

제습기 성능분석을 위한 선형화 모델 및 해석해의 검증

이 길 봉, 이 대 영^{*}, 김 민 수^{**}

서울대학교 대학원 기계항공공학부, ^{*}한국과학기술연구원, ^{**}서울대학교 기계항공공학부

Development of a Linearized Model and Verification of the Exact Solution for the Analysis of a Desiccant Dehumidifier

Gilbong Lee, Dae-Young Lee^{*}, Min Soo Kim^{**}

Graduate School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-742, Korea

^{*}Korea Institute of Science and Technology, Seoul 136-791, Korea

^{**}School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-742, Korea

(Received April 20, 2004; revision received July 13, 2004)

ABSTRACT: A silica gel desiccant dehumidifier is studied theoretically in this paper adopting several linearization assumptions. The governing equations are linearized with the assumptions, and the exact solutions to the temperature and the humidity ratio are obtained. In spite of the assumptions, the theoretical results are found to agree well with those from the numerical analysis without any assumption. In typical operation ranges of the desiccant dehumidifier, the time-averaged errors in the process air temperature and humidity ratio are less than 4% and 7%, respectively, and the corresponding root-mean-square values are less than 5% and 15%, respectively. The analytical solutions are expected to contribute to the fundamental understanding of the dehumidification and regeneration processes and the correlation analysis of the numerous parameters influencing the dehumidifier operation.

Key words: Desiccant(제습제), Dehumidifier(제습기), Linearization(선형화), Error(오차)

기 호 설 명

C_p : 비열 [J/kg·K]

F : 이동시간과 작동시간의 비

f_m : 제습제 질량비

h : 열전달계수 [W/m²·K]

h_D : 물질전달계수 [kg/m²·s]

K : 제습기와 채널 내 공기의 열용량 비

L : 채널 길이 [m]

N : 열전달 단위수(NTU)

i_{fg} : 흡착열 [kJ/kg]

S : 제습기 흡습량과 공기 수증기량의 비

T : 온도 [°C]

t_p : 제습주기 [s]

u_a : 전면풍속(face velocity) [m/s]

W : 제습제 흡습량 [kg_{water}/kg_{desiccant}]

x^* : 무차원 길이 좌표

Y : 절대습도 [kg_{moisture}/kg_{dry-air}]

† Corresponding author

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

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

그리스 문자

α : 단위체적당 표면적 [m⁻¹]

- ϵ : 공극률 (porosity)
- θ : 무차원 온도
- χ : 제습기 내부 열용량 비와 관련된 무차원수
- λ : 해석해의 지수
- ρ : 밀도 [kg/m^3]
- σ : 제습기 흡습량과 관련된 무차원수
- τ : 무차원 시간
- Ψ : 무차원화된 온도변화에 따른 습도변화를
- ϕ : 상대습도
- ω : 무차원 절대습도

하첨자

- 0 : 기준상태
- a : 공기
- avg : 평균값
- i : 입구
- o : 출구
- p : 제습과정
- r : 재생과정
- v : 수증기
- w : 제습기

1. 서 론

Fig. 1(a)와 같은 제습기는 일반적으로 실리카 겔(silical gel), 제올라이트(zeolite) 등 제습제의 흡착특성을 이용하여 공기를 건조시키는 기기이다. 제습기는 Fig. 1(a)에 나타낸 바와 같이 다공성 구조의 회전체 형태를 가지며, 이 회전체의 운전 중 일부에서는 흡착/제습이 일어나고, 다른 부분에서는 탈착/재생이 일어난다.

제습기에서는 습기의 흡착 및 탈착, 잠열의 흡

수 및 방출 등 열전달과 물질전달이 동시에 발생한다. 위 과정을 해석하기 위하여 유한차분법을 적용한 수치적 접근 및 파동법(wave analysis)을 이용한 이론적 접근이 이루어져 왔다.⁽¹⁻⁴⁾ 이론적인 방법의 경우에도, 지배방정식의 비선형성 때문에 수치적인 방법에 의존하여야 한다.

