

# 제습로터의 운전특성을 지배하는 무차원 인자의 도출과 해석

이길봉, 김민수\*, 이대영\*\*†

서울대학교 대학원 기계항공공학부, \*서울대학교 기계항공공학부, \*\*한국과학기술연구원

## Derivation and Analysis of Dimensionless Parameters Dominating the Dehumidification Characteristics of a Desiccant Rotor

Gilbong Lee, Min Soo Kim\*, Dae-Young Lee\*\*†

Graduate School, Dept. of Mechanical & Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-742, Korea

\*School of Mechanical & Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-742, Korea

\*\*Korea Institute of Science & Technology, Seoul 136-791, Korea

(Received March 9, 2005; revision received May 2, 2005)

**ABSTRACT:** In a previous work of the authors, the heat and mass transfer in a desiccant rotor was analyzed theoretically through linearization assumptions and four dimensionless parameter groups dominating the dehumidification process were arranged. In this work is verified whether the four dimensionless parameters also play the dominant roles in more realistic situations where the nonlinear factors affect the heat and mass transfer. The results show that the dehumidification characteristics are closely similar to each other as long as the four dimensionless parameters have the same set of values while the rotor configurations and/or the operation conditions are different from each other. The four dimensionless parameters are  $\Psi$ ,  $x$ ,  $\sigma$  and  $N$ , where  $\Psi$  implies the average gradient of relative humidity lines in the psychrometric chart,  $x$  the heat capacity of the rotor and  $\sigma$  the sorption capacity of the rotor, and  $N$  implies the number of transfer unit.

**Key words:** Desiccant rotor(제습로터), Dehumidification characteristics(제습특성), Dimensionless parameter(무차원수), Optimal operation(최적운전)

### 기 호 설 명

$C_p$  : 비열 [J/kg·K]

$C_{pm}$  : 흡착량 포함 제습로터 평균비열 [J/kg·K]

$f_m$  : 제습제 질량비

$h$  : 대류열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]

$h_D$  : 대류물질전달계수 [ $kg/m^2 \cdot s$ ]

$i_{fg}$  : 흡착열 [kJ/kg]

$L$  : 채널길이 [m]

$N$  : NTU

$T$  : 온도 [ $^{\circ}C$ ]

$t_b$  : 제습주기 [s]

$u_a$  : 전면 속도(face velocity) [m/s]

$W$  : 제습제흡습량 [kg water/kg desiccant]

$Y$  : 절대습도 [kg moisture/kg dry air]

† Corresponding author

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

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

## 그리스 문자

- $\alpha$  : 단위체적당 표면적 [ $m^2/m^3$ ]  
 $\gamma$  : 제습제 등온선의 기울기  
 $\varepsilon$  : 공극률(porosity), 효율  
 $\theta$  : 무차원 온도  
 $\chi$  : 제습로터의 열용량과 관련한 무차원수  
 $\lambda$  : 해석해의 지수  
 $\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]  
 $\sigma$  : 제습로터의 흡습량과 관련한 무차원수  
 $\tau$  : 무차원 시간  
 $\Psi$  : 무차원화된 온도변화에 따른 습도변화율  
 $\phi$  : 상대습도  
 $\omega$  : 무차원 절대습도  
 $\langle \rangle$  : 제습로터 내 유동방향 평균

## 하첨자

- $a$  : 공기  
 $i$  : 입구, 엔탈피  
 $o$  : 출구  
 $p$  : 제습과정  
 $r$  : 재생과정  
 $w$  : 제습기  
 $\phi$  : 상대습도  
 $\omega$  : 절대습도

## 1. 서 론

제습로터는 제습제 표면과 공기의 수증기압 차이를 이용하여 수분을 흡수 또는 방출하는 기기이다. 제습기가 수분을 흡수하는 과정을 제습과정, 방출하는 과정을 재생과정이라고 한다. 제습로터에서는 습기의 교환뿐만 아니라, 이로 인한 잠열의 흡수 및 방출 등 열전달과 물질전달이 동시에 발생한다. 제습로터의 성능에 영향을 미치는 요인으로는 제습제의 등온선(sorption isotherm curve), 비열, 밀도 등 물성에 관련된 것, 제습로터의 다공도, 유로형상, 유로길이, 지름 등 형상에 관련된 것, 제습공기 온습도, 재생공기 온습도, 유량, 제습로터 회전속도 등 운전조건에 관련된 것 등 상당히 여러 가지가 있다. 더욱이 제습제 흡

착특성의 비선형성으로 인하여, 상기한 수많은 인자들의 영향을 분석하거나 제습 및 재생과정의 근본적인 현상을 이해하는 것이 매우 어렵다.

현재까지의 연구는 주로 주어진 설계조건에 대한 제습로터 회전속도의 최적값 도출,<sup>(1-5)</sup> 또는 주어진 운전조건에 대하여 제습제 등온선, 비열, 제습로터 형상 등이 성능에 미치는 개별적 영향 등에 대한 수치해석<sup>(1,3,4,6,7)</sup>에 집중되어 왔다. 그러나 수치해석의 특성상 여러 가지 인자들의 영향을 포괄적으로 분석하는 데에는 한계가 있다. 예를 들어, 물성치와 설계조건에 따른 최적 운전조건의 변화라든지, 설정 운전조건의 변화에 따른 최적 설계조건의 변화 등에 대한 연구를 수치적인 방법으로 접근하는 데에는 상당한 어려움이 있다.

