

## 흡습 냉각 패드에서의 열 및 물질전달에 관한 연구

황 용 신, 이 대 영<sup>\*</sup>, 박 봉 철<sup>\*</sup>

한국과학기술연구원 열·유동제어연구센터, \*국민대학교 자동차공학 전문대학원

### Theoretical Analysis on the Heat and Mass Transfer in a Sorption Cool Pad

Yong-Sheen Hwang, Dae-Young Lee<sup>\*</sup>, Bongcheol Park<sup>\*</sup>

Thermal/Flow Control Research Center, Korea Institute of Science and Technology, Seoul 130-650, Korea

<sup>\*</sup>Graduate School of Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

(Received October 15, 2003; revision received December 8, 2003)

**ABSTRACT:** A sorption cool pad brings cooling effect without any pre-cooling, nor any external energy supply. It uses evaporative cooling effect stimulated by the desiccative sorption. In this paper, heat and mass transfer in the sorption cool pad are investigated theoretically. The evaporative cooling process caused by the desiccant is modeled and analyzed considering the sorption characteristics of the desiccant. Two nondimensional parameters are found to dominate the cooling process: one is related to the psychrometric characteristics and the other is to the sorption capacity of the desiccant. The former decides the time to reach the lowest temperature and the later controls the time duration of the cooling effect being sustained.

**Key words:** Sorption cooling(흡습 냉각), Desiccant(제습제), Sorption isotherm(흡습 등온선), Evaporative latent heat(증발잠열), Cool pad(냉각 패드)

#### 기 호 설 명

$A$  : 패드의 단면적 [ $m^2$ ]

$c$  : 비열 [ $J/g^\circ C$ ]

$c_{wb}$  : 식(19)로 정의되는 비열 [ $J/g^\circ C$ ]

$D$  : 물질확산계수 [ $m^2/s$ ]

$g_s$  : 포화습공기 곡선의 기울기 [ $g/g_{DA}/K$ ]

$h$  : 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]

$i$  : 습공기 엔탈피 [ $J/g_{DA}$ ]

$i_{fg}$  : 물의 증발잠열 [ $J/g$ ]

$J$  : 식(30)에서 정의된 무차원 수

$K$  : 총괄 물질전달계수 [ $g/m^2s$ ]

$k$  : 열전도율 [ $W/mK$ ]

$l$  : 제습제층과 물층 사이 거리 [ $m$ ]

$Le$  : Lewis 수

$M$  : 질량 [ $g$ ]

$m$  : 질량분율(mass fraction)

$P$  : 수증기 분압 [ $Pa$ ]

$P_o$  : 전체 압력 [ $Pa$ ]

$S$  : 식(30)에서 정의된 무차원 수

$T$  : 온도 [ $K$ ]

$t$  : 시간 [ $s$ ]

$W$  : 제습제 단위질량당 흡습량

$w$  : 절대습도 [ $g/g_{DA}$ ]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-958-5674; fax: +82-2-958-5689

E-mail address: ldy@kist.re.kr

그리스 문자

$\delta w$  : Fig. 4에서 정의된 절대습도차 [ $g/g_{DA}$ ]

- $\gamma$  : 제습제 등온선의 평균 기울기  
 $\phi$  : 상대습도  
 $\theta$  : 무차원 온도  
 $\tau$  : 무차원 시간

### 상첨자

- $L$  : 선형화

### 하첨자

- $a$  : 건공기(dry air)  
 $d$  : 제습제(desiccant)  
 $s$  : 포화(saturation)  
 $w$  : 물(water)  
 $wb$  : 습구(wet bulb)

## 1. 서 론

물의 증발잠열을 이용한 냉각기술은 현열만을 이용하는 경우에 비하여 수배에서 수십배까지 냉각성능을 향상시킬 수 있다. 이러한 방식은 적용방법이 간단하면서도 매우 효과적인 냉각성능을 제공할 수 있으며, 자연적 자원을 이용한다는 점에 있어서 환경친화적이라는 장점이 있다. 증발 냉각 현상을 활용한 증발 냉각기, 증발 냉각 패드(pad) 등이 공조시스템, 전자장비 냉각, 인체발열 냉각 등 다양한 분야에 적용되고 있다.<sup>(1-5)</sup>

한편 증발 냉각은 주위환경이 건조한 경우에는 매우 효과적이지만, 습도가 높은 경우에는 증발량이 작아지므로 증발에 의하여 얻을 수 있는 냉각 효과가 크지 않다. 이러한 문제점을 해결하기 위하여 Hwang et al.<sup>(6)</sup>은 제습제를 이용하여 증발을 촉진시키는 방법을 고안한 바 있다. 제습제는 습기에 대해 강한 친화력이 있는 물질로 제습제의 이용으로 주위 습도에 관계없이 증발 냉각 효과를 얻을 수 있다.