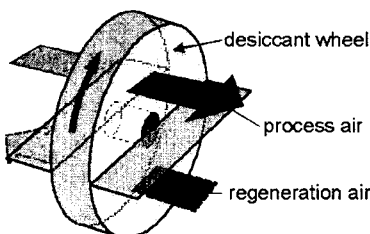
제습기의 성능에 영향을 미치는 요인으로는 제습제의 등온선(isotherm curve), 비열, 밀도 등 물성에 관련된 것, 제습기의 다공도, 유로형상, 유로길이, 지름 등 형상에 관련된 것, 제습공기 온습도, 재생공기 온습도, 유량, 제습기 회전속도 등 운전조건에 관련된 것 등 상당히 여러 가지가 있다. 수치해석 기법을 통해서 개별적인 인자들이 제습기 성능에 미치는 영향을 파악할 수는 있지만, 수많은 인자들의 상관관계를 분석하거나 제습 및 재생과정의 근본적인 현상을 이해하기 위한 방법으로는 모자라는 점이 있다.

본 연구에서는 몇 가지 가정을 통하여 제습기에서의 열 및 물질전달 관련 지배방정식을 선형화하였으며, 제습과정을 지배하는 무차원수들을 도출하였다. 선형화된 지배방정식으로부터 제습 및 재생 출구 온습도에 대한 해석해를 구하였으며, 수치해석 결과와 비교하여 해석해의 정확도를 검증하였다. 또한 해석해 도출에 적용된 각 가정들이 해석해의 정확도에 미치는 영향을 분석하였다.

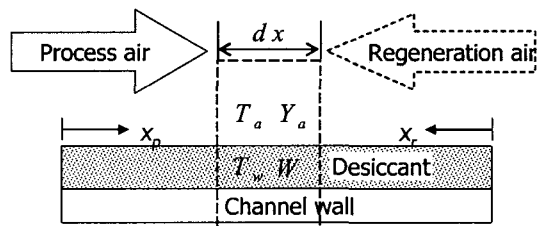
2. 지배방정식 및 간략화 방법

2.1 지배방정식

제습기에서의 제습 및 재생과정을 간략 모델화한 Fig. 1(b)로부터 제습기에서의 열 및 물질 전달과정을 Zheng and Worek⁽⁴⁾이 정리한 바와 같이 다음의 식들로 나타낼 수 있다.



(a) Desiccant dehumidifier



(b) Simple model for the dehumidifier

Fig. 1 Actual configuration and simplified model for the desiccant dehumidifier.

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

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

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

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

주기정상(cyclic steady)상태에 도달한 경우, 경계 조건은 다음과 같다.

- Dehumidification period ($0 < t < t_p$)

$$T_{a,p}(t, 0) = T_{a,p,i} \quad (5)$$

$$Y_{a,p}(t, 0) = Y_{a,p,i}$$

$$T_{w,p}(0, x) = T_{w,r}(t_p, L - x) \quad (6)$$

$$Y_{w,p}(0, x) = Y_{w,r}(t_p, L - x)$$

- Regeneration period ($0 < t < t_p$)

$$T_{a,r}(t, 0) = T_{a,r,i} \quad (7)$$

$$Y_{a,r}(t, 0) = Y_{a,r,i}$$

$$T_{w,r}(0, x) = T_{w,p}(t_p, L - x) \quad (8)$$

$$Y_{w,r}(0, x) = Y_{w,p}(t_p, L - x)$$

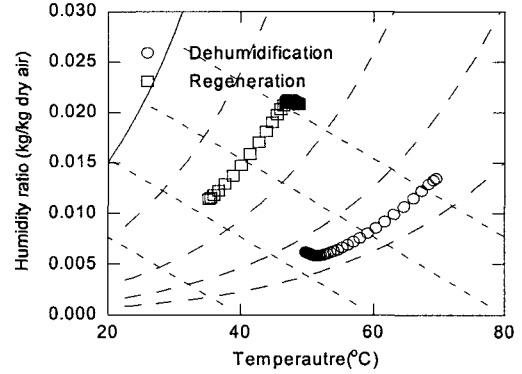


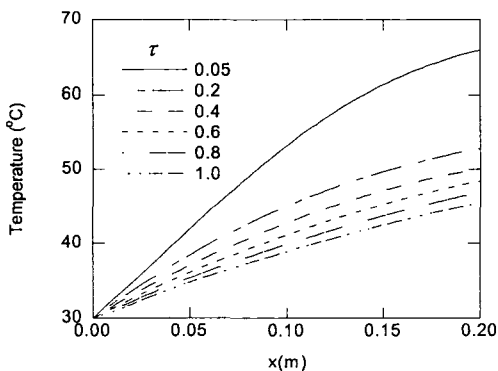
Fig. 2 Psychrometric change of the exit airs.