한편 Lee et. al.<sup>(8)</sup>은 제습제 등온선의 선형화, 습공기 선도의 선형화, 공기 온습도 축방향 분포의 선형가정 등 일련의 선형화 과정을 통하여 제습과정시 제습기 출구 공기온도와 습도에 대한 해석해를 구하였으며, 전술한 여러 가지 인자들의 조합으로 이루어진 4개의 무차원 인자들을 도출하였다. 본 연구에서는 이 무차원 인자들이 비선형 효과가 영향을 미치는 보다 실제적인 상황에서도 지배적인 역할을 하는지를 검토한다. 또한 이들 무차원 인자의 물리적인 의미를 해석하며, 이들이 제습로터의 제습특성에 미치는 영향을 분석한다.

## 2. 해석해와 주요 시스템 변수

제습로터에서 일어나는 열 및 물질전달 현상은 다음의 미분방정식으로 표현된다.<sup>(2)</sup>

$$\rho_a \left( \varepsilon \frac{\partial Y_a}{\partial t} + u_a \frac{\partial Y_a}{\partial x} \right) = ah_D (Y_w - Y_a) \quad (1)$$

$$(C_{pa} + Y_a C_{pw}) \rho_a \left( \varepsilon \frac{\partial T_a}{\partial t} + u_a \frac{\partial T_a}{\partial x} \right) = ah (T_w - T_a) \quad (2)$$

$$f_m \rho_w (1 - \varepsilon) \frac{\partial W}{\partial t} = ah_D (Y_a - Y_w) \quad (3)$$

$$\rho_w (1 - \varepsilon) \frac{\partial (C_{pw} + f_m W C_{pl}) T_w}{\partial t} = \alpha \{ h_D (Y_a - Y_w) i_{fg} + h (T_a - T_w) \} \quad (4)$$

Lee et al.<sup>(8)</sup>은 선형화 과정을 통하여 제습과정 시 제습기 출구 공기온도와 습도에 대한 해석해를 다음과 같이 구하였다.

$$\theta_{a,p,o} = \frac{A \exp(-\lambda_1 \tau) + B \exp(-\lambda_2 \tau)}{1/N + 1/2} \quad (5)$$

$$\omega_{a,p,o} = \frac{C \exp(-\lambda_1 \tau) - D \exp(-\lambda_2 \tau)}{1/N + 1/2} \quad (6)$$

위 식에서 무차원 변수의 정의는 다음

$$\tau = \frac{t}{t_p} \quad (7)$$

$$\theta = \frac{T - T_{a,p,i}}{T_{a,r,i} - T_{a,p,i}} \quad (8)$$

$$\omega = \frac{Y - Y_{a,p,i}}{C_{pa}(T_{a,r,i} - T_{a,p,i})/i_{fg}} \quad (9)$$

과 같으며, 식(5)와 (6)의 계수 및 무차원 인자들은 Table 1에 정리하였다. Lee et al.<sup>(8)</sup>은 제습기의 일반적인 운전범위 내에서 해석해가 제습기 출구 공기의 평균조건을 온도의 경우  $\pm 4\%$ , 습도의 경우  $\pm 7\%$  이내의 오차로 정확하게 예측할

Table 1 Expressions for parameters in equation (5) and (6)

	Expression
A	$\frac{1 - x\lambda_2 + \omega_{a,r,i}}{x(\lambda_1 - \lambda_2)\{1 + \exp(-\lambda_1)\}}$
B	$\frac{x\lambda_1 - 1 - \omega_{a,r,i}}{x(\lambda_1 - \lambda_2)\{1 + \exp(-\lambda_2)\}}$
$\Psi$	$\frac{Y_{s0} i_{fg} \xi}{C_{pa}(T_{a,r,i} - T_{a,p,i})}$
C	$(x\lambda_1 - 1)A$
D	$(1 - x\lambda_2)B$
x	$\frac{\rho_w C_{pm}(1 - \varepsilon)}{\rho_a C_{pa} u_a} \frac{L}{t_p} (1/N + 1/2)$
$\lambda_1$	$\frac{1 + \Psi + x/\sigma}{2x} \left( 1 + \sqrt{1 - \frac{4x/\sigma}{(1 + \Psi + x/\sigma)^2}} \right)$
$\lambda_2$	$\frac{1 + \Psi + x/\sigma}{2x} \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{4x/\sigma}{(1 + \Psi + x/\sigma)^2}} \right)$
$\sigma$	$\frac{\gamma f_m \rho_w (1 - \varepsilon)}{\rho_a u_a Y_{s0}} \frac{L}{t_p} (1/N + 1/2)$

수 있음을 보였다.

### 3. 주요 무차원 인자

#### 3.1 무차원 인자의 타당성

진술한 바와 같이 제습로터의 성능에 영향을 미치는 요인으로는 상당히 여러 가지가 있어서, 이 수많은 인자들의 영향을 분석하거나 제습 및 재생과정의 근본적인 현상을 이해하는 것이 매우 어렵다.