Hwang et al.<sup>(6)</sup>이 고안한 흡습 냉각 패드의 개념적 구조를 Fig. 1에 나타내었다. 흡습 냉각 패드는 제습제층과 물층의 두 층으로 구성되어 있으며, 두 층은 직접 접촉되지 않도록 사이에 일정한 간격이 유지되어 있다. 물층의 표면과 제습제 표면의 수증기 농도차에 의하여 물의 증발이

유도되고, 증발잠열에 의하여 물층의 온도가 낮아지게 된다. 이 냉각 패드의 냉각성능에 영향을 미치는 요인으로는 제습제의 제습성능, 비열 등 물성에 관련된 것과, 제습제층과 물층과의 거리, 물과 제습제 각각의 질량 등 냉각 패드의 설계변수 및 주위 온도, 습도 등 여러 가지 요인이 있다. 흡습 냉각 패드의 최저도달온도 및 냉각효과 지속시간 등 냉각성능을 향상시키기 위해서는 이러한 요인들이 냉각과정에 미치는 영향을 이해하여야 한다.

본 연구에서는 흡습 냉각 패드에서의 열 및 물질전달을 해석한다. 흡습 냉각과정에서 상기한 인자들의 물리적 연관성을 파악하기 위하여 몇 가지 가정을 통해 지배방정식을 간략화하여 중요 무차원수를 도출하며, 저온부 온도에 대한 해석해를 구한다. 무차원수가 저온부 온도에 미치는 영향을 분석하여, 제습제의 물성, 냉각 패드 설계변수 등이 냉각 패드의 냉각성능에 미치는 영향을 고찰한다.

## 2. 흡습 냉각과정의 모델링

### 2.1 흡습 냉각과정에서의 열 및 물질평형

Fig. 1에 나타낸 흡습 냉각 패드에서 제습제가 물층으로부터 증발을 유발하므로 시간이 경과함에 따라 증발잠열에 의하여 물층의 온도는 감소하며, 반대로 제습제층에서는 수증기의 응축열에 의하여 온도가 상승한다. 제습제의 온도가 상승하면 제습제와 물층 사이의 온도차가 커져 물층으로의 열유입량이 커지며, 또한 제습제 표면에서 수증기 평형농도가 증가하고 물층과의 농도차가 감소하여 물 증발이 감소하게 된다. 결과적으로 제습제의 온도가 상승하면, 물층의 최저도달 온도가 상승하고, 냉각효과 지속시간이 감소하게 된다.<sup>(6)</sup>

본 연구에서는 냉각 패드의 최대냉각효과에 초

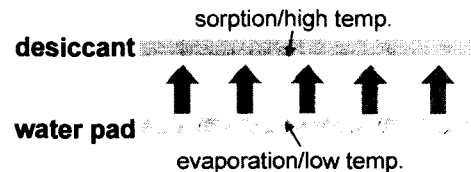


Fig. 1 Schematics of the sorption cool pad.

점을 맞춰, 제습제층이 적절하게 냉각되어 온도가 일정하게 유지되며, 외부로부터 물층으로의 열유입이 없는 경우를 해석한다. 이러한 경우 냉각 패드에서 일어나는 열 및 물질전달과정을 다음과 같은 질량 및 에너지평형 관계식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{dM_w}{dt} = -KA(m_w - m_d) \quad (1)$$

$$M_d \frac{dW_d}{dt} = KA(m_w - m_d) \quad (2)$$

$$\frac{d(M_w c_w T_w)}{dt} = hA(T_d - T_w) - KA(m_w - m_d) i_{fg} \quad (3)$$

$$M_w(0) = M_{w0}, \quad W_d(0) = W_{d0}, \quad T_w(0) = T_0 \quad (4)$$

$$T_d = T_0$$

여기서,  $M$ 은 질량이고,  $m$ 은 질량분율이며,  $h$ 는 열전달계수,  $K$ 는 물질전달계수,  $c$ 는 비열,  $i_{fg}$ 는 물의 잠열,  $W_d$ 는 제습제 단위질량당 흡습량을 나타낸다. 하첨자  $d$ 는 제습제,  $w$ 는 물을 의미한다. 위 식에서 제습제와 물 사이 공기에 포함된 수증기의 질량변화 및 내부에너지 변화는 무시하였다.