위 식에서 제습기간과 재생기간은 t_p 로 동일한 것으로 가정하였다. 제습기간과 재생기간에서 유동방향에 일치하도록 x 축의 방향을 변경하여, 결과적으로 제습기간과 재생기간에 동일한 지배방정식이 적용되도록 하였다.

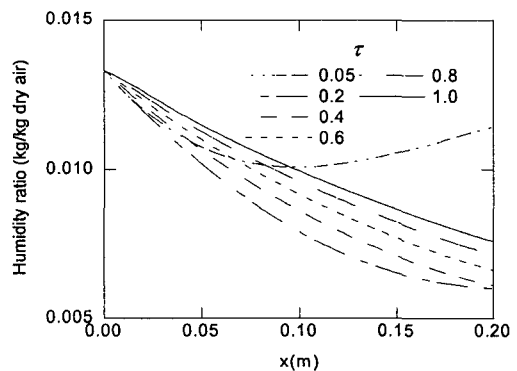
제습제는 실리카겔로 가정하였고, 등온선은 다음과 같다.⁽⁵⁾

$$\phi_w = 0.0078 - 0.0576 W + 24.2 W^2 - 124 W^3 + 204 W^4 \quad (9)$$

Zheng and Worek⁽⁴⁾의 방법을 적용하여 구한 수치해석 결과를 Fig. 2와 Fig. 3에 나타내었다. 제습기 미소채널의 단면은 삼각형으로 가정하였으며, 상세한 수치해석 조건은 Table 1에 나타내었다.



(a) Temperature distributions of the air



(b) Humidity distributions of the air

Fig. 3 Axial distributions of the air condition during dehumidification process.

Table 1 Parameter values for the simulation of Figs. 2 and 3

Parameter	u_a (m/s)	t_p (s)	$T_{a,p,i}$ (°C)	$T_{a,r,i}$ (°C)	$\phi_{p,i}$	$Y_{a,p,i}$ (kg/kg)	$Y_{a,r,i}$ (kg/kg)	L (m)	f_m	ϵ	α (m ⁻¹)
Value	2.0	90	30	70	0.5	0.0133	0.0133	0.2	0.5	0.707	1630

2.2 간략화 방법을 통한 제습기 해석해

시간, 거리, 온도, 습도 등을 다음과 같이 무차원화하였다.

$$\begin{aligned}\tau &= t/t_p \\ x^* &= x/L \\ \theta &= \frac{T - T_{a,p,i}}{T_{a,r,i} - T_{a,p,i}} \\ \omega &= \frac{Y - Y_{a,p,i}}{C_{pa}(T_{a,r,i} - T_{a,p,i})/i_{fg}}\end{aligned}\quad (10)$$

지배방정식을 간략히 하기 위하여 다음의 가정을 도입하고 선형화하였다.

(1) 공기관련 비정상항 무시

식(1)과 (2)에서 공기온도 및 습도의 시간변화항은 대류항에 비해 대략 $L/u_a t_p$ 의 크기를 가진다. 일반 제습기에서 위 값의 크기는 대략 10^{-3} 정도이므로, 이 항들의 영향을 무시할 수 있다.

(2) 제습제 등온선의 선형화

식(9)와 같은 곡선을 다음과 같이 선형화한다.

$$W = W_0 + \gamma(\phi_w - \phi_0) \quad (11)$$

선형화는 제습 입구공기와 재생 입구공기의 상대습도 구간에서 시행한다.

(3) 습공기 선도의 선형화

상대습도를 공기의 온도와 습도의 선형 결합으로 다음과 같이 간략화한다.

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

Y_{s0} 와 ξ 는, 제습기 내부 온습도 변화범위에서, 각각 포화습도와 온도 변화에 대한 상대습도 변화율의 대표값을 의미한다. 제습기 내부 온습도 변화의 최대범위는 Fig. 4에 나타낸 바와 같다.⁽⁶⁾

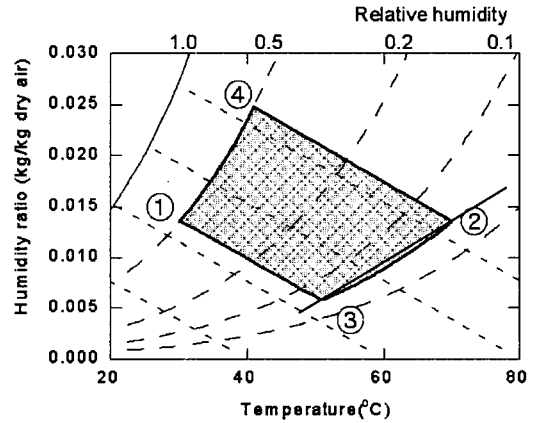


Fig. 4 Range of the temperature and humidity ratio in the dehumidifier.