반면에 여러 가지 선형화 가정에 바탕을 두고 있기는 하지만 Lee et al.<sup>(8)</sup>의 해석해는 진술한 여러 가지 인자들의 조합으로 이루어진 단 4가지 무차원 인자  $\Psi, x, \sigma, N$ 에 의하여 제습기의 특성이 결정됨을 나타낸다. 본 연구에서는 이 무차원 인자들이 비선형 효과가 영향을 미치는 실제 상황에서도 지배적인 역할을 하는지를 파악하기 위하여 무차원 인자들의 크기는 동일하지만, 온습도 조건, 제습로터 구조, 풍속, 회전속도 등은 상이한 조건들에 대하여 수치해석을 실시하여 수치해석 결과가 얼마나 일치하는지를 분석하였다.

Table 2는 본 연구에서 실시한 총 16가지 경우의 수치해석 조건을 나타낸다. 수치해석 조건은 크게  $\Psi, x, \sigma$ 의 크기가 같은 두 집단, Case I과 Case II로 구분되며, 각 집단은  $N$ 의 크기가 다른 경우들을 포함하고 있다. 모든 수치해석 경우에서 제습제는 실리카겔이며, 제습공기의 입구온도는  $30^\circ\text{C}$ , 재생공기 입구의 절대습도는 제습공기 입구의 절대습도와 동일하게 하였다. 수치해석은 Zheng and Worek<sup>(2)</sup>의 방법을 적용하였다.

각 그룹에 대한 수치해석 결과를 구분하여 Fig. 1과 Fig. 2에 나타내었다. 우선 제습공기 입구 온습도 조건과  $N$ 이 동일한 경우는 제습공기 출구의 온습도 변화가 정확하게 일치하는 것을 알 수 있다. 즉, 제습공기 입구 조건이 동일하고,  $\Psi, x, \sigma, N$ 의 크기가 같은 경우에는 제습로터의 구조, 풍속, 회전속도 등에 관계없이 제습공기의 출구 조건은 완전히 동일하다.

한편 제습 초기에는 온도와 습도가 함께 급격히 감소하고, 그후에는 온도는 완만히 감소하는 반면 습도는 완만히 증가하는 것을 볼 수 있다. 즉, 제습주기가 두 단계로 나뉘어지는 것을 알 수 있는데, 이는 제습공기 출구 온습도 조건의 변화

Table 2 Parameter values of each simulation case

Case I			$\Psi=1.58, \alpha=0.188, \sigma=0.752, \lambda_1=14.6, \lambda_2=0.485$						
			$u_a$ (m/s)	$t_p$ (s)	$L$ (m)	$f_m$	$\epsilon$	$\alpha$ (m <sup>-1</sup> )	$N$
Case I1	$Y_{a,p,i}=13.30$ g/kg ( $\phi_{a,p,i}=50\%$ ) $T_{a,r,i}=70^\circ\text{C}$	Case I-11	2.0	90.0	0.200	0.500	0.700	1500	6.09
		Case I-12	2.0	30.0	0.200	0.500	0.900	1701	6.09
		Case I-13	2.0	39.4	0.100	0.500	0.700	3000	12.2
		Case I-14	1.0	52.6	0.200	0.500	0.900	1701	12.2
Case I2	$Y_{a,p,i}=14.08$ g/kg ( $\phi_{a,p,i}=52.8\%$ ) $T_{a,r,i}=90^\circ\text{C}$	Case I-21	2.0	93.7	0.200	0.772	0.729	1531	6.09
		Case I-22	2.0	34.6	0.200	0.772	0.900	1701	6.09
		Case I-23	2.0	41.1	0.100	0.772	0.729	3062	12.2
		Case I-24	1.0	60.6	0.200	0.772	0.900	1701	12.2
Case II			$\Psi=2.61, \alpha=0.149, \sigma=0.436, \lambda_1=25.9, \lambda_2=0.594$						
			$u_a$ (m/s)	$t_p$ (s)	$L$ (m)	$f_m$	$\epsilon$	$\alpha$ (m <sup>-1</sup> )	$N$
Case II1	$Y_{a,p,i}=21.58$ g/kg ( $\phi_{a,p,i}=80\%$ ) $T_{a,r,i}=70^\circ\text{C}$	Case II-11	2.0	40.0	0.200	0.600	0.900	2000	8.42
		Case II-12	2.0	20.0	0.200	0.600	0.950	2055	8.42
		Case II-13	2.0	27.7	0.150	0.600	0.900	3000	14.2
		Case II-14	1.0	31.1	0.169	0.600	0.950	2055	14.2
Case II2	$Y_{a,p,i}=24.17$ g/kg ( $\phi_{a,p,i}=89.3\%$ ) $T_{a,r,i}=90^\circ\text{C}$	Case II-21	2.0	40.6	0.200	0.938	0.914	2016	8.42
		Case II-22	2.0	23.8	0.200	0.938	0.950	2055	8.42
		Case II-23	2.0	28.1	0.150	0.938	0.914	3024	14.2
		Case II-24	1.0	37.0	0.169	0.938	0.950	2055	14.2

\* for every case,  $T_{a,p,i}=30^\circ\text{C}$  and  $Y_{a,r,i}=Y_{a,p,i}$ .

