $\frac{h_c A}{C_{pm}}$ 의 실험식을 구할 때 물 유량, 공기 유량, 공기입구 온도, 물입구 온도를 변수로 하여 구한다면 실험값과 계산값의 오차를 더 줄일 수 있을 것으로 판단된다.

냉방성능을 해석하기 위해서 공기조화장치에 들어가는 공기의 입구상태를 대전광역시의 여름철 외기 설계조건인 건구온도 33.3 °C, 습구온도 26.1 °C, 상대습도 57.3 %, 습도비 18.42 g/kg 으로 정하였다. Fig. 3은 Spray nozzle에서 분무되는 냉각수 유량을 변화시켰을 때 냉각수 입구온도에 따른 공기조화장치 출구에서 공기의 상태변화를 나타낸 것으로 이때 공기속도는 2 m/s로 일정하다. Fig. 3(a)는 공기 출구온도 변화를 나타낸 것으로 냉각수 온도가 감소할수록 공기와 냉각수 온도차가 커져서 열전달이 잘 일어나므로 공기 출구온도가 선형적으로 감소한다. L/G비(냉각수유량/공기유량)가 증가할수록 공기 출구온도가 감소하는데 이는 공기와 냉각수 분무입자사이에 접촉면적이 커져서 열전달이 잘 일어나기 때문이다. Fig. 3(b)는 냉각수 온도에 따른 공기 출구의 습도비를 나타낸 것이다. 여기서, 습도비는 공기 중에 포함된 절대 수증기량을 의미한다. L/G비가 증가할수록 습도비가 감소하는데 이는 공기조화장치 입구공기의 습도비가 냉각수 온도에서 공기의 포화습도비 보다 높은 상태에서 공기와 냉각수와의 접촉면적 증가로 공기에서 냉각수로 물질전달이 잘 일어나기 때문이다. 그리고



(a) outlet temperature

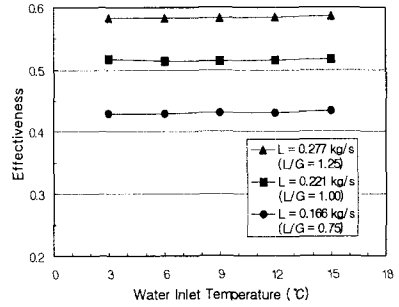


(b) humidity ratio

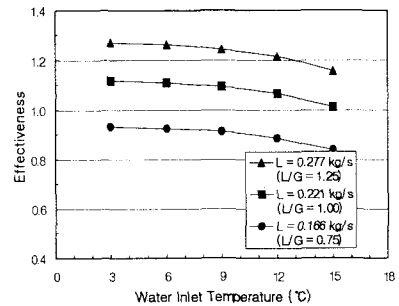
Fig. 3 Variation of the air outlet temperature and the humidity ratio with mass flow rate of cooling water in cooling

냉각수 온도가 감소할수록 습도비가 감소하는데 그 이유는 냉각수 온도가 감소할수록 공기의 포화습도비가 점점 작아지므로 입구공기의 습도비와의 차이가 점점 커져서 물질전달이 잘 일어나기 때문이다.

Fig. 4는 냉각수 유량을 변화시켰을 때 냉각수 입구온도에 따른 유효성(effectiveness) 변화를 나타낸 것이다. 유효성은 가능한 최대 열전달량에 대한 실제 열전달량의 비를 의미한다. Fig. 4(a)의 유효성은 현열만을 고려한 것으로 공기가 잃을 수 있는 가능한 최대 현열열전달량에 대한 공기가 실제 잃은 현열 열전달량의 비를 의미한다. 냉각수 입구온도 변화에 따라서는 유효성의 변화가 거의 없고 L/G비가 증가할수록 유효성은 증가한다. 그 이유는 Fig. 4(a)의 결과처럼 L/G비가 증가할수록 공기 출구온도가 낮아져 공기 입구온도와 공기 출구온도의 차가 커져 공기가 실제 잃은 현열 열전달량이 증가하기 때문이다. Fig.