위 식에서 변수는  $W_d, M_w, T_w, m_w, m_d$ 로서 지배방정식을 완성하기 위하여 두 개의 구성방정식이 추가된다. 이들 구성방정식은 물층 표면에서의 수증기 평형농도 관계식<sup>(7)</sup>

$$m_w = \frac{0.622(P_w/P_o)}{1 - 0.378(P_w/P_o)} \quad (5)$$

$$P_w = P_s(T_w) \quad (6)$$

과, 제습제의 흡습특성 관계식

$$W_d = f(\phi_d) \quad (7)$$

$$\phi_d = \frac{P_d}{P_s(T_d)}, \quad m_d = \frac{0.622(P_d/P_o)}{1 - 0.378(P_d/P_o)} \quad (8)$$

으로 주어진다. 여기서,  $\phi$ 는 상대습도이며,  $P_o$ 는 대기압이다. 식(7)의 흡습 특성곡선은 Fig. 2와 같은 상대습도에 따른 흡습량의 변화를 나타내는 등

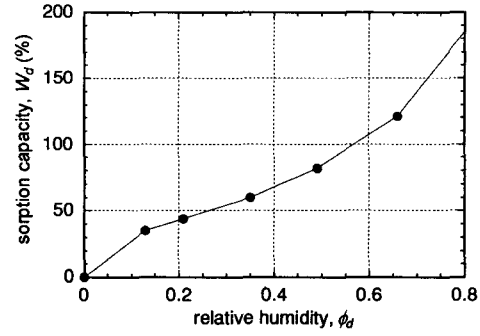


Fig. 2 Sorption isotherm of the desiccant.

온곡선(isotherm curve)으로부터 얻을 수 있다.<sup>(6,7)</sup>

### 2.2 지배방정식의 간략화

식(1)~(8)에서 알 수 있는 바와 같이 냉각 패드의 냉각과정에 영향을 미치는 인자들로는 제습제의 제습특성, 비열, 제습제층과 물층 사이의 열전달계수 및 물질전달계수, 물과 제습제 각각의 질량, 초기온도, 주위 온도 등 여러 가지 요인이 있다. 이러한 인자들의 독립적인 영향을 실험이나 수치해석으로 세밀히 분석하는 것은 상당히 어려우며, 지배방정식의 무차원화를 통한 주요 무차원수의 도출 등 이론적 접근이 필요하다. 본 연구에서는 냉각과정에서 각 인자들의 물리적 연관성을 파악하기 위하여 몇 가지 가정을 통해 지배방정식을 간략화한 후 해석해를 구한다.

물의 현열은 잠열에 비하여 상당히 작으므로, 식(1)을 식(3)에 대입하여 물층의 에너지평형식을 다음과 같이 간략하게 나타낼 수 있다.

$$M_w c_w \frac{dT_w}{dt} \approx hA(T_d - T_w) - KA(m_w - m_d) i_{fg} \quad (9)$$

전달현상에서 분자확산이 지배적인 경우 열전달과 물질전달의 상대적인 비는 루이스 수(Lewis number)로 나타낼 수 있다. 일반적으로 기체 혼합물의 루이스 수는 1에 가까우며, 특히 공기 수증기 혼합물의 경우 루이스 수를 1로 가정하여 열 및 물질전달과정을 정확하게 해석할 수 있음이 알려져 있다.<sup>(7)</sup> 이러한 가정으로부터 열전달계수와 물질전달계수 사이의 관계를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{h}{Kc_a} = \frac{k/l}{(\rho D/l)c_a} = Le \approx 1, K \approx \frac{h}{c_a} \quad (10)$$

또한 대기조건에서 수증기의 질량분율은 1보다 매우 작으므로 질량분율을 다음과 같이 절대습도로 나타낼 수 있다.

$$m = \frac{w}{1+w} \approx w \quad (11)$$

일반적으로 습공기의 엔탈피에서 수증기의 현열이 차지하는 비중이 매우 작으므로, 이를 무시하고 엔탈피를 다음과 같이 나타낼 수 있다.<sup>(1,3,7)</sup>

$$i = i_0 + c_a(T - T_0) + (w - w_{s0})i_{fg} \quad (12)$$

물의 증발량이 물의 초기질량에 비하여 충분히 작은 경우, 식(9)~(12)를 이용하여 식(2), (3)을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_{w0}c_w \frac{dT_w}{dt} = -\frac{hA}{c_a}(i_w - i_d) \quad (13)$$

$$M_d \frac{dW_d}{dt} = \frac{hA}{c_a}(w_w - w_d) \quad (14)$$

위 식은 물층을 냉각하는 구동력이 물층과 제습제층 사이의 엔탈피 차이임을 나타낸다. 이를 고려하여 물층의 냉각과정을 Fig.3의 습공기 선도에 나타내었다. 제습제가 건조한 상태이면, 즉 흡습량이 작으면 제습제 표면의 평형 상대습도가 낮아 엔탈피가 상당히 낮다. 물 표면의 공기는 포화습공기 상태이므로, 엔탈피가 상대적으로 높아