Fig. 4에서 ①과 ②는 제습공기와 재생공기의 입구상태이며, ③과 ④는 ①과 ②로부터 엔탈피 일정선과 상대습도 일정선을 따라 이동할 때 만나는 점이다. ①~④각각의 점에서 θ , ω , ϕ 를 구한 뒤 최소오차자승법을 이용하여 Y_{s0} , ξ , ϕ_0 값을 구하였다.

제습제 등온선과 습공기 선도를 선형관계식으로 단순화하는 방법은 Hwang et al.⁽⁷⁾이 흡습 냉각 패드의 해석에 도입한 바 있다. 이러한 선형화가 해석결과의 정확성에 미치는 영향은 뒤에서 논의하기로 한다.

상기한 단순화에 추가하여 Lewis 관계식을 적용하였으며, 제습기의 비열이 다음과 같이 일정한 값을 가지는 것으로 가정하였다.

$$\bar{C}_{pw} = C_{pw} + f_m \frac{W_1 + W_2}{2} C_{p,water} \quad (13)$$

W_1 과 W_2 는 각각 Fig. 4의 ①점과 ②점의 상대습도에서 제습제의 포화 흡습량을 의미한다.

전술한 단순화 가정을 도입하여 식(1)~(4)를 무차원화한 뒤, 채널 길이방향으로 적분하면 다음 식들을 얻을 수 있다.

$$(\omega_{a,o} - \omega_{a,i}) = N(\bar{\omega}_w - \bar{\omega}_a) \quad (14)$$

$$(\theta_{a,o} - \theta_{a,i}) = N(\bar{\theta}_w - \bar{\theta}_a) \quad (15)$$

$$SF\bar{\omega}'_w - \Psi\bar{\theta}'_w = N(\bar{\omega}_a - \bar{\omega}_w) \quad (16)$$

$$KF\bar{\theta}'_w = N[(\bar{\omega}_a - \bar{\omega}_w) + (\bar{\theta}_a - \bar{\theta}_w)] \quad (17)$$

$$\bar{\theta}_a = (\theta_{a,o} + \theta_{a,i})/2 \quad (19)$$

$$\bar{\omega}_a = (\omega_{a,o} + \omega_{a,i})/2$$

이를 식(14), (15)에 대입하면 다음 식을 얻는다.

$$\bar{\theta}_w = \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{N}\right)\theta_{a,o} + \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{N}\right)\theta_{a,i} \quad (20)$$

$$\bar{\omega}_w = \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{N}\right)\omega_{a,o} + \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{N}\right)\omega_{a,i} \quad (21)$$

무차원 수 N, F, Ψ, K, S 의 정의는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} N &= \frac{ahL}{\rho_a u_a C_{pa}} \\ F &= \frac{L/t_p}{u_a/\varepsilon} \\ \Psi &= \frac{Y_{so} i_{fg} \xi}{C_{pa}(T_{a,r,i} - T_{a,p,i})} \\ K &= \frac{\rho_w \bar{C}_{pw}(1-\varepsilon)}{\rho_a C_{pa} \varepsilon} \\ S &= \frac{\gamma f_m \rho_w (1-\varepsilon)}{\rho_a Y_{so} \varepsilon} \end{aligned} \quad (18)$$

식(19)~(21)을 이용하여, 식(16), (17)에서 $\bar{\theta}_a$ 와 $\bar{\omega}_a$ 를 소거하여 $\bar{\theta}_w$ 와 $\bar{\omega}_w$ 만의 연립방정식으로 정리한 뒤, $\bar{\omega}_w$ 를 소거하면 다음과 같은 $\bar{\theta}_w$ 만의 미분방정식을 얻을 수 있다.

$$x\sigma \frac{d^2 \bar{\theta}_w}{d\tau^2} + (\sigma + \sigma\Psi + x) \frac{d\bar{\theta}_w}{d\tau} + \bar{\theta}_w = \theta_{a,i} \quad (22)$$

N 은 NTU(number of transfer unit), F 는 제습 기간과 공기가 채널을 통과하는 시간의 비율을 의미한다. Ψ 는 온도변화와 절대습도 변화가 상대습도의 변화에 미치는 영향의 비율 나타내며, K 는 제습기의 열용량과 공기의 열용량의 비, S 는 제습제가 흡수하는 양과 공기가 함유한 수분의 비율을 의미한다.