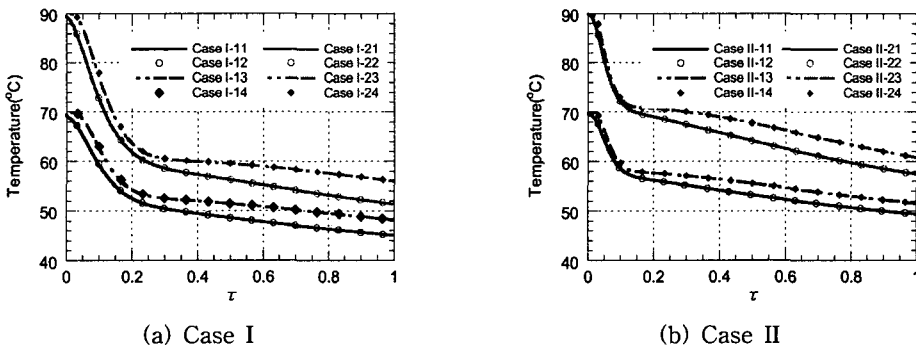


Fig. 1 Air temperature variation at the process outlet in the dehumidification cycle.

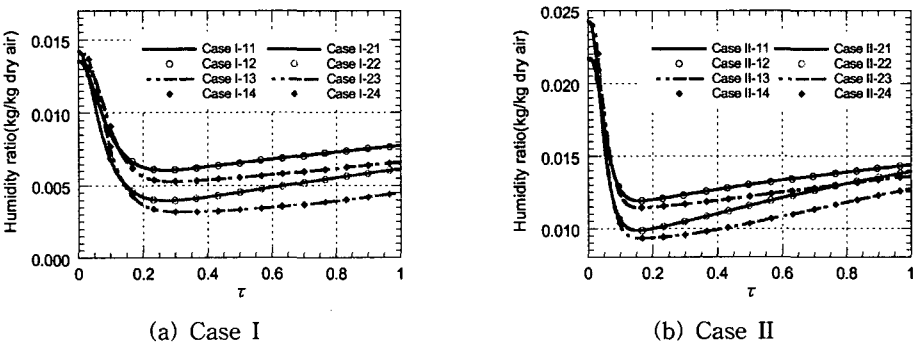


Fig. 2 Air humidity ratio variation at the process outlet in the dehumidification cycle.

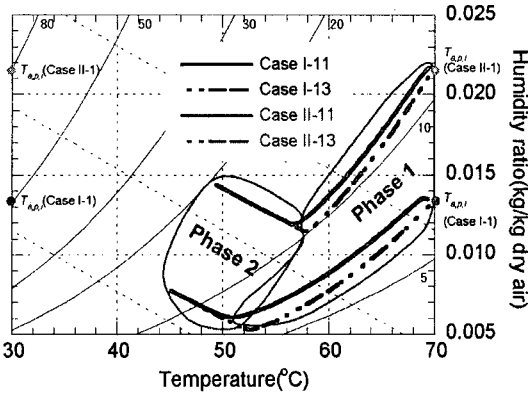


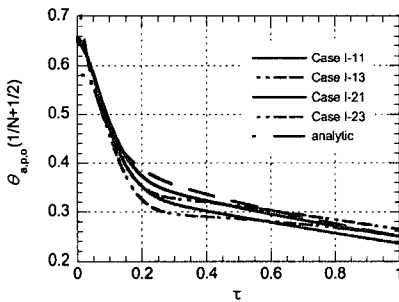
Fig. 3 Psychrometric variation of the process outlet air.

를 습공기선도로 나타낸 Fig. 3으로부터 더욱 명확히 알 수 있다. 이 그림에 나타난 바와 같이 출구 온습도는 초기단계(Phase 1)에는 거의 상대습도가 일정한 상태를 따라 변화하며, 그후(Phase 2)에는 엔탈피가 일정한 상태를 따라 변화한다.

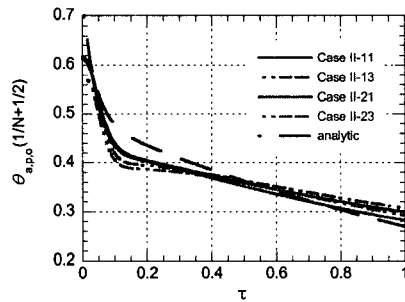
Fig. 4와 Fig. 5는 Fig. 1과 Fig. 2의 결과를 무차

원화하여 나타낸 것이다.  $\Psi, x, \sigma$ 가 같은 경우, 수치해석 결과가 정확히는 아니지만 매우 근접하게 서로 일치하는 것을 볼 수 있다. 해석해와는 달리 무차원화된 수치해석 결과들이 서로 정확하게 일치하지 않는 이유는 습공기 선도와 온습도 분포의 비선형적 요인에 기인한다. 그러나 이러한 요인들에도 불구하고 수치해석 결과들이 근접하게 일치하는 사실로부터 무차원 인자  $\Psi, x, \sigma, N$ 이 제습로터의 특성을 지배하는 주요 인자임을 알 수 있다.