(a) effectiveness (sensible heat)



(b) effectiveness (sensible + latent heat)

Fig. 4 Variation of the effectiveness with mass flow rate of cooling water in cooling

4(b)는 현열과 잠열을 고려한 유효성을 나타낸 것으로, 이 유효성은 공기가 잃을 수 있는 가능한 최대 현열 열전달량에 대한 공기가 실제 잃은 현열과 잠열을 더한 열전달량의 비를 의미한다. 분모를 최대 현열 열전달량으로 하고 분자를 현열과 잠열을 더한 열전달량으로 하여 유효성을 정의한 것은 기존의 간접접촉식 열교환과 본 연구에서의 직접접촉식 열교환의 효율을 비교하기 위한 것이다. Fig. 4(b)에서 볼 수 있듯이 모든 조건에서 유효성이 80 % 보다 크며, 보통 간접접촉식 열교환기의 유효성이 70 % 미만인 것을 생각하면 직접접촉식 열교환 효율이 훨씬 우수함을 알 수 있다. 냉각수 온도가 증가할수록 유효성이 포물선의 형태로 약간씩 감소하고 있으며, L/G비가 증가할수록 유효성이 증가하는 것을 알 수 있다.

3.2 난방성능

난방성능을 해석하기 위해서 냉방성능에서와 같은 방법으로 $\frac{h_c A}{C_{pm}}$ 의 실험 상관식을 구하였다. Fig. 5는 난방시험에서 얻어진 실험 상관식을 사용하여 계산한 값과 성능시험 값을 비교한 것으로 성능시험 값과 계산값이 비교적 일치하고 있지만 오차가 큰 것도 있다. 이는 $\frac{h_c A}{C_{pm}}$ 의 실험식을 구할 때 냉방에서와 마찬가지로 물유량과 공기유량 만을 변수로 하여 구하였기 때문이다.

난방성능을 해석하기 위해서 공기조화장치에 들어가는 공기의 입구상태를 건구온도 1.7 °C, 상대습도 80 %, 습도비 3.4 g/kg으로 정하였다. 대전광역시외의 겨울철 외기 설계조건은 건구온도 -12.6 °C, 습구온도 -13.4 °C이지만 너무 낮은 온도이기 때문에 입구조건을 위와 같이 조정하였다. Fig. 6은 Spray nozzle에서 분무되는 물 유량을 변화시켰을 때 물 입구온도 변화에 따른 공기조화장치 출구에서 공기의 상태변화를 나타낸 것으로, 이때 공기속도는 2 m/s로 일정하다. Fig. 6(a)는 공기 출구온도 변화를 나타낸 것으로 물 입구온도가 증가할수록 공기 출구온도가 증가한다. 이는 물 입구온도가 증가하면 공기조화장치로부터 유입되는 공기와의 온도차가 커져서 열전달이 잘 일어나기 때문이다. 그리고 L/G비가 증가할수록 공기 출구온도가 증가하는데 이는 공기와 물 분무입자사이에 접촉면적이 커져서 열전달이 잘 일어나기 때문이다. Fig. 6(b)는 물 입구온

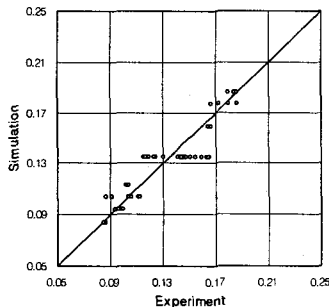
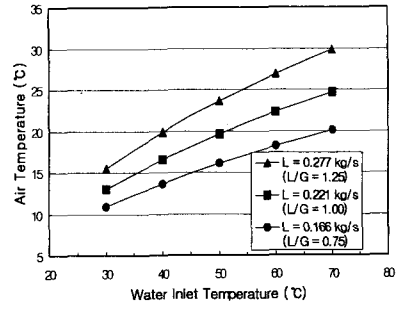
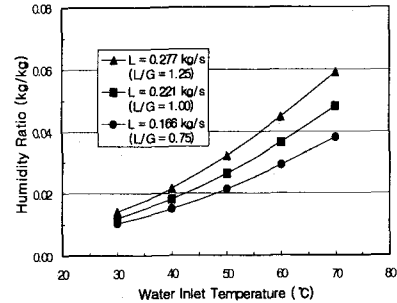


Fig. 5 Comparison of the correlation and experiment from heating experiments



(a) out temperature

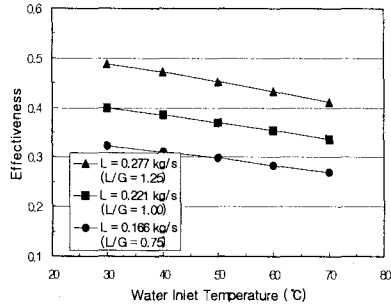


(b) humidity ratio

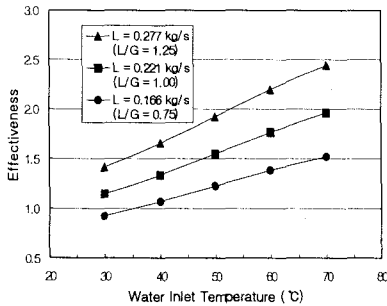
Fig. 6 Variation of the air outlet temperature and the humidity ratio with mass flow rate of water in heating