Fig. 3으로부터 공기 온습도의 축방향 분포가 초기를 제외하고는 거의 선형에 가까운 것을 볼 수 있다. 이 결과를 참고하여 본 연구에서는 간략화 과정의 마지막으로 공기 온습도의 축방향 분포가 항상 선형이라고 가정하였다. 이 경우 채널 내부 공기의 평균온도와 평균습도를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

식(22)의 일반해와 식(19)~(21)을 식(17)에 대입하면 $\bar{\omega}_w$ 의 일반해를 구할 수 있다. $\bar{\theta}_w$ 와 $\bar{\omega}_w$ 를 제습시와 재생시 각각에 대하여 구한 뒤, 식(6)과 식(8)의 주기 정상조건을 적용하면 적분 상수를 구할 수 있다. 공기 온습도의 출구값 $\theta_{a,o}, \omega_{a,o}$ 는 식(20), (21)로부터 구하여진다. 위 과정을 통하여 얻은 제습 과정시 제습기 출구 공기 온도와 습도에 대한 해석해는 다음과 같다.

$$\theta_{a,p,o} = [A \exp(-\lambda_1 \tau) + B \exp(-\lambda_2 \tau)] \times \frac{1}{1/N + 1/2} \quad (23)$$

$$\omega_{a,p,o} = [C \exp(-\lambda_1 \tau) - D \exp(-\lambda_2 \tau)] \times \frac{1}{1/N + 1/2} \quad (24)$$

Table 2 Expressions for $\lambda_1, \lambda_2, A, B, C, D, x$ and σ

Parameter	Expression	Parameter	Expression
A	$\frac{(1-x\lambda_2)(\theta_{a,r,i} - \theta_{a,p,i}) + (\omega_{a,r,i} - \omega_{a,p,i})}{x(\lambda_1 - \lambda_2)(1 + \exp(-\lambda_1))}$	λ_1	$\frac{1 + \Psi + x/\sigma}{2x} \left(1 + \sqrt{1 - \frac{4x/\sigma}{(1 + \Psi + x/\sigma)^2}} \right)$
B	$\frac{(x\lambda_1 - 1)(\theta_{a,r,i} - \theta_{a,p,i}) - (\omega_{a,r,i} - \omega_{a,p,i})}{x(\lambda_1 - \lambda_2)(1 + \exp(-\lambda_2))}$	λ_2	$\frac{1 + \Psi + x/\sigma}{2x} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{4x/\sigma}{(1 + \Psi + x/\sigma)^2}} \right)$
C	$(x\lambda_1 - 1)A$	x	$KF(1/N + 1/2)$
D	$(1 - x\lambda_2)B$	σ	$SF(1/N + 1/2)$

Table 3 Range of parameter values

Parameter	$T_{a,r,i}$		
	70°C	80°C	90°C
K	353	349	346
F	0.000785	0.000785	0.000785
N	7.14	7.14	7.14
S	1410	1230	1090
α	0.177	0.175	0.174
σ	0.708	0.618	0.548
ψ	1.58	1.50	1.42
λ_1	15.5	15.3	15.0
λ_2	0.515	0.606	0.698

$\lambda_1, \lambda_2, A, B, C, D, \alpha, \sigma$ 의 정의는 Table 2에 정리하였다. 재생온도가 70°C, 80°C, 90°C일 때의 무차원수와 지수들의 값을 Table 3에 나타내었다.

3. 해석해와 수치해의 비교

Fig. 5는 Table 1의 조건에서의 수치해석과 해석해의 결과를 제습기간에 대하여 출구 온도 및 습도, 채널 평균 온도 및 습도를 비교한 그래프이다. 해석해의 도출에 적용된 여러 가지 가정에도 불구하고 해석해와 수치해가 거의 유사한 결과를 보임을 알 수 있다.

온도와 습도 오차의 제곱 평균값(RMS, root mean square) Δ_T, Δ_Y 를 각각 다음과 같이 정의한다.