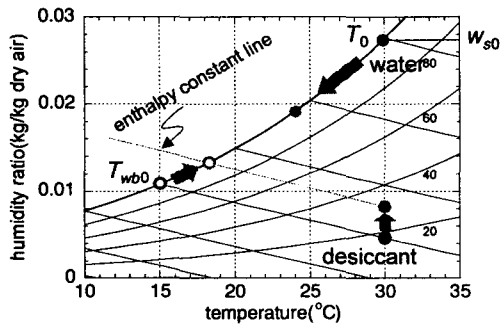


Fig. 3 Cooling mechanism of the cool pad.

제습제 표면 습공기와 엔탈피 차이에 의하여 물층이 냉각된다. 한편 제습제는 수증기 흡습량이 증가함에 따라 표면의 평형 상대습도가 증가한다. Fig.3으로부터 냉각 패드의 이상적인 최저도달온도는 제습제 표면의 초기 습구온도  $T_{wb0}$ 임을 알 수 있다.

식(13), (14)는 선형이지만 식(6)~(8)의 구성방정식이 비선형이므로, 이론해를 얻기 위해서는 구성방정식의 선형화가 필요하다.

우선 포화 절대습도를 Fig.4에 나타낸 바와 같이 온도의 일차함수 형태로 선형화하여 다음 식과 같이 나타낸다.<sup>(1)</sup>

$$w_s \approx w_{s0}^L + g_s(T - T_0) \quad (15)$$

$$w_{s0}^L = w_{s0} - (2/3)\delta w \quad (16)$$

$$T_{wb0}^L = T_{wb0} + \frac{(2/3)\delta w}{g_s + c_a/i_{fg}} \quad (17)$$

위 식에서  $g_s$ 는 Fig.4에 나타낸 바와 같이 물층의 초기 온도  $T_0$ 와 제습제 표면의 초기 습구온도  $T_{wb0}$ 에서의 포화습공기 상태점을 연결한 직선의

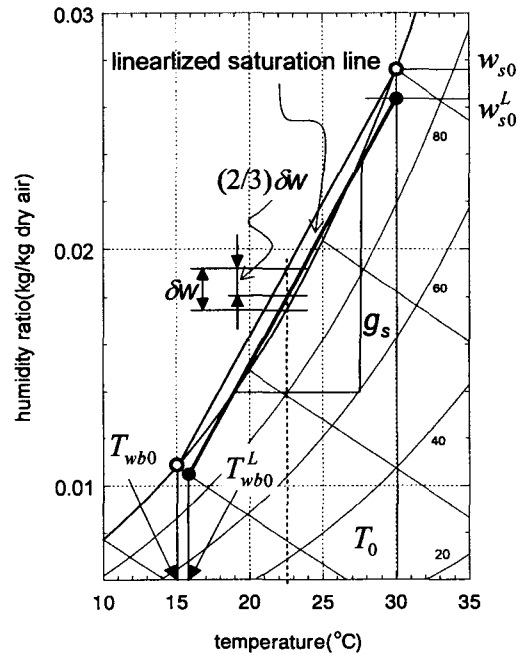


Fig. 4 Linearization of the saturation curve.

기울기이며,  $\delta w$ 는  $T_0$ 와  $T_{wb0}$ 의 평균 온도에서 상기한 직선과 포화습공기 상태점 사이의 절대습도 차이를 의미한다. Maclaine-Cross and Banks<sup>(1)</sup>는 이러한 가정을 냉각탑 성능해석에 적용하여, 실제 엔탈피의 변화를 고려한 해석과 비교하였으며, 온도범위가 10~40°C일 때, 최대오차가 1.5% 이내임을 보인 바 있다.

식(15)를 식(12)에 대입하면 엔탈피를 다음과 같이 습구온도의 선형 관계식으로 나타낼 수 있다.

$$i \approx i_0 + c_{wb}(T_{wb} - T_0) \quad (18)$$

$$c_{wb} = c_a + g_s i_{fg} \quad (19)$$

다음으로 Fig. 2에 나타낸 제습제의 등온선을 제습제의 초기 흡습량과 최대 흡습량 사이에서 다음과 같이 선형화한다.

$$W_d \approx W_{d0}^L + \gamma(\phi_d - \phi_0) \quad (20)$$

여기서,  $\gamma$ 는 선형화 구간에서 등온선의 평균 기울기를 의미한다.

