

## 소형 흡착식 제습기의 모델 개발

김 동 선\*

한국교통대학교 기계공학과

### Modelling of a Small Domestic Solid Desiccant Dehumidifier

Dong-Seon Kim\*

*Department of Mechanical Engineering, Korea National University of Transportation, Daehak-ro 50, Chungbuk 380 -702, Korea*

*(Received 2012. 8. 28. / Accepted 2012. 10. 24.)*

**Abstract** : A small domestic desiccant dehumidifier is modelled using effectiveness models for a desiccant wheel and a wet-air condenser. The desiccant wheel and condenser models are used to compose a system model in the form of a set of simultaneous linear algebraic equations, which is solved by Gauss method. The system model is used to simulate the behaviour of a dehumidifier with a 1kW electric air heater. It is found that the maximum COP is about 0.5 and dehumidification capacity is 18kg/day when the ratio of dehumidification area is 0.7. The optimum wheel thickness and face velocity are found 100mm and 1.5m/s, respectively.

**Key words** : desiccant wheel, analytical model, effectiveness, dehumidification, heat and mass transfer

#### Nomenclature

A : area, m<sup>2</sup>  
 c : water content, kgwater/m<sup>3</sup>  
 Cp : specific heat, kJ/kgK  
 h : transfer coefficient, kW/m<sup>2</sup>K, m/s  
 hfg : adsorption heat, kJ/kg  
 Ja : Jakob number, -  
 L : channel length, m  
 m : mass, kg  
 $\dot{m}$  : mass flow rate, kg/s  
 N : NTU, -  
 $\dot{n}$  : mass flux, kg/m<sup>2</sup>s  
 $\dot{q}$  : heat flux, kW/m<sup>2</sup>  
 T : temperature, K  
 t : time, s  
 t\* : non-dimensional time, t/τ, -  
 v : face velocity, m/s  
 x : distance in flow direction, m  
 β : ratio of dehumidification to total area

ε : effectiveness, -  
 ρ : density, kg/m<sup>3</sup>  
 τ : period of a process, s  
 χ : humidity ratio, kg/kg

#### Super- and subscripts

r, p : regeneration, process air  
 s, l : sensible, latent heat  
 t, m : heat, mass transfer  
 a, s, w : air, desiccant, water  
 \* : saturation or dew point

#### 1. 서 론

최근 실내 공기의 질에 대한 소비자의 관심이 높아지면서 가정용 공기 청정, 가습 및 제습기 등을 포함한 소형 공조기 시장이 확대되고 있다. 그 중 소형 제습기는 기존 증기 압축식 제습기들의 높은 소음 수준 때문에 저소음 제습기에 대한 관심이 높고 있

\* Corresponding author. E-mail: dongseonkim@ut.ac.kr

다. 본 연구에서는 저소음 제습기중의 하나인 흡착식 제습기에 대한 모델을 개발하고 그 특성을 분석하였다. 흡착식 제습기는 구조가 간단하고 기계적 운동을 하는 부품이 적어 소음이 적은 장점이 있으나 증기 압축식에 비해 상대적으로 많은 에너지를 소모하므로 에너지 효율이 낮은 단점이 있다. 대부분의 흡착식 제습기는 제습휠(desiccant wheel)을 채용하고 있는데 그 거동이 매우 복잡하여 아직 만족스러운 해석모델이 개발되어 있지 않았다. 최근 본 저자는 제습휠의 해석모델<sup>1)</sup>을 개발하였는데 그 결과를 이용하여 제습휠의 유용도 모델을 개발하여 본 연구에 적용하였다. 제습휠 외에 제습기의 주요 요소인 공랭식 응축기에도 단순한 유용도 모델을 적용하여 전체 모델을 대수방정식으로 표현함으로써 시뮬레이션 과정을 크게 단순화하였다. 본 연구에서 개발한 모델은 흡착식 제습기의 성능모사와 그 최적화를 위해 사용될 수 있을 것이다.

## 2. 모델 개발

Fig. 1에 흡착식 제습기를 개략적으로 도시하였다. 그림에 나타난 바와 같이 흡착식 제습기는 크게 공기히터(Air heater), 제습휠(Desiccant wheel)과 습 공기 응축기(Wet-air condenser)로 구성된다.

시스템에는 크게 재생(regeneration) 및 제습공기(process air)의 두 개 공기 흐름이 있는데 우선 재생공기는 우선 제1응축기(cond#1)을 냉각(1→2)하여 온도가 높아진 상태에서 공기히터(Air heater)를 통과한 후 고온상태(100°C내외)로 제습휠의 재생부 입구(3)에 도달한다. 이 고온공기는 제습휠을 통과하며 제습제를 가열하며 수분을 빼앗아 중온(50°C내외)의 다습한 공기로 제습휠을 나온다(3→4). 다습한 공기는 제1응축기에서 냉각되어 온도와 습도가 낮아진다(4→5). 제1응축기의 고온측 출구(5) 공기는 물과 공기가 섞인 2상(two-phase) 상태로서 만약 제1응축기의 성능이 충분하지 못한 경우에는 다시 제2응축기(cond#2)를 사용할 수 있다. 제2응축기의 냉각공기 상태는 유량을 제외하고 제1응축기의 입구조건과 동일하다. 결국 제습휠에서 제거된 수분의 대부분은 응축기를 거쳐 최종적으로 물로 배출되는데 응축기의 성능이 떨어지면 제습된 수분이다