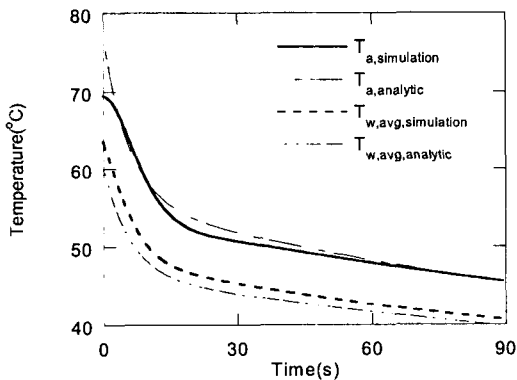
$$\Delta_T^2 = \int_0^1 \left(\frac{T_{analytic} - T_{simulation}}{T_{a,r,i} - T_{a,b,i}} \right)^2 d\tau \quad (25)$$

$$\Delta_Y^2 = \int_0^1 \left(\frac{Y_{analytic} - Y_{simulation}}{Y_{a,r,i} - Y_3} \right)^2 d\tau \quad (26)$$

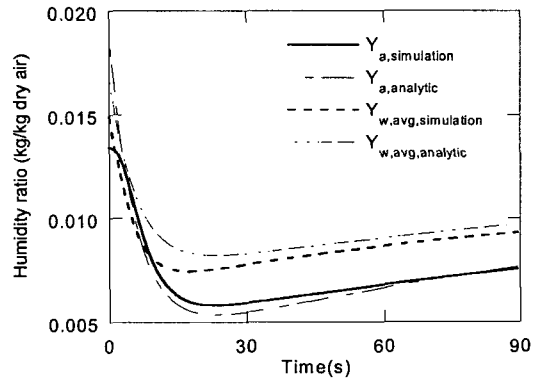
위 식에서 Y_3 은 Fig. 4의 ③점에서의 습도값을 의미한다. Fig. 5에서 제습기간 출구 공기온도와 공기습도, 제습기의 유동방향 평균온도와 평균습도의 RMS 오차는 각각 2.85%, 8.60%, 3.84%, 9.44%이다. 한편 오차의 시간 평균값은 RMS 오차보다 작아서 각각 1.54%, -1.75%, -3.39%, 7.92%이다.

Fig. 6과 Fig. 7에는 유속, 제습기간, 재생공기 온습도 등 제습기의 운전조건이 Table 1에 나타난 기준조건으로부터 변화할 때 제습공기 출구 온습도의 RMS 오차 범위를 나타내었다. Fig. 7에서 제습공기의 입구습도는 재생공기의 입구습도와 같은 값을 가지는 것으로 가정하였으며, Fig. 7의 습도영역은 제습공기 입구 상대습도가 0.4에서 0.8인 영역에 해당한다.

Fig. 6과 Fig. 7에 나타난 운전조건의 범위에서 제습공기 출구온도의 RMS 오차는 거의 5% 이내임을 알 수 있으며, 출구습도는 유속이 작거나 제습주기가 긴 경우, 또는 재생온도가 높고 재생습도가 낮은 영역을 제외하고는 거의 10% 이내의 RMS 오차 범위를 가지는 것을 알 수 있다. 오차의 시간 평균값은 Fig. 6과 Fig. 7에 나타난 전체 운전범위에서 온도의 경우 $\pm 4\%$ 미만, 습도

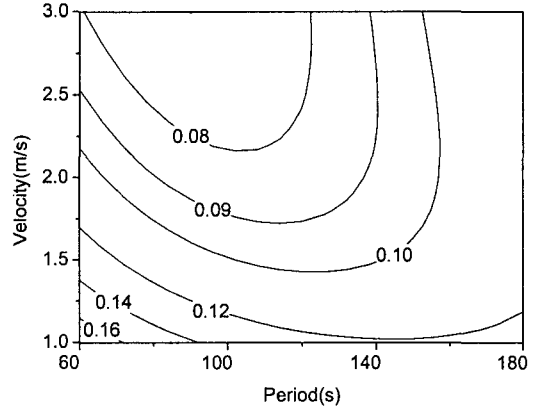
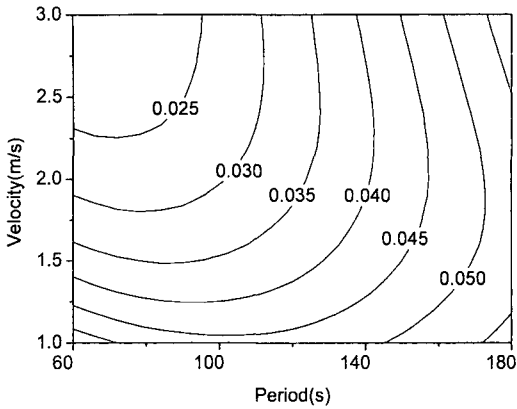


(a) Temperatures of the exit air and at the channel surface averaged over the length