마지막으로 제습제 표면의 상대습도를 다음과 같이 절대습도에 선형비례하는 것으로 단순화한다.

$$\phi_d = \frac{w_d}{w_s(T_d)} \frac{0.622 + w_s(T_d)}{0.622 + w_d} \approx \frac{w_d}{w_s(T_d)} \quad (21)$$

식(12), (15), (18)과  $T_d = T_0$ 임을 이용하면 위 식을

$$\phi_d \approx \frac{w_d}{w_{s0}^L} = 1 - \frac{c_{wb}}{w_{s0}^L i_{fg}} (T_0 - T_{wb,d}) \quad (22)$$

와 같이 나타낼 수 있으며, 위 식을 식(20)에 대입하면, 제습제의 흡습량을 제습제 표면의 습구 온도의 식으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$W_d = W_{d0}^L + \gamma \left[ (1 - \phi_0) - \frac{c_{wb}}{w_{s0}^L i_{fg}} (T_0 - T_{wb,d}) \right] \quad (23)$$

식(18)과 식(23)을 이용하여 식(13), (14)를 다음과 같이 습구온도의 식으로 나타낼 수 있다.

$$M_{w0} c_w \frac{dT_w}{dt} = - \frac{hA}{c_a} c_{wb} (T_w - T_{wb,d}) \quad (24)$$

$$M_d \gamma \frac{c_{wb}}{w_{s0}^L} \frac{dT_{wb,d}}{dt} = \frac{hA}{c_a} [c_{wb}(T_w - T_{wb,d}) + c_a(T_0 - T_w)] \quad (25)$$

### 3. 무차원화 및 해석해

지배방정식을 무차원화하기 위해 다음과 같은 무차원 변수를 도입한다.

$$\tau = \frac{hA}{M_{w0} c_w} t, \quad \theta = - \frac{T_0 - T}{T_0 - T_{wb0}^L} \quad (26)$$

온도의 무차원화에 이용된  $T_{wb0}^L$ 은 식(17)에 나타낸 바와 같이 선형화된 습공기 선도에 의한 제습제 표면의 초기 습구온도로, 이상적인 경우의 냉각 패드의 최저도달온도를 의미한다.

식(19)의 무차원 변수를 도입하면 지배방정식은 다음과 같이 표현되어진다.

$$\dot{\theta}_w = -(J+1)(\theta_w - \theta_{wb,d}) \quad (27)$$

$$S \dot{\theta}_{wb,d} = J \theta_w - (J+1) \theta_{wb,d} \quad (28)$$

$$\theta_w(0) = 0, \quad \theta_{wb,d}(0) = -1 \quad (29)$$

$$J \equiv g_s \frac{i_{fg}}{c_a}, \quad S \equiv \frac{M_d \gamma c_{wb}}{M_{w0} w_{s0}^L c_w} \quad (30)$$

여기서,  $J$ 는 습공기의 현열 에너지에 대한 포화 습공기의 잠열 에너지의 비를 나타내며,  $S$ 는 물의 현열 에너지에 대한 제습제가 흡습할 수 있는 잠열 에너지의 비로서 제습제의 흡습특성을 나타내는 무차원 수이다.

식(27)~(29)로부터  $\theta_w$ 에 대한 해석해를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\theta_w = -\theta_m \left\{ \exp\left(-\frac{\tau}{\tau_2}\right) - \exp\left(-\frac{\tau}{\tau_1}\right) \right\} \quad (31)$$

$$\theta_m = \frac{J+1}{1/\tau_1 - 1/\tau_2} \quad (32)$$

$$\frac{2}{\tau_1} = \frac{(S+1)(J+1)}{S} \left\{ 1 + \sqrt{1 - \frac{4S}{(S+1)^2(J+1)}} \right\} \quad (33)$$

$$\frac{2}{\tau_2} = \frac{(S+1)(J+1)}{S} \left\{ 1 - \sqrt{1 - \frac{4S}{(S+1)^2(J+1)}} \right\} \quad (34)$$

Fig. 5에 식(1)~(8)을 수치적분하여 얻은 저온부 온도와 식(31)에 의한 결과를 비교하여 나타내었다. 계산에 적용된 인자들의 값을 Table 1에 정리하였으며, 제습제의 무게를 변화시켜 S의 크기에 대한 영향을 검토하였다. S가 커질수록 수치해와 해석해의 오차가 작아지며, S가 20 이상인 경우에는 온도의 RMS 오차가 5% 미만인 된다. 해석해와 수치해 사이의 오차는 주로 제습제 등온선의 선형화에 기인하는 것으로 분석되었다. S가 작아질수록 제습제 단위질량당 흡습량  $W_d$ 의 증가가 커서, Fig. 2에 나타낸 제습제 특성곡선의 선형화 구간이 넓어지고, 이에 따라 제습제의 흡습특성이 정확히 고려되지 못하게 되기 때문이다.