시 실내로 돌아가게 되므로 시스템 효율이 크게 낮아진다. 한편 제습공기는 저온 다습한 상태로 제습부 입구(6)로 유입하여 건조한 상태로 제습휠을 나간다(7). 이 모든 과정 중에 제습휠은 일정한 회전 속도로 회전하며 그림에 나타난 것처럼 제습휠의 전면 면적에서 제습부가 차지하는 비율( $\beta$ )은 100°C 이상의 고온으로 재생하는 경우 보통 0.7-0.8의 범위에서 결정한다.  $\beta$ 는 제습휠의 회전속도와 함께 제습휠 최적화의 주요 인자로서 제습휠의 성능에 미치는 영향은 나중에 알아보도록 하겠다.

Fig. 1의 시스템 모델을 개발하기 위해서 다음 절에서는 우선 제습휠과 응축기모델을 소개하도록 하겠다.

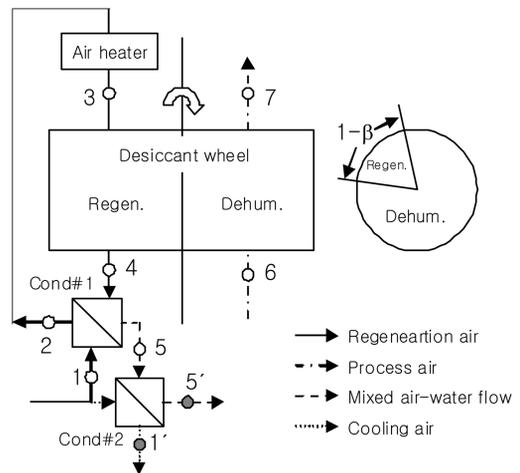


Fig. 1 Schematic diagram of a solid desiccant dehumidifier.

### 2.1 제습휠 모델

우선 아래의 내용은 아직 출판되지 않은 본 저자의 선행연구<sup>1)</sup>를 정리한 것임을 밝힌다. 제습휠에서 제습제의 평균 온도( $T_s$ )와 수분함량( $c_s$ )에 대한 지배방정식은 다음과 같이 두 개의 선형 미분방정식으로 단순화할 수 있다<sup>2)</sup>.

$$\frac{dT_s}{dt} = - \frac{A(\dot{q}_s + h_{fg}^* \dot{n})}{m_s C_{ps}} \quad (1)$$

$$\frac{dc_s}{dt} = - \frac{\rho_s A \dot{n}}{m_s} \quad (2)$$

여기서  $m_s$ 와  $A$ 는 각각 제습휠의 단일 유로 내부의

제습제 질량 및 표면적,  $\dot{q}_s$ 와  $\dot{n}$ 는 각각 표면에서의 현열 및 질량(수분)유속을 의미한다.

유로 내에서 공기 온도와 수분함량의 프로파일 시간에 관계없이 일정(완전발달)하다고 가정하면 에너지와 질량보존 법칙에 의해 다음과 같이 현열( $\dot{q}_s$ ) 및 잠열( $\dot{q}_l = h_{fg}^* \dot{n}$ )에 대한 방정식을 얻는다.

$$\frac{d\dot{q}_s}{dt^*} = a_{11}\dot{q}_s + a_{12}\dot{q}_l \quad (3)$$

$$\frac{d\dot{q}_l}{dt^*} = a_{21}\dot{q}_s + a_{22}\dot{q}_l \quad (4)$$

여기서 무차원 시간  $t^*$ 는 시간  $t$ 를 운전주기  $\tau$ 로 나눈 값으로서  $t^* = t/\tau$ 로 정의되고 계수  $a_{11}$ - $a_{22}$ 는 다음과 같이 정의한다.

$$a_{11} = -\varepsilon_t C^*, \quad a_{12} = -\varepsilon_l C^*, \quad a_{21} = -\frac{\varepsilon_m C^*}{Ja_a}$$

$$a_{22} = -\frac{\varepsilon_m C^*}{Ja_a} (1 + Ja_s) \quad (5)$$

한편 식(5)의 계수에 포함된 무차원 변수들은 다음과 같이 정의된다.

$$\varepsilon_t = \frac{N_t}{1 + N_t} \quad (6)$$

$$\varepsilon_m = \frac{N_m}{1 + N_m} \quad (7)$$

$$C^* = \frac{\dot{m}_a C_{pa} \tau}{m_s C_{ps}} \quad (8)$$

$$Ja_a = \frac{\rho_a C_{pa}}{h_{fg}^*} \left( \frac{\partial T}{\partial c_a^*} \right) \quad (9)$$

$$Ja_s = \frac{\rho_s C_{ps}}{h_{fg}^*} \left( \frac{\partial c_a^*}{\partial c_s} \right) \left( \frac{\partial T}{\partial c_a^*} \right) \quad (10)$$

윗식에서  $N_t$ 와  $N_m$ 은 각각 열 및 물질전달 NTU로서  $N_t = h_t A / \dot{m}_a C_{pa}$ ,  $N_m = \rho_a h_m A / \dot{m}_a$ 으로 정의되며 식(9)와 (10)에서 정의한 Jacob수는 각각 공기와 제습제의

수분함량 변화에 따른 평형 온도변화를 나타내는 인자로서 잠열에 대한 현열의 변화율을 결정하는 제습제의 열역학적 특성치들로서 제습제가 정해지면 그 평형상태 방정식에 의해 결정된다.