(b) Humidity ratios of the exit air and at the channel surface averaged over the length

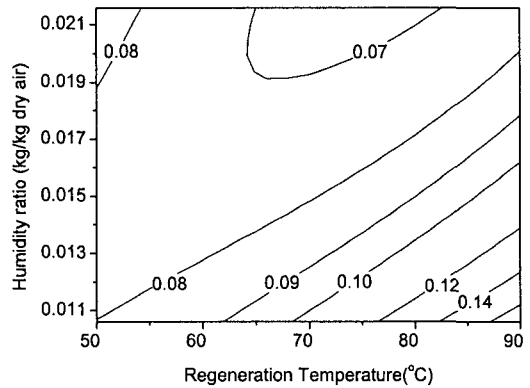
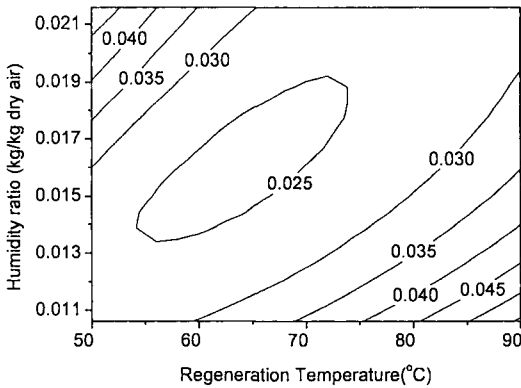
Fig. 5 Comparison of the analytic results with the simulation results.



(a) ΔT when u_a varies from 1.0 m/s to 3.0 m/s and t_p from 60 s to 180 s

(b) ΔY when u_a varies from 1.0 m/s to 3.0 m/s and t_p from 60 s to 180 s

Fig. 6 Contour maps of ΔT and ΔY with respect to velocity and period.



(a) ΔT when $T_{a,r,i}$ varies from 50°C to 90°C and $Y_{a,r,i}$ from 0.0106 to 0.0216

(b) ΔY when $T_{a,r,i}$ varies from 50°C to 90°C and $Y_{a,r,i}$ from 0.0106 to 0.0216

Fig. 7 Contour maps of ΔT and ΔY with respect to $T_{a,r,i}$ and $Y_{a,r,i}$.

의 경우 $\pm 7\%$ 미만으로 계산되었다.

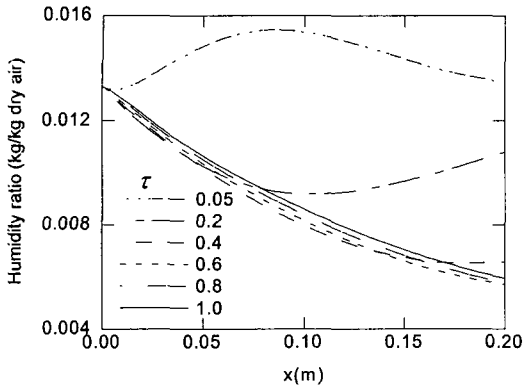
해석해 도출을 위하여 적용된 간략화 가정 중 해석해의 정확성에 큰 영향을 미치는 것은 다음의 세 가지이다.

- (A1) 제습제 등온선의 선형화
- (A2) 습공기 선도의 선형화
- (A3) 공기온습도 분포의 선형화

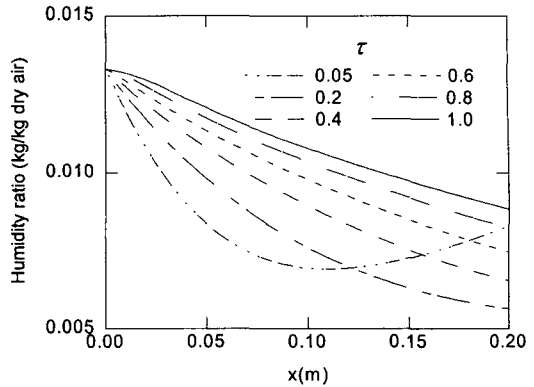
각 가정의 영향을 분석하기 위하여, A1을 도입한 수치해석과 A1과 A2를 도입한 수치해석을 추가적으로 수행하였으며, 아무런 가정을 도입하지 않은 수치해석 결과와의 차이를 Table 4에 정리

Table 4 Influence of each assumption

	u_a (m/s)	t_p (s)	A1	A1&A2	A1~A3
ΔT (%)	1.0	60	0.230	2.36	5.35
ΔY (%)			0.328	9.28	17.6
ΔT (%)	2.0	90	0.591	2.79	2.85
ΔY (%)			1.04	6.44	8.60
ΔT (%)	3.0	90	0.812	3.31	2.37
ΔY (%)			1.41	6.40	6.99
ΔT (%)	2.0	180	1.23	4.49	5.25
ΔY (%)			2.22	9.11	11.4



(a) Instantaneous humidity ratio distributions when u_a is 1.0 m/s and t_p is 60 s



(b) Instantaneous humidity ratio distributions when u_a is 2.0 m/s and t_p is 180 s

Fig. 8 Axial distribution of air humidity ratio during dehumidification process.