Fig. 5의 결과로부터 해석해를 구하는 데에 여러 가지 가정이 도입되었음에도 불구하고, 해석해를 이용하여 전체적인 온도변화 양상을 매우

정확하게 예측할 수 있음을 알 수 있다. 다음 절에서는 해석해를 이용하여 냉각과정의 물리적 현상을 고찰하고, 여러 가지 인자들이 냉각효과에 미치는 영향을 분석하며, 냉각성능 향상방안에 대하여 논의한다.

#### 4. 결 과

##### 4.1 냉각특성

냉각과정 동안 저온부 온도변화를 나타낸 Fig. 5로부터 냉각과정 초기, 급작스런 온도감소 후 점진적으로 온도가 증가하여 제습제의 온도로 점근하며, S가 클수록 저온이 오래 유지되는 것을 볼 수 있다. 냉각과정 초기의 급작스런 온도감소는 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 물과 제습제 표면의 습구온도 차이가 크기 때문이며, 물온도가 감소함에 따라 습구온도차가 감소하여 냉각의 구동력이 감소하며, 물과 제습제의 온도차 증가로 인한 열손실로 물층의 온도가 점차 증가하게 된다.

Fig. 5에 나타낸 온도변화의 양상은 식(31)의 두 개의 지수함수와 관련이 있다. 두 지수함수의 시상수  $\tau_1$ 과  $\tau_2$  중  $\tau_1$ 이 더 작은 값을 가지며, 냉각과정 초기의 급격한 온도감소과정을 지배하고,  $\tau_2$ 는 점진적인 온도증가과정을 지배한다. 즉,  $\tau_1$ 과  $\tau_2$ 는 각각 최저온도 도달시간과 냉각효과 지속시간과 관련이 있다. 한편 식(31)의  $\theta_m$ 은 제습제와 물층 사이의 최대온도차와 관련이 있다.

따라서 여러 가지 인자들의 변화에 따른  $\tau_1$ ,  $\tau_2$ ,  $\theta_m$ 의 변화를 고찰함으로써, 이러한 인자들이 냉각 패드의 냉각효과에 미치는 영향을 분석할 수 있다. Fig. 5에  $\tau_1$ ,  $\tau_2$ ,  $\theta_m$ 이 무차원수 J와 S에 의존하는 형태를 나타내었다. 최저온도 도달시간  $\tau_1$ 은 S와는 거의 관련없이 J만에 의하여 결정되며, 그 반대로 냉각효과 지속시간  $\tau_2$ 는 S만에 의하여 결정된다. 반면 최대온도차  $\theta_m$ 은 S의 증가에 따라 증가하기는 하지만 거의 일정한 값을 갖는다.

Fig. 5에 나타낸 J와 S의 범위를 고려하여 식(32)~(34)를 간략화하면 다음의 결과를 얻을 수 있다.

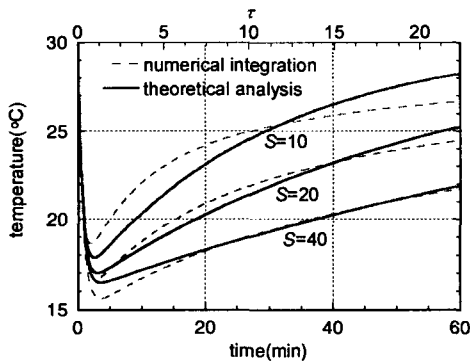


Fig. 5 Comparison between numerical integration and theoretical analysis.