이전의 대부분의 연구들이 실제 온도와 습도 등 유차원 변수들에 대한 제습주기, 제습로터 비열 등 유차원 인자들<sup>(1,3,5,6)</sup> 또는 부분적으로 무차원 인자들의 영향<sup>(2,4,7,9)</sup>을 분석했던 것에 비하여, Fig. 4와 Fig. 5는 제습로터의 운전특성을 무차원 변수와 무차원 인자들만의 그룹을 이용하여 분석할 수 있음을 암시한다. 이러한 발견은 수많은 인자들이 영향을 미치는 현상을 매우 수월하고 효과적으로 분석할 수 있는 방법을 제공한다는 데에 큰 의미가 있다.

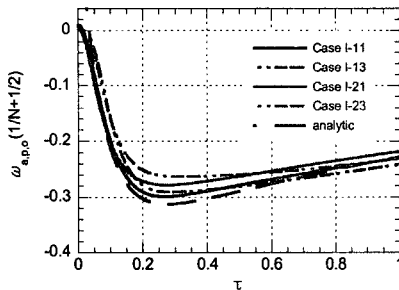


(a) Case I

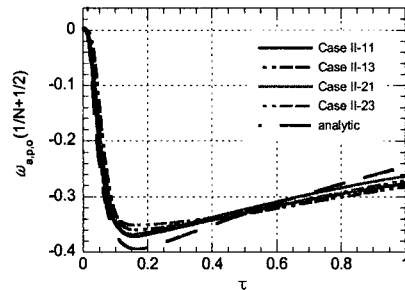


(b) Case II

Fig. 4 Normalized temperature variation of air at the process outlet.



(a) Case I



(b) Case II

Fig. 5 Normalized humidity ratio variation of air at the process outlet.

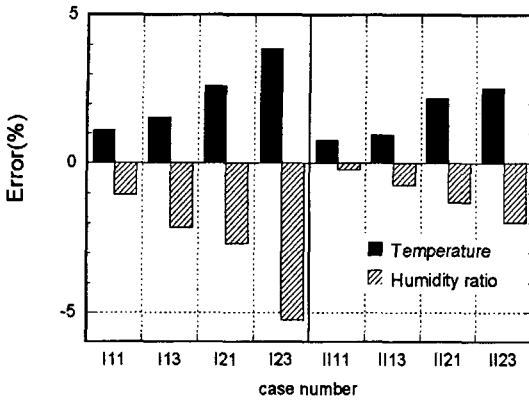


Fig. 6 Errors of the analytic solution.

한편 Fig. 4와 Fig. 5에는 해석해도 함께 나타내었다. 해석해가 수치해석 결과와 정확하게 일치하지는 않지만 매우 근접하게 일치하며, 특히 온습도 변화의 주요 특징인 두 단계의 변화양상을 매우 정확하게 나타내고 있음을 알 수 있다.

제습주기 동안 제습공기 출구 온습도의 평균값에 대한 해석해와 수치해 사이의 차이를 다음과 같이 정의하였다.

$$\Delta T = \int_0^1 \left( \frac{T_{analytic} - T_{numerical}}{T_{a,r,i} - T_{a,p,i}} \right) dt \quad (10)$$

$$\Delta Y = \int_0^1 \left( \frac{Y_{analytic} - Y_{numerical}}{Y_{a,r,i} - Y_{ideal}} \right) dt \quad (11)$$

위 식에서  $Y_{ideal}$ 은 습공기 선도 상에서 재생공기 입구조건을 통과하는 상대습도 일정선과 제습공기 입구조건을 통과하는 엔탈피 일정선의 교점의 절대습도값으로 이상적인 제습로터의 제습공기 출구 습도이다.<sup>(9)</sup>

Fig. 6에 온도와 습도의 차이를 나타내었다. 모든 경우에서 온도의 차이는 1~4%, 습도의 차이는 -6~0% 임을 알 수 있다. 이 결과로부터 해석해가 과감한 가정들에 바탕을 두고 있음에도 불구하고, 실제현상을 매우 근접하게 묘사함을 알 수 있다. 더욱이 Fig. 6으로부터 수치해 사이의 차이는 ±3% 미만임을 알 수 있는데, 이는 무차원 인자  $\Psi$ ,  $x$ ,  $\sigma$ 가 같을 경우, 제습로터의 구조와 운전조건에 관계없이 거의 동일한 제습특성을 나타냄을 의미하며, 이들 무차원 인자들이 제습특성을 지배하는 주요 인자들임을 증거한다.

### 3.2 주요 무차원 인자들의 물리적 의미

Lee et al.<sup>(8)</sup>은 상대습도를 다음과 같이 온도와 습도의 선형 결합으로 간략화하였다.

$$\phi = \phi_0 + \frac{C_{pa}(T_{a,r,i} - T_{a,p,i})}{Y_{s0} i_{fg}} \omega - \xi \theta \quad (12)$$

위 식으로부터 Table 1에 나타낸 무차원 인자  $\Psi$ 의 정의를 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\Psi = \frac{Y_{s0} i_{fg} \xi}{C_{pa}(T_{a,r,i} - T_{a,p,i})} = \frac{\Delta \omega}{\Delta \theta}_{\phi=c} \quad (13)$$

즉,  $\Psi$ 는 상대습도가 일정한 경우의 온도변화에 따른 절대습도 변화를 의미하는 것으로, 선형화된 습공기 선도에서 상대습도 일정선의 기울기를 나타낸다.