하였다. Table 4에는 해석해(A1~A3 적용)의 오차도 함께 나타내었다. A1의 영향은 다른 가정들에 비하여 정확도에 미치는 영향이 작은 것을 볼 수 있으며, A2는 모든 경우에서 오차의 주요 원인이 됨을 알 수 있다. 한편 A3은 유속이 작고 제습기간이 짧거나 제습기간이 길어지는 경우에 오차를 증가시키게 된다.

Fig.8은 유속이 작고 제습기간이 짧은 경우와 제습기간이 긴 경우의 유동방향 공기습도 분포의 시간변화에 대한 수치해석 결과를 나타낸다. 유속이 작고 제습기간이 짧은 경우, 제습기간 초기에 직전 재생기간의 영향이 사라지고 거의 선형적인 분포를 가지게 되는 때까지 상대적으로 긴 시간이 소요되어 선형분포 가정이 큰 오차를 야기하게 된다. 반면 제습기간이 긴 경우에는 제습기간의 말기에 이르러, 제습기 입구부분에서 제습제의 흡습량이 포화되는 영역이 발생하여 공기습도 분포가 평평한 부분이 나타나고 전체적인 분포가 선형에서 많이 벗어나게 된다.

한편 Fig. 7에서 재생온도가 높고 재생습도가 낮은 경우에 오차가 커지는 것은, 제습기 내부 온습도 변화 범위가 넓어짐에 따라 습공기 선도 선형화 오차가 커지는 것이 주요 원인인 것으로 분석되었다.

5. 결 론

실리카겔 제습기의 성능을 이론적으로 분석하기 위하여 등온선의 선형화, 습공기 선도의 선형

화, 공기온습도 분포의 선형화 등의 간략화 가정을 도입하여 지배방정식을 선형화하였으며, 제습기의 상태량을 나타내는 해석해를 구하였다.

해석해의 정확성을 검증하기 위하여, 아무런 가정을 도입하지 않은 수치해석의 결과와 해석해의 결과를 비교하였으며, 여러 가지 가정에도 불구하고 해석해의 결과가 수치해석 결과와 매우 잘 일치하는 것을 보였다. 공기유속, 제습기간, 재생온습도 등 운전변수의 일반적인 범위에서 해석해에 의한 제습공기 출구온도와 출구습도의 시간 평균오차는 각각 4%, 7% 이내이며, 제습 평균오차는 각각 5%, 15% 미만임을 보였다.

본 연구에서 제안하는 해석해는 제습기에서의 제습 및 재생과정의 근본적인 물리현상 이해에 기여하며, 제습기 성능에 영향을 미치는 인자들의 상관관계 분석 및 최적화에 큰 도움이 될 것으로 기대된다.

후 기

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

참고문헌

1. Van den Bulck, E., Mitchell, J. W. and Klein, S. A., 1985, Design theory for rotary heat and mass exchangers-I. Wave analysis of

- rotary heat and mass exchangers with infinite transfer coefficients, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 28, No. 8, pp. 1575-1586.
2. Maclaine-cross, I. L., 1988, Proposal for a hybrid desiccant air conditioning system, *ASHRAE Trans.*, Vol. 94, pp. 1997-2009.
 3. Davanagere, B. S., Sherif, S. A. and Goswami, D. Y., 1999, A feasibility study of a solar desiccant air-conditioning system - Part I: Psychrometrics and analysis of the conditioned zone, *Int. J. Energy Res.*, Vol. 23, pp. 7-21.
 4. 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.
 5. Pesaran, A. and Mills, A., 1984, Modeling of solid-side transfer in desiccant particle beds, *Solar Engineering*, pp. 177-185.
 6. 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.
 7. Hwang, Y.-S., Lee, D.-Y. and Park, B., 2004, Theoretical analysis on the heat and mass transfer in a sorption cool pad, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 16, No. 2, pp. 167-174.