식(3)과 (4)의 해는 부록A에 정리한 바와 같이 두 개의 고유값(eigenvalue)을 갖는 지수함수의 선형결합으로 주어지며 이를 이용하면  $t^* = 0 \sim 1$  동안 현열 및 잠열유속의 시간 평균을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\bar{\dot{q}}_s = D_{11}\dot{q}_{s0} + D_{12}\dot{q}_{l0} \quad (11)$$

$$\bar{\dot{q}}_l = D_{21}\dot{q}_{s0} + D_{22}\dot{q}_{l0} \quad (12)$$

식(11)과 (12)에서  $\dot{q}_{s0}$ 와  $\dot{q}_{l0}$ 는 각각  $t^* = 0$ 에서 현열과 잠열유속으로서 이 초기값들만 주어지면 현열 및 잠열유속의 시간평균을 구할 수 있고 따라서 다음과 같이 출구에서 공기의 평균 온도 및 절대습도를 계산할 수 있다.

$$\bar{T}_{ao} - T_{ai} = \frac{A}{m_a C_{pa}} (D_{11}\dot{q}_{s0} + D_{12}\dot{q}_{l0}) \quad (13)$$

$$\bar{\chi}_o - \chi_i = \frac{A}{h_{fg}^* m_a} (D_{21}\dot{q}_{s0} + D_{22}\dot{q}_{l0}) \quad (14)$$

그러나 유감스럽게도 초기값을 구하는 과정이 그리 단순하지 않다. 초기값의 결정을 위해서는 제습 운전과 재생운전의 해를 포함해 제습제의 에너지와 질량 보존 방정식과 함께 연립해서 풀어야하는데 본 저자의 선행연구<sup>1)</sup>에서는 이 방정식들을 4x4의 계수 행렬을 가진 선형행렬방정식으로 표현하였다. 그 유도 과정이 복잡하므로 여기서는 생략하고 결과만 아래에 정리하겠다. 결론적으로 초기값의 행렬방정식을 전개하면 식(13)과 (14)의  $\dot{q}_{s0}$ 와  $\dot{q}_{l0}$ 를 제습 및 재생공기의 입구조건의 선형함수로 표현할 수 있으며 Fig. 1의 제습공기에 대해서는 그림에 표시한 작동점(operating point)을 하첨자로 하여 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$T_{07} - T_{06} = \varepsilon_{t1}(T_{03} - T_{06}) - \varepsilon_{t2}(T_{03}^* - T_{06}^*) \quad (15)$$

$$T_{06}^* - T_{07}^* = \varepsilon_{m1}(T_{03} - T_{06}) - \varepsilon_{m2}(T_{03}^* - T_{06}^*) \quad (16)$$

식(15)와 (16)에서 절대습도  $\chi$  대신 이슬점(dew point temperature)  $T^*$ 를 사용하였음에 주목하기 바란다. 이는 제습기 내부에서  $\chi$ 의 변화범위가 충분히 작으면  $\chi$ 와  $T^*$ 사이 선형관계를 근사할 수 있기 때문에 원래 식의  $\chi$  대신에  $T^*$ 의 선형함수 즉,  $\chi = (\partial\chi/\partial T^*)T^* + const.$ 를 대입하고 정리한 것이다. 한편 식에서  $\varepsilon_{t1}$ 과  $\varepsilon_{t2}$ 는 제습휠의 열전달 유용도,  $\varepsilon_{m1}$ 과  $\varepsilon_{m2}$ 는 물질전달 유용도로 정의할 수 있으며 각각은 식(5)의 무차원 변수들의 함수로 표현할 수 있다.

한편 보존법칙에 따라 제습공기가 얻은 현열은 재생공기가 잃은 현열과 같고 잠열도 마찬가지이므로 Fig. 1의 재생공기에 대해 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$(\dot{m}C_p)_r(T_{03} - T_{04}) = (\dot{m}C_p)_p(T_{07} - T_{06}) \quad (17)$$

$$\dot{m}_r(T_{03}^* - T_{04}^*) = \dot{m}_p(T_{07}^* - T_{06}^*) \quad (18)$$

여기서  $\dot{m}_r$ 과  $\dot{m}_p$ 는 각각 재생공기와 제습공기의 유량이다. 이상으로 제습휠 모델은 완성되었다. 재생공기 입구(3)와 제습공기 입구(6)에서의  $T$ 와  $T^*$ 가 주어지면 식(15)~(18)을 이용하여 출구에서의 값들을 쉽게 계산할 수 있다.