Table 1에 나타낸  $x$ 와  $\sigma$ 의 정의에 포함되어 있는  $N$ 은 열전달단위수(Ntu)를 의미하며,  $(1 + N + 1/2)$ 는 Fig. 7에 나타낸 바와 같이 공기 온습도의 선형분포 가정으로부터 도출된 항으로 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \langle T_{w,p} \rangle - T_{a,p,i} &= \left( \frac{1}{N} + \frac{1}{2} \right) (T_{a,p,o} - T_{a,p,i}) \\ Y_{a,p,i} - \langle Y_{w,p} \rangle &= \left( \frac{1}{N} + \frac{1}{2} \right) (Y_{a,p,i} - Y_{a,p,o}) \end{aligned} \quad (14)$$

$$\therefore \frac{1}{N} + \frac{1}{2} = \frac{\langle T_{w,p} \rangle - T_{a,p,i}}{T_{a,p,o} - T_{a,p,i}} = \frac{Y_{a,p,i} - \langle Y_{w,p} \rangle}{Y_{a,p,i} - Y_{a,p,o}}$$

이를 고려하여 무차원 인자  $x$ 의 정의를 다음과

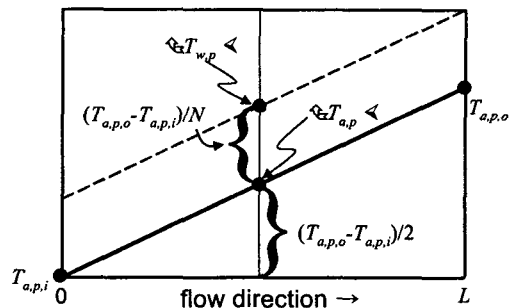


Fig. 7 Schematics of the temperature distribution within the desiccant rotor.

Table 3 Dominant nondimensional parameters

	Definition/Rearrangement	Interpretation
$\Psi$	$\int \frac{\Delta\omega}{\Delta\theta} \Big _{\phi=c}$	Average gradient of relative-humidity line in psychrometric chart
$x$	$\frac{M_w C_{pm}}{M_a C_{pa}} \frac{(\langle T_{w,p} \rangle - T_{a,p,i})}{(T_{a,p,o} - T_{a,p,i})}$	Thermal capacity of the desiccant rotor
$\sigma$	$\frac{f_m M_w}{M_a} \frac{\gamma(\phi_{a,p,i} - \langle \phi_{w,p} \rangle)}{Y_{a,p,i} - Y_{a,p,o}}$	Sorption capacity of the desiccant rotor
$N$	$\frac{\alpha h L}{\rho_a C_{pa} u_a}$	Capacity in heat and mass transfer

같이 정리하여 나타낼 수 있다.

$$x = \frac{M_w C_{pm}}{M_a C_{pa}} \frac{(\langle T_{w,p} \rangle - T_{a,p,i})}{(T_{a,p,o} - T_{a,p,i})} \quad (15)$$

위 식에서  $M_w$ 는 제습로터의 제습부분 질량이며,  $M_a$ 는 제습주기 동안 제습로터의 제습부를 통과한 공기의 질량을 의미한다. 위 식은  $x$ 가 제습부로부터 공기로 전달되는 현열량에 대한 제습로터 제습부 열용량의 비임을 의미한다.

한편 식(12)와 식(8), (9)를 이용하여 다음과 같은 관계식을 정리할 수 있다.

$$\frac{Y_{a,p,i} - \langle Y_{w,p} \rangle}{Y_{s0}} = \phi_{a,p,i} - \langle \phi_{w,p} \rangle \quad (16)$$

$\langle \phi_{w,p} \rangle$ 는 제습제의 온도가 제습공기의 흡입온도  $T_{a,p,i}$ 와 같을 때, 제습제 표면의 상대습도를 의미한다. 식(14)와 식(16)을 이용하여  $\sigma$ 의 정의를 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\sigma = \frac{f_m M_w}{M_a} \frac{\gamma(\phi_{a,p,i} - \langle \phi_{w,p} \rangle)}{Y_{a,p,i} - Y_{a,p,o}} \quad (17)$$

위 식으로부터  $\sigma$ 는 공기의 제습량에 대한 제습제의 흡습용량의 비를 나타냄을 알 수 있다.

Table 3에는 주요 무차원 인자들의 정의와 물리적 의미를 정리하였다. 3.1절에서 기술한 바와 같이 제습로터에서의 열 및 물질전달은 Table 3에 정리한  $\Psi$ ,  $x$ ,  $\sigma$ ,  $N$ 의 4가지 무차원 인자들만에 의하여 결정된다. 이 4가지 무차원 인자들은 각각 제습로터 내의 온습도 분포 범위에서 상대

습도 일정선의 평균 기울기, 제습로터의 열용량, 제습로터의 흡습용량, 열 및 물질전달의 용이성을 의미한다.