Table 1 Parameter values

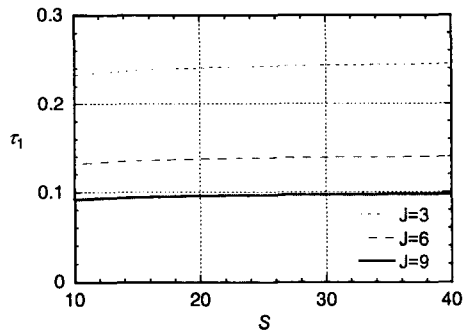
$P_0$	1 atm	$\phi_0$	0.17
$M_{w0}$	20 g	$T_{wb0}$	15°C
$W_{d0}$	0.4	$w_{s0}$	27.2 g/kgDA
$T_0$	30°C	$g_s$	1.1 g/kgDA/K
$h$	26.3 W/m <sup>2</sup> K	$\gamma$	1.3~2.2
$A$	0.02 m <sup>2</sup>	$J$	2.74

$$\tau_1 \approx 1/(J+1) \quad (35)$$

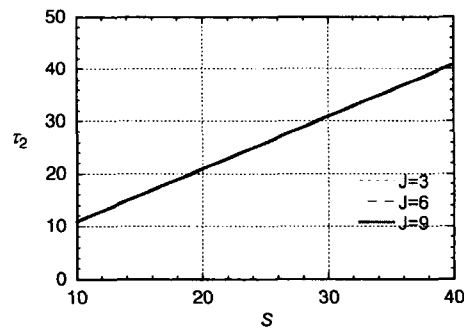
$$\tau_2 \approx S+1 \quad (36)$$

$$\theta_m \approx S/(S+1) \quad (37)$$

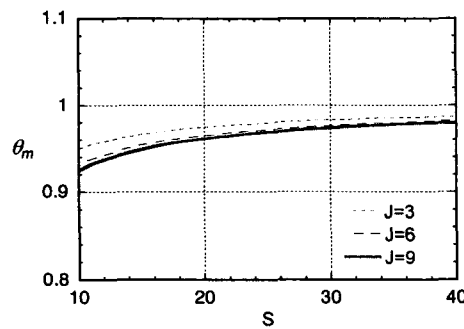
위의 결과로부터  $J$ 와  $S$ 가 냉각효과에 미치는 영향을 명확히 알 수 있다.  $J$ 는 식(30)에서 정의된 바와 같이 습공기의 물성치에 관련된 것으로



(a) Variation of  $\tau_1$



(b) Variation of  $\tau_2$



(c) Variation of  $\theta_m$

Fig. 6 Effects of  $J$  and  $S$  on the cooling characteristics.

임의로 조정하기 어려우므로, 최저온도 도달시간은 제습제의 흡습특성과는 관련없이 작동온도, 압력조건에 의하여 결정된다. 반면 냉각효과 지속시간과 최대온도차는 제습제의 흡습특성을 나타내는 무차원수인  $S$ 와 관련이 있다.  $S$ 가 증가할수록 냉각효과 지속시간은 선형적으로 증가하며, 최대온도차는  $S$ 가 증가할수록 커지지만,  $S$ 가 20보다 커지면 거의 일정해진다.  $S$ 는 식(30)에 나타낸 바와 같이 주로 제습제 등온선의 기울기와 냉각 패드에 삽입된 제습제의 무게에 의하여 결정된다.

한편, 시상수  $\tau_1$ 과  $\tau_2$ 는 무차원 시간이므로 식(26)의 정의를 이용하여 실제 시간으로 변환하면, 실제의 최저온도 도달시간과 냉각효과 지속시간은 냉각 패드 내의 열전달계수와도 관련이 있음을 알 수 있다. 열전달계수는 식(10)에 나타낸 바와 같이 물층과 제습제층 사이의 거리에 의하여 결정되므로, 이 거리가 냉각효과에 미치는 영향을 이해할 수 있다.

#### 4.2 최저도달온도

무차원 최대온도차는 Fig. 6(c)에서 볼 수 있는 바와 같이  $J$ 와  $S$ 에 거의 의존하지 않으므로, 실제 최대온도차는 식(26)의 무차원 온도의 정의로부터 제습제 표면의 초기 습구온도에 의하여 결정된다. 최대온도차를 증가시키기 위해서는 제습제 표면의 초기 습구온도를 낮추는 것이 필요하며, 여기에는 두 가지 방법이 있다. 첫째는 제습제 표면의 초기 습도를 낮추는 것이다. 그러나 이 방법은 제습제를 고온에서 재생하여야 하는

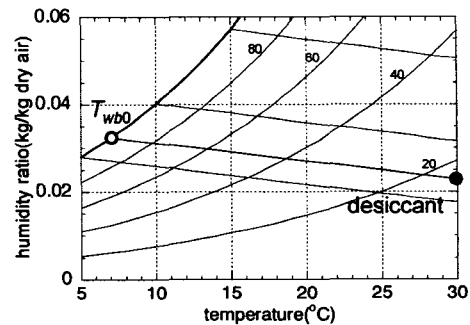


Fig. 7 Psychrometric chart at a reduced pressure ( $P_o=0.2$  atm).