마지막으로 위에서 정의한 제습휠의 유용도  $\varepsilon_{t1}$ ,  $\varepsilon_{t2}$ ,  $\varepsilon_{m1}$ 과  $\varepsilon_{m2}$ 에 대해 살펴보겠다. 전술한대로 이들 유용도의 해석적 표현은 매우 복잡하여 여기에는 실지 않고 대신 한 전형적인 제습휠에 대해 계산한 값들을 Fig. 2에 도시하였다. 그림의 결과를 얻기위해 편의상 식(6)과 (7)에서  $N_t=N_m$ 이고 재생과 제습공기의 전면속도가 동일함(단일 유로내 공기 유량이 동일함)을 가정하였고 제습제의 평형상태 방정식은 기존의 연구<sup>3)</sup>에서 구하였다. 이 경우 제습휠의 성능은 그림에 표시한 바와 같이  $\varepsilon_t C_1^*$ 와  $\beta$ 의 두 무차원 변수에만 의존하는데 이때  $C_1^*$ 는 식(8)에서  $\tau$ 에 제습 운전주기 즉,  $\tau=\tau_1$ 을 사용했으며  $\beta$ 는 회전주기에 대한 제습주기의 비 즉,  $\beta=\tau_1/(\tau_1+\tau_2)$ 을 의미한다.

우선 그림에서  $\beta$ 가 0.5에서 0.9로 증가하면서 모든 경우에 유용도가 감소하는 것을 볼 수 있다. 그림에 나타내지는 않았지만  $\beta$ 가 0.5에서 감소하는 경우

에도 유용도는 감소하는 것으로 나타나 모든 경우에  $\beta=0.5$ 에서 유용도가 최대인 것으로 예측되었다. 이는 Fig. 1을 설명하면서 고온으로 제습하는 경우 제습휠의  $\beta$ 를 0.7-0.8 범위에서 결정한다고 한 것을 기억하면 일견 모순된 것처럼 보이지만 이 점에 대해서는 나중에 시뮬레이션 결과와 함께 설명하겠다.

$\beta$ 가 일정한 경우에 유용도는  $\varepsilon_t C_1^*$ 만의 함수인데 유용도의 종류에 따라 거동이 다른 것을 볼 수 있다. Fig. 2(a)에서  $\varepsilon_{t1}$ 은  $\varepsilon_t C_1^*$ 이 증가하면서  $\varepsilon_t C_1^*=1-2$ 의 구간에서 최대값을 가지고 Fig. 2(c)에서  $\varepsilon_{m1}$ 은  $\varepsilon_t C_1^*=3-40$ 의 구간에서 최대값을 가지는 반면에 그림 2(b)와 2(d)의  $\varepsilon_{t2}$ 와  $\varepsilon_{m2}$ 는 대체로  $\varepsilon_t C_1^*$ 이 증가하면서 감소하는 모습을 보인다.  $\varepsilon_{t2}$ 와  $\varepsilon_{m2}$ 는 식(15)와 (16)에서 볼 수 있듯이 재생공기의 이슬점  $T_{03}^*$ 와 제습공기의 이슬점  $T_{06}^*$ 의 차이에 의해 전달되는 현열과 잠열 전달율에 관여하는데 보통  $T_{03}^* \approx T_{06}^*$ 이므로  $\varepsilon_{t2}$ 와  $\varepsilon_{m2}$ 가 제습휠 성능에 미치는 영향은 매우 제한적이다.

따라서 제습휠의 성능은  $\varepsilon_{t1}$ 과  $\varepsilon_{m1}$ 에 크게 의존하며 이 값들이 최대가 되는 지점에서 제습휠을 운전하는 것이 유리할 것이다. 무차원 변수  $\varepsilon_t C_1^*$ 가  $\tau_1$ 을 포함하고 있음을 기억하면 Fig. 2(a)와 2(c)의 결과는 어떤 제습휠이든간에  $\varepsilon_{t1}$  또는  $\varepsilon_{m1}$ 을 최대로 하는 최적의  $\tau_1$ 이 존재함을 의미한다.

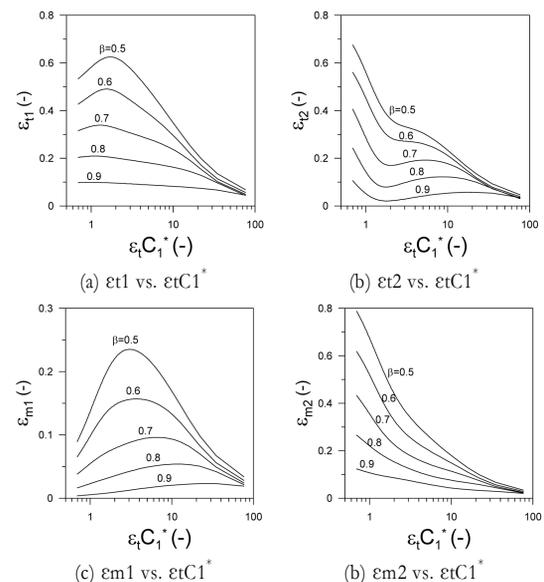


Fig. 2 Effectiveness of a desiccant wheel ( $N_t=N_m$ , silica gel<sup>3)</sup>).

2.2 응축기 모델

Fig. 3에는 Fig. 1에서 cond#1으로 표시한 응축기의 제어체적을 도시하였다. 제습기의 재생부에서 유입하는 고온다습한 공기가 냉각되어 저온의 공기와 물이 섞인 2상의 상태로 응축기를 나가는(4→5) 한편 반대쪽에서는 저온 공기가 열을 빼앗아(1→2)온도가 높아진다.