### 3.3 무차원 인자의 영향

해석해를 이용하여 제습로터에서의 제습특성을 분석하기 위하여, 조금은 과장된 경우의 온습도 변화를 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 4에서 언급한 바와 같이 온습도 변화는 두 단계로 나누어진다. 식(5), (6)으로부터 각 단계의 온습도 변화를 다음의 두 가지 극한해로 근사적으로 나타낼 수 있다.

$\tau \ll 1/\lambda_2$  (Phase 1)일 때

$$\theta_{a,p,o}; \frac{[A \exp(-\lambda_1 \tau) + B(1 - \lambda_2 \tau)]}{1/N + 1/2} \quad (18)$$

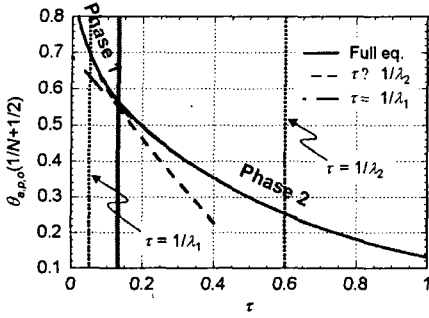
$$\omega_{a,p,o}; \frac{[C \exp(-\lambda_1 \tau) - D(1 - \lambda_2 \tau)]}{1/N + 1/2} \quad (19)$$

$\tau \gg 1/\lambda_1$  (Phase 2)일 때

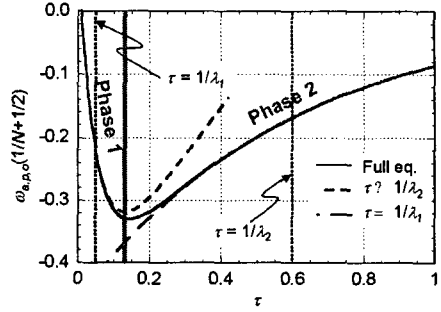
$$\theta_{a,p,o}; \frac{B \exp(-\lambda_2 \tau)}{1/N + 1/2} \quad (20)$$

$$\omega_{a,p,o}; \frac{-D \exp(-\lambda_2 \tau)}{1/N + 1/2} \quad (21)$$

Fig. 8에는 극한해에 의한 결과도 함께 나타내었다. 식(18)~(21)은 각 단계의 온습도 변화가 시간에 대하여 지수적으로 감쇠하는 형태임을 의미한다. 이러한 결과로부터 온습도 변화의 양상이 두 단계로 나누어지는 것은 온습도변화가 시상수



(a) Normalized temperature



(b) Normalized humidity ratio

Fig. 8 Changes in two phases ( $x=0.2, \sigma=0.15, \Psi=2.0, \lambda_1=20, \lambda_2=5/3$ ).

가 다른 두 개의 지수함수로 이루어지기 때문이며, 시상수  $\lambda_1, \lambda_2$ 가 각 단계의 온습도 변화를 지배하는 주요 인자임을 알 수 있다.

Fig. 4에 나타낸 습공기선도와 비교하여 볼 때, Phase 1은 직전의 재생주기에서 가열된 제습로터가 상대적으로 찬 제습공기의 유입에 따라 온도가 낮아지는 단계이며, Phase 2는 제습로터의 온도 저하에 따라 제습제 표면의 수증기 압력이 감소하여 공기로부터 습기를 흡수하기 시작하고, 제습제의 흡습량이 증가하여 제습제가 포화됨에 따라 제습능이 점차 저하하는 과정이다. 따라서 제습로터의 제습특성을 향상시키기 위해서는 Phase 1을 짧게, 즉  $\lambda_1$ 을 크게 하고, Phase 2에서 제습능의 저하를 지연, 즉  $\lambda_2$ 를 작게 하는 것이 필요하다.

Fig. 9에는 무차원 인자  $x$ 와  $\sigma$ 의 변화에 따른 시상수들의 변화를 나타내었으며, 바람직한 시상수의 범위를 회색 영역으로 표시하였다. 두 시상수가 모두 바람직한 크기를 가지기 위해서  $x$ 는

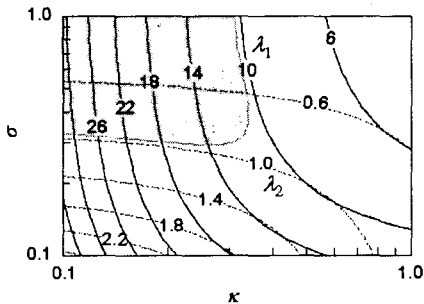


Fig. 9 Contour plots of the time constants ( $\Psi=2.0$ ).

작고,  $\sigma$ 는 커야 함을 알 수 있다. 이러한 조건을 만족하는 경우, 두 시상수의 크기를 Table 2의 수식으로부터 다음과 같이 간략화하여 근사적으로 나타낼 수 있다.