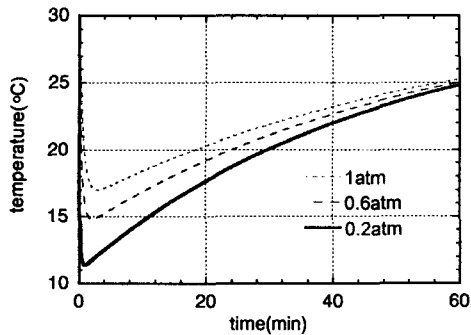


Fig. 8 Transient variation of the temperature at reduced pressures.

어려움이 있으며, Fig. 3으로부터 알 수 있는 바와 같이 습도가 극히 낮아지더라도, 습구온도가 크게 낮아지지 않는다. 둘째는 압력을 낮추는 방법이다. Fig. 7에 0.2기압에서의 습공기선도를 나타내었다. 이 그림으로부터 압력이 낮아지면 습구온도가 크게 감소함을 볼 수 있다.

압력을 낮추는 경우의 냉각효과를 해석해를 이용하여 Fig. 8에 나타내었다. 식(30)에서 볼 수 있는 바와 같이,  $S$ 는 제습제의 흡습특성과 제습제의 무게가 동일하더라도 압력이 변화하면  $c_{wb}$ 와  $w_{s0}^L$ 가 바뀔에 따라 값이 변화하게 된다. Fig. 8은  $S$ 가 대기압조건에서 20인 경우의 온도변화를 나타낸 것이다. 압력이 낮아짐에 따라 최저도달온도와 도달시간이 감소함을 볼 수 있다. 원리적으로 압력을 Fig. 8에 나타낸 것보다 더 낮추면 최저온도가 더욱 감소하지만, 본 연구에서 도입한 식(10), (11)이 회박기체 가정을 내포하고 있어 압력이 0.2기압 이하인 경우에는 적용이 부적절해지기 때문에 더 낮은 압력의 결과는 나타내지 않았다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 흡습 냉각 패드에서의 열 및 물질전달을 해석하였다. 습공기선도 및 제습제 등온선의 선형화를 통하여 흡습 냉각과정에 대한 단순 선형 모델을 개발하여 이론적 접근을 시도하였다.

단순 선형 모델로부터 흡습 냉각과정을 지배하는 두 무차원수  $J$ 와  $S$ 가 도출하였다.  $J$ 는 수증기

의 증발잠열의 크기와 관련된 무차원 수이며,  $S$ 는 제습제의 흡습특성과 관련된 무차원 수이다. 이 두 무차원 수는 각각 냉각 패드의 최저온도 도달시간과 냉각효과 지속시간을 결정한다. 한편 최저온도는 제습제 표면의 초기 습구온도에 의하여 결정되며, 최저온도를 낮추기 위해서는 제습제의 초기 함수율을 낮추거나 냉각 패드 내부의 압력을 낮추어야 한다.

## 참고문헌

1. Maclaine-Cross, I. L. and Banks, P. J., 1981, A general theory of wet surface heat exchangers and its application to regenerative evaporative cooling, ASME J. Heat Transfer, Vol. 103, pp. 579-585.
2. Lee, D.-Y., Baik, Y.-J. and Kim, Y., 2002, Potential of cooling enhancement in an air-cooled condenser by evaporative cooling, Proc. of the SAREK '02 Summer Annual Conference, pp. 1360-1365.
3. Song, C. H., Lee, D.-Y. and Ro, S. T., 2003, Heat transfer enhancement in an air-cooled heat exchanger by evaporative cooling, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 46, pp. 1241-1249.
4. Bar-Cohen, A., Sherwood, G., Hodes, M. and Solbreken, G., 1995, Gas-assisted evaporative cooling of high density electronic modules, IEEE Trans. on Components, Packaging, and Manufacturing Technology, Part A, Vol. 18, pp. 502-509.
5. Liu, X. and Holmer, I., 1995, Evaporative heat transfer characteristics of industrial safety helmets, Applied Ergonomics, Vol. 26, pp. 135-140.
6. Hwang, Y.-S., Lee, D.-Y. and Kim, W. S., 2002, Conceptual development of a subminiature cooler applying evaporative cooling, Proc. of the SAREK '02 Summer Annual Conference, pp. 1259-1264.
7. ASHRAE 2001, ASHRAE Handbook 2001 Fundamentals, Chapters 5, 6, 22.