고온다습한 공기는 냉각되면서 현열과 잠열을 내어놓는데 Fig. 3의 제어체적  $d\xi$ 에서 현열과 잠열의 변화는 다음 같이 쓸 수 있다.

$$d\dot{Q}_s = (\dot{m}C_p)_r dT_h = -(T_h - T^i)h_t Ad\xi \quad (19)$$

$$d\dot{Q} = h_{fg}\dot{m}_r d\chi = -(\chi - \chi^i)\rho_a h_{fg} h_m A d\xi \quad (20)$$

여기서  $T_h$ 는 고온측 공기의 건구온도  $T^i$ 는 벽면의 온도이고  $\chi^i$ 는  $T^i$ 에서 포화된 습공기의 절대습도를 나타낸다. 식(20)은  $\chi^i$ 와 고온측 공기의 절대습도  $\chi$ 와의 차이가 작을 경우 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$d\dot{Q} = \frac{(\dot{m}C_p)_r}{J_a} dT^* = -(T^* - T^i) \frac{\rho_a C_p h_m A}{J_a} d\xi \quad (21)$$

여기서  $J_a$ 는 식(9)와 동일한 형태로 정의되는데 습공기에 대해서는  $J_a = C_p(\partial T^*/\partial \chi)/h_{fg}$ 로 쓸 수 있다. 습공기에 대해  $Le=1$ 을 가정하면  $\rho_a C_p h_m = h_t$ 임을 고려하고 식(21)에  $J_a$ 를 곱한 후 식(19)를 빼면

$$\frac{d(T_h - T^*)}{T_h - T^*} = -Nd\xi \quad (22)$$

를 얻을 수 있는데 여기서  $N$ 은  $N=N_i=N_m$ 으로 정의된다. 따라서 식(22)에 의해 고온측 공기의 입출구 온도에 대해 다음의 관계를 얻는다.

$$T_{04} - T_{04}^* = (T_{05} - T_{05}^*)e^{-N} \quad (23)$$

한편 식(19)와 (21)을 더하면 다음의 식을 얻는다.

$$d(\dot{Q}_s + \dot{Q}) = (\dot{m}C_p)_r d\left(T_h + \frac{T^*}{J_a}\right) = -\left[\left(T_h + \frac{T^*}{J_a}\right) - \left(1 + \frac{1}{J_a}\right)T^i\right]h_t Ad\xi \quad (24)$$

고온측에서 잃은 현열과 잠열을 저온측 공기에 대해 쓰면 다음과 같다.

$$-d(\dot{Q}_s + \dot{Q}) = (\dot{m}C_p)_r dT_c = \frac{(\dot{m}C_p)_r}{1 + J_a^{-1}} d\left[\left(1 + \frac{1}{J_a}\right)T_c\right] \quad (25)$$

단순화를 위해 저온측 열전달계수가 무한히 크다고 가정하고 식(24)에  $T=T_c$ 로 놓으면 식(24)와 (25)는 열용량이  $(\dot{m}C_p)_r$ 이고 온도가  $(T_h + T^*/J_a)$ 인 고온유체와 열용량이  $(\dot{m}C_p)_r/(1+1/J_a)$ 이고 온도가  $(1+1/J_a)T_c$ 인 저온유체가 흐르는 대향류 열교환기의 지배방정식과 동일하다. 따라서 열용량이 작은 저온공기의 출구온도  $T_{02}$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$T_{02} - T_{01} = \frac{\varepsilon_c}{1 + J_a^{-1}} \left[\left(T_{04} + \frac{T_4^*}{J_a}\right) - \left(1 + \frac{1}{J_a}\right)T_{01}\right] \quad (26)$$

여기서 응축기의 유용도  $\varepsilon_c$ 는 대향류 열교환기의 유용도와 동일한 형태로  $N=h_t A(1+J_a^{-1})/(\dot{m}C_p)_r$ 와  $C=1/(1+J_a^{-1})$ 의 함수로 다음과 같이 주어진다.

$$\varepsilon_c = \frac{1 - e^{-N(1-C)}}{1 - C e^{-N(1-C)}} \quad (27)$$

마지막으로 에너지보존법칙에 의해 고온 및 저온측 온도는 다음의 관계를 만족한다.

$$T_{02} - T_{01} = \left(T_{04} + \frac{T_4^*}{J_a}\right) - \left(T_{05} + \frac{T_5^*}{J_a}\right) \quad (28)$$

이상으로 응축기의 모델이 완성되었다. 예를 들

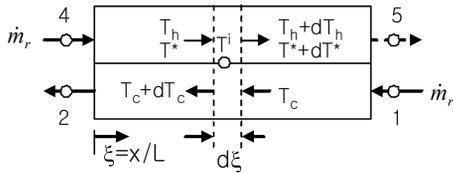


Fig. 3 Schematic diagram of a wet-air condenser.

어 입구 유량과 온도 즉,  $T_{04}$ ,  $T_{04}^*$  및  $T_{01}$ 이 주어지면 식(23), (26)과 (28)을 연립하여 풀어  $T_{05}$ ,  $T_{05}^*$  및  $T_{02}$ 를 구할 수 있다.

### 2.3 시스템 모델

이절에서는 이상에서 기술한 제습회와 응축기 모델을 포함하는 시스템 모델의 구성과 시뮬레이션 방법에 대해 기술하겠다.