$x/\sigma < 1$ 일 때

$$\sqrt{1 - \frac{4x/\sigma}{(1 + \Psi + x/\sigma)^2}}; 1 - \frac{2x/\sigma}{(1 + \Psi + x/\sigma)^2} \quad (22)$$

$$\lambda_1; \frac{1 + \Psi + x/\sigma}{x} - \lambda_2 \quad (23)$$

$$\lambda_2; \frac{1}{\sigma(1 + \Psi + x/\sigma)} \quad (24)$$

위의 근사식으로부터  $x/\sigma < 1$ 인 경우,  $\lambda_1$ 은 제습로터의 열용량을 의미하는  $x$ 에 반비례하며,  $\lambda_2$ 는 흡습용량을 의미하는  $\sigma$ 에 반비례함을 알 수 있다. Fig. 8과 비교하여 볼 때 이는, Phase 1에서는 제습로터의 열용량이, Phase 2에서는 흡습용량이 중요한 역할을 하는 것을 의미하는 것으로 이해할 수 있다. 따라서 제습특성의 향상을 위해서는 열용량을 작게 하여 Phase 1을 짧게 하고, 흡습용량을 크게 하여 Phase 2에서의 제습능 저하를 지연하여야 한다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 선형화 가정을 통하여 제습로터에서의 열 및 물질전달 과정에 대한 해석해를 구했던 선행연구의 결과가 비선형 효과가 영향을 미치는 실제 상황에서도 타당성을 가지는지를 검



토하였으며, 해석해를 이용하여 제습로터에서의 열 및 물질전달 과정을 분석하고 제습성능에 영향을 미치는 주요 인자를 규명하였다.

선행연구로부터 도출된 4개의 무차원 인자  $\Psi$ ,  $\alpha$ ,  $\sigma$ ,  $N$ 이 같은 값을 가지는 경우, 온습도 조건, 제습로터 구조, 풍속, 회전속도 등 구체적인 상황은 다르더라도, 표준화된 온도 및 습도는 거의 동일한 양상을 나타냄을 수치해석을 통하여 보았다. 이러한 사실은 상기한 무차원 인자들이, 비선형 효과가 큰 영향을 미치는 실제 상황에서도 제습로터의 특성에 지배적인 영향을 미친다는 것을 의미하며, 제습로터의 운전특성을 무차원 인자들만의 그룹을 이용하여 분석할 수 있음을 암시한다. 본 연구의 결과는 수많은 인자들이 영향을 미치는 현상을 매우 수월하고 효과적으로 분석할 수 있는 방법을 제공한다는 데에 큰 의미가 있다. 이 4가지 무차원 인자  $\Psi$ ,  $\alpha$ ,  $\sigma$ ,  $N$ 은 각각 제습로터 내의 온습도분포 범위에서 상대습도 일정선의 평균 기울기, 제습로터의 열용량, 제습로터의 흡습용량, 열 및 물질전달의 용이성을 의미한다.

제습로터에서의 제습과정은 온도와 습도가 함께 급격히 감소하는 Phase 1과, 그후에 온도는 완만히 감소하는 반면 습도는 완만히 증가하는 Phase 2의 두 단계로 이루어진다. 제습로터의 제습특성을 향상시키기 위해서는, Phase 1은 짧게, Phase 2에서의 출구 공기온도 및 습도의 변화는 완만하도록 하여야 한다. 이를 위하여 제습로터의 열용량을 나타내는  $\alpha$ 는 작을수록, 흡습용량을 나타내는  $\sigma$ 는 클수록 좋다.

### 후 기

본 연구는 에너지관리공단과 마이크로열시스템 연구센터의 지원으로 수행되었으며, 이에 감사하는 바이다.

### 참고문헌

1. Charoensupaya, D. and Worek, W. M., 1988, Parametric study of an open-cycle adiabatic solid, desiccant cooling system, *Energy*, Vol. 13, pp. 739-747.
2. Zheng, W. and Worek, W. M., 1993, Numerical simulation of combined heat and mass transfer process in a rotary dehumidifier, *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 23, pp. 211-232.
3. Dai, Y. J., Wang, R. Z. and Zhang, H. F., 2001, Parametric analysis to improve rotary desiccant dehumidification using a mathematical model, *Int. J. Therm. Sci.*, Vol. 40, pp. 404-408.
4. Zhang, L. Z. and Niu, J. L., 2002, Performance comparisons of desiccant wheels for air dehumidification and enthalpy recovery, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, pp. 1347-1367.
5. Zhang, X. J., Dai, Y. J. and Wang, R. Z., 2003, A simulation of heat and mass transfer in a honeycombed rotary desiccant dehumidifier, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, pp. 989-1003.
6. Collier, R. K. and Cohen, B. M., 1991, An analytical examination of method for improving the performance of desiccant cooling systems, *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 113, pp. 157-163.
7. Zheng, W., Worek, W. M. and Novosel, D., 1995, Performance optimization of rotary dehumidifiers, *Transactions of the ASME*, Vol. 117, pp. 40-44.
8. Lee, G., Lee, D.-Y. and Kim, M. S., 2004, Development of a linearized model and verification of the exact solution for the analysis of a desiccant dehumidifier, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 16, No. 9, pp. 811-819.
9. Kodama, A., Hirayama, T., Goto, M., Hirose, T. and Critoph, R. E., 2001, The use of psychrometric charts for the optimisation of a thermal swing desiccant wheel, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, pp. 1657-1674.

1. Charoensupaya, D. and Worek, W. M., 1988, Parametric study of an open-cycle adiabatic solid, desiccant cooling system, *Energy*, Vol.