도에 따른 공기 출구의 습도비를 나타낸 것으로 물 입구온도가 증가할수록, L/G비가 증가할수록 습도비가 증가한다. 이는 물 입구온도가 증가할수록 물 입구온도에서 포화공기의 습도비가 점점 증가해서 입구에서의 공기 습도비와 차이가 점점 커지기 때문에 물에서 공기로 물질전달이 잘 일어나기 때문이다. 물 직접접촉식 공기조화장치의 한가지 문제점으로 난방시 필요 이상으로 가습이 되는 것이다. 이러한 문제점은 공기조화장치로부터 나온 공기를 실내 순환공기나 외기와 혼합으로 어느 정도 해결할 수 있으나 온도와 습도를 동시에 조절하는 방안에 대해서는 추가적인 연구가 필요하다.

Fig. 7은 물 입구온도의 변화에 따른 유효성 변화를 나타낸 것이다. Fig. 7(a)는 현열만을 고려한 유효성으로 물 입구온도가 증가할수록 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 유효성을 정의하는



(a) effectiveness (sensible heat)



(b) effectiveness (sensible + latent heat)

Fig. 7 Variation of the effectiveness with mass flow rate of water in heating

식에서 물 입구온도가 증가할수록 분자에 해당하는 실제 온도차의 증가율보다 분모에 해당하는 최대 온도차의 증가율이 더 커지기 때문이다. L/G비가 증가할수록 유효성이 증가하는데 그 이유는 공기와 물 분무입자 사이의 접촉면적이 커져서 열전달이 잘 일어나 공기입구와 출구에서의 온도차가 커져서 현열 열전달량이 증가하기 때문이다. Fig. 7(b)는 현열과 잠열을 고려한 유효성으로 물 입구온도가 증가할수록, L/G비가 증가할수록 유효성이 증가하며 대부분의 경우 유효성이 100 % 보다 크다. 그 이유는 공기와 물 분무입자 사이에 물질전달이 활발하게 일어나서 현열에 의한 열전달 보다는 잠열에 의한 열전달 효과가 훨씬 크기 때문이다.

4. 결론

물 직접접촉식 공기조화장치의 성능시험과 성

능해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 물 직접접촉식 공기조화장치의 용량을 결정하는 변수인 $\frac{h_c A}{C_{pm}}$ 의 실험식을 성능시험 결과로부터 물유량과 공기유량의 함수로 구하여 성능 해석 프로그램을 작성하였다.
- 2) 냉방성능 해석에서 Spray nozzle에서 분무되는 냉각수 온도가 낮아질수록, 냉각수 유량이 증가할수록 공기 출구의 온도와 습도비가 감소한다. 유효성은 냉각수 유량이 증가할수록 증가하며, 현열과 잠열을 모두 고려할 경우 80 % 이상으로 나타났다.
- 3) 난방성능 해석에서 Spray nozzle에서 분무되는 물 온도가 높아질수록, 물유량이 증가할수록 공기 출구의 온도와 습도비가 증가한다. 유효성은 현열과 잠열을 모두 고려할 경우 대부분 100 % 이상으로 나타나며, 잠열에 의한 효과가 훨씬 크다.

후기

본 연구는 과학기술부에서 지원하는 연구성과 확산사업의 일부로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) ASHRAE Handbook, 1996, "Heating, Ventilating and Air-Conditioning Systems and Equipment", ASHRAE Inc.
- (2) ASHRAE Handbook, 1997, "Fundamentals", ASHRAE Inc.
- (3) ASHRAE Handbook, 1999, "Heating, Ventilating and Air-Conditioning Applications", ASHRAE Inc.
- (4) 유성연, 2000, "물 직접접촉식 다목적 공기조화장치 개발", 과학기술부 연구보고서.
- (5) W.F. Stoecker and J.W. Jones, 1982, "Refrigeration and Air Conditioning", McGraw-Hill, pp. 69~71, pp. 423~430.