우선 Fig. 1의 공기히터는 전기히터로서 히터의 표면 온도 등을 포함한 변수는 현 단계에서는 고려하지 않고 단순히 출구 공기의 건구온도만 전기입력  $Q_{elec}$ 의 함수로 다음과 같이 계산하였다.

$$\dot{Q}_{elec} = (\dot{m} C_p)_r (T_{03} - T_{02}) \quad (29)$$

또한 제2응축기(Fig. 1에서 cond#2)는 2.2절과 동일하게 모델링 가능하지만 본 연구에서는 시스템의 최대 성능을 예측하기 위해 응축기의 용량이 무한대로 크다고 가정하여  $T_{05} = T_{05}^* = T_{01}$ 로 놓았다. 따라서 Fig. 1의 작동점 5'에서 응축수 유량은 다음과 같다.

$$\dot{m}_{w,05'} = \dot{m}_r \left( \frac{\partial \chi}{\partial T^*} \right) (T_{05}^* - T_{01}) \quad (30)$$

만약 제2응축기를 사용하지 않고 작동점 5의 공기를 실외로 배출한다면 시스템에서 제거되는 총 수분량은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\dot{m}_{w,05} = \dot{m}_r \left( \frac{\partial \chi}{\partial T^*} \right) (T_{05}^* - T_{01}^*) \quad (31)$$

식(30)과 (31)에서 우측 마지막 항 온도가  $T_{01}$ 과

$T_{01}^*$ 으로 다른 것에 주목하기 바란다. 식(31)의 수분 유량은 제습회에서 제거된 총 수분량과 동일하지만 일반적으로  $T_{01} > T_{01}^*$ 이므로 식(30)의 값은 식(31)보다 작다.

Fig. 1의 시스템에서 제2응축기의 출구상태를 제외하면 7개의 작동점을 갖고 각 작동점에서 건구온도  $T$ 와 이슬점  $T^*$ 의 변수를 가지므로 총 14개의 변수가 존재한다. 이 중에 1→3 구간에서는 상변화가 일어나지 않으므로  $T_{01}^* = T_{02}^* = T_{03}^*$ 이며 작동점 1과 6의 조건( $T_{01}$ ,  $T_{01}^*$ ,  $T_{06}$ ,  $T_{06}^*$ )은 입력 값으로 주어진다. 따라서 총 14개 변수 중 8개 변수가 미지수로 남는데 나머지 방정식은 제습회에 대해 4개 (식(15)~(18)), 제1응축기에 대해 3개 (식(23), (26), (28))와 히터에 대해 1개(식(29))가 주어졌다. 앞에서 보았듯이 이 식들은 모두 선형대수방정식이므로 시스템 모델을 14x14의 계수행렬을 가진 선형 행렬방정식으로 표현하여 Gauss법으로 풀어냈다.

제습기의 성능은 에너지 입력에 대비한 제습량의 비율로 정의할 수 있을 것이다. 본 연구에서는 다음과 같이 COP를 정의하였다.

$$COP = \frac{h_{fg} \dot{m}_w}{\dot{Q}_{elec}} \quad (31)$$

여기서  $\dot{m}_w$ 는 시스템에서 제거되는 수분의 양을 나타내므로 COP는 히터입력에 대비하여  $\dot{m}_w$ 의 수분을 제거하는데 소비된 에너지의 비를 의미한다.

### 3. 결 과

전술한 모델을 이용하여 제습기 성능에 대한 몇 가지 인자의 영향을 평가하여 보았다. 우선 Fig. 4에 제습기의 COP에 대한  $\beta$ (제습구간의 무차원 면적)와 회전속도의 영향을 도시하였다. 모델 제습기의 제습회는 직경(D)이 200mm, 두께(L)가 100mm이고 유로는 높이 3mm, 너비 1.5mm의 sine 곡선 형상이며 silica gel이 코팅된 종이로 만들어져 있다<sup>3)</sup>. 시뮬레이션에서 재생, 제습공기의 입구조건은 동일하게 건구온도 27°C, 이슬점온도 23.7°C ( $T_{01} = T_{06} = 27^\circ\text{C}$ ,  $T_{01}^* = T_{06}^* = 23.7^\circ\text{C}$ , 상대습도 82%)로 주었고 제습회의

전면풍속( $v$ )은 1.5m/s이고  $h_i=50W/m^2K$ ,  $Le=1$ ,  $N_i=N_m$ , 히터 입력을 1kW로 고정한 상태에서  $\beta$ 와 회전속도를 달리하며 COP를 계산하였다.

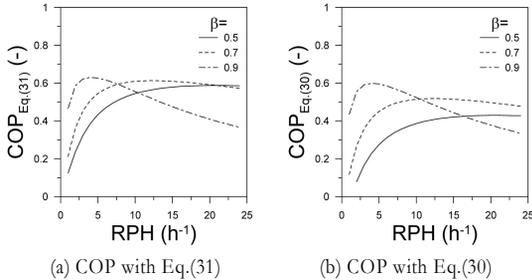


Fig. 4 Influence of  $\beta$  and revolution speed on COP ( $\dot{Q}_{elec}=1kW$ ,  $v=1.5m/s$ )

Fig. 4(a)의 COP는 식(31)을 사용하여 계산하였고 Fig. 4(b)에는 식(30)을 사용하였다. 따라서 Fig. 4(a)는 제습휠의 재생공기를 외부로 배출하는 경우의 COP를 나타내며 Fig. 4(b)는 응축기를 사용하는 제습기가 낼 수 있는 최대의 COP를 나타낸다.

먼저 Fig. 4(a)를 보면  $\beta$ 가 일정한 경우 COP가 최대가 되는 회전속도가 존재함을 볼 수 있는데  $\beta$ 가 작을수록 최적 속도가 낮아서  $\beta=0.9, 0.7, 0.5$ 인 경우 최적속도는 각각 4, 12, 22RPH이며 최대 COP는 각각 0.62, 0.61, 0.59 인 것으로 보인다.

Fig. 4(b)에서도 COP의 거동은 Fig. 4(a)와 유사하지만 그 절대값이 작은 것을 볼 수 있다. 이는 전술하였듯이 식(30)과 (31)에서  $T_{01}$ 이  $T_{01}^*$ 보다 크기 때문이며 응축기를 사용하는 가정용 제습기의 경우에는 제습휠에서 일차 제거된 수분의 일부가 실내로 다시 돌아가기 때문에 실외로 배출하는 경우보다 COP가 낮음을 의미한다. 이 경우  $\beta$ 의 COP에 대한 영향이 상대적으로 커서  $\beta=0.9, 0.7, 0.5$ 인 경우 최적속도는 각각 4, 14, 23RPH이고 최대 COP는 각각 0.59, 0.52, 0.42로 나타났다.

Fig. 4의 결과를 보면  $\beta$ 가 클수록 COP가 크다는 결론을 얻는데 이는 2.1절의 제습휠 모델에서  $\beta=0.5$ 에서 유용도가 최대가 된다는 사실에 모순인 것처럼 보인다. 사실 위의 결과에서 유용도는  $\beta=0.5$ 에서 최대이다. 하지만 재생공기의 온도  $T_{03}$ 가  $\beta$ 에 비례하기 때문에  $\beta$ 가 커지면 유용도는 작아지지만 상대적

으로  $T_{03}$ 가 더 커져서 식(16)에서  $T_{07}^*$ 은 오히려 더 낮아지는 결과를 얻는다. 하지만 같은 이유로  $\beta$ 를 무작정 크게 할 수는 없다. 왜냐하면 Fig. 4의 결과를 얻은 조건에서는  $\beta=0.9$ 의 경우 히터출구의 온도가 300°C를 초과하여 재질에 영향을 주거나 화재의 위험이 있기 때문이다. 따라서 히터 출구의 온도를 120°C 내외로 제한하면  $\beta$ 는 약 0.7이 적당하다.

Fig. 5에서는  $\beta=0.7$ 의 경우에 제습휠의 두께(L)와 전면유속( $v$ )이 제습량에 미치는 영향을 도시하였다. 먼저 Fig. 5(a)에서는 휠 두께가 두꺼워질수록 제습량이 증가하는 것을 볼 수 있는데  $L=50, 100, 150mm$ 일 때 최대 제습량이 각각 16.2, 18, 18.2kg/day로 나타나서 최적의 두께는 100mm 내외인 것을 알 수 있다. 한편 Fig. 5(b)에서는 전면풍속이 증가할수록 제습량이 증가하여  $v=1, 1.5, 2m/s$ 의 경우 최대 제습량이 각각 16.5, 18, 17kg/day로서 1.5m/s일 때 제습량이 가장 크다. 시뮬레이션 조건에서는  $\dot{Q}_{elec}=1kW$ 로 고정하였기 때문에  $v=1m/s$ 이하에서는 재생공기의 온도가 160°C를 초과하므로 실제 1m/s 이하로 운전하는 경우에는 히터입력을 줄여야 하며 따라서 실제 제습량은 이보다 더 작을 것이다.

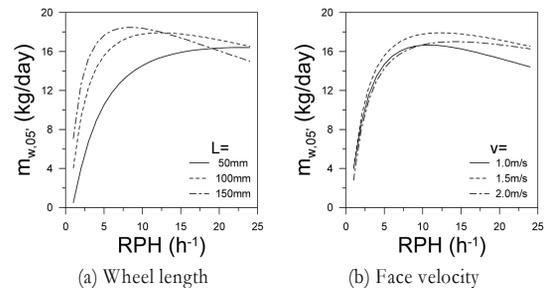


Fig. 5 Influence of wheel length and face velocity on dehumidification capacity ( $\dot{Q}_{elec}=1kW$ ,  $\beta=0.7$ )

이상에서 간단하게 제습기의 특성에 대해 알아보았다. 물론 제습기의 거동은 제습제의 종류에 따라 다르므로 제습제가 다르면 COP와 제습량 등의 성능지표들이 다를 것이다. 그러나 이상에서 고려한 인자들이 성능지표에 미치는 영향은 유사할 것으로 생각되며 본 모델은 제습기의 일반적인 거동을 잘 기술한다고 판단된다. 향후에는 제습기의 실측 결과와 비교하여 모델의 정확성을 검증할 계획이다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 가정용 소형 흡착식 제습기를 구성하는 주요 부품의 유용도 모델을 개발하고 대수방정식 형태의 지배방정식들을 결합하여 시스템 모델로 완성하였다. 전형적인 제습기의 운전 조건하에서 몇 가지 운전 및 설계인자가 가정용 제습기의 성능에 미치는 영향을 알아본 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 입력이 일정한 전기히터를 사용하는 경우 제습휠의 제습구간이 클수록 COP는 크지만 재생공기의 제한 최고온도를 고려하여 전체 면적에서 재생구간의 비율이 약 0.7 내외가 되도록 결정하는 것이 적당하며 이때 제습기의 이론상 최대 COP는 약 0.5인 것으로 예측된다.

2) 제습휠의 제습량을 최대로 하는 최적의 회전속도가 존재하며 제습구간이 클수록 최적속도가 느린데 본 연구에서 고려한 제습휠의 경우 제습구간의 비율이 0.7일 때 최적속도는 약 14RPH인 것으로 예측된다.

3) 제습량은 휠 두께에 비례하여 증가하지만 일정 길이 이상이면 제습량의 증가율이 느려지며 본 연구에서 고려한 제습휠의 경우 최적 두께는 약 100mm인 것으로 판단된다.

4) 제습량을 최대로 하는 제습휠의 전면 풍속이 존재하며 본 연구에서 고려한 제습휠의 경우 최적풍속은 약 1.5m/s인 것으로 판단된다.

#### Acknowledgement

본 연구는 2012년도 한국교통대학교 교내학술연구비의 지원을 받아 수행되었습니다.

#### 부록 A. 제습휠의 근사해

식(3)과 (4)의 연립방정식의 해는 다음과 같이 주어진다.  $t^*(=t/\tau)=0$ 에서  $\dot{q}_s = \dot{q}_{s0}$ ,  $\dot{q}_l = \dot{q}_{l0}$  이고  $t^*=1$ 에서  $\dot{q}_s = \dot{q}_{s\tau}$ ,  $\dot{q}_l = \dot{q}_{l\tau}$ 라 하면  $\dot{q}_{s\tau}$ 와  $\dot{q}_{l\tau}$  다음과 같다.

$$\dot{q}_{s\tau} = C_{11}\dot{q}_{s0} + C_{12}\dot{q}_{l0} \quad (A1)$$

$$\dot{q}_{l\tau} = C_{21}\dot{q}_{s0} + C_{22}\dot{q}_{l0} \quad (A2)$$

$$C_{11} = \frac{-\nu_1 e^{\lambda_1} + \nu_2 e^{\lambda_2}}{\nu_2 - \nu_1}, \quad C_{12} = \frac{\nu_1 \nu_2 (e^{\lambda_1} - e^{\lambda_2})}{\nu_2 - \nu_1},$$

$$C_{21} = \frac{-e^{\lambda_1} + e^{\lambda_2}}{\nu_2 - \nu_1}, \quad C_{22} = \frac{\nu_2 e^{\lambda_1} - \nu_1 e^{\lambda_2}}{\nu_2 - \nu_1} \quad (A3)$$

여기서 고유치와 고유벡터는 다음과 같다.

$$\lambda_{1,2} = \frac{1}{2}[(a_{11} + a_{22}) \pm \sqrt{(a_{11} + a_{22})^2 - 4(a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})}] \quad (A4)$$

$$\nu_1 = (\lambda_1 - a_{22})/a_{21} \quad (A5)$$

$$\nu_2 = (\lambda_2 - a_{22})/a_{21} \quad (A6)$$

한편  $t^*=0\sim 1$  사이의 시간평균은

$$\bar{\dot{q}}_s = D_{11}\dot{q}_{s0} + D_{12}\dot{q}_{l0} \quad (A7)$$

$$\bar{\dot{q}}_l = D_{21}\dot{q}_{s0} + D_{22}\dot{q}_{l0} \quad (A8)$$

$$D_{11} = \frac{-\nu_1(e^{\lambda_1} - 1)/\lambda_1 + \nu_2(e^{\lambda_2} - 1)/\lambda_2}{\nu_2 - \nu_1},$$

$$D_{12} = \frac{\nu_1 \nu_2 [(e^{\lambda_1} - 1)/\lambda_1 - (e^{\lambda_2} - 1)/\lambda_2]}{\nu_2 - \nu_1},$$

$$D_{21} = \frac{-(e^{\lambda_1} - 1)/\lambda_1 + (e^{\lambda_2} - 1)/\lambda_2}{\nu_2 - \nu_1},$$

$$D_{22} = \frac{\nu_2(e^{\lambda_1} - 1)/\lambda_1 - \nu_1(e^{\lambda_2} - 1)/\lambda_2}{\nu_2 - \nu_1} \quad (A9)$$

#### References

- 1) D.S. Kim and D.Y. Lee, "Development of a general analytical model for desiccant wheels", Korean Journal of Air- Conditioning and Refrigeration Engineering, submitted
- 2) Kim, D.S., Choi, Y.D., Lee, D.Y., 2011, Development of a simple analytical model for desiccant wheels-I. Approximate solution of the governing equations, Korean Journal of Air- Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 23,

No. 12, pp. 821~827.

- 3) Sphaier, L.A., Worek, W.M., 2004, Analysis of heat and mass transfer in porous sorbents used in rotary regenerators. *Int. J. Heat Mass Tran.*, Vol. 47, pp. 3415~3430.