

# 로터리 제습기의 단순 해석 모델 개발-I. 지배방정식의 근사적 해석

김 동 선<sup>†</sup>, 최 영 돈<sup>\*</sup>, 이 대 영<sup>\*\*</sup>

충주대학교 기계공학과, <sup>\*</sup>고려대학교 기계공학과, <sup>\*\*</sup>KIST

## Development of a Simple Analytical Model for Desiccant Wheels-I. Approximate Solution of the Governing Equations

Dong-Seon Kim<sup>†</sup>, Young-Don Choi<sup>\*</sup>, Dae-Young Lee<sup>\*\*</sup>

*Department of Mechanical Engineering, Chungju National University, Chungbuk 380-702, Korea*

*<sup>\*</sup>Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea*

*<sup>\*\*</sup>Korea Institute of Science and Technology, Seoul 136-791, Korea*

(Received August 23, 2011; revision received November 1, 2011)

**ABSTRACT:** A simple analytical model has been developed from the approximate solution of the governing equations for desiccant wheels. The model has been compared with a numerical two-dimensional transient model and found capable of making realistic prediction. The analytical model will be further developed to provide simple effectiveness correlations which can be useful for the rough design or long-term simulation of the desiccant wheels in DEC systems.

**Key words:** Desiccant evaporative cooling(제습냉방), Analytical model(해석모델), Effectiveness(유용도), Desiccant wheel(로터리 제습기)

### 기 호 설 명

$c$	: 단위부피당 수분함유량 [kg/m <sup>3</sup> ]
$C_p$	: 비열 [kJ/kgK]
$D$	: 물질확산계수 [m <sup>2</sup> /s]
$h_t$	: 열전달계수 [kW/m <sup>2</sup> K]
$h_m$	: 물질전달계수 [m/s]
$h_{fg}^*$	: 흡착열 [kJ/kg <sub>water</sub> ]
$k$	: 열전도도 [kW/mK]
$L$	: 유로길이 [m]
$\dot{m}$	: 질량유량 [kg/s]
$\dot{n}$	: 질량유속 [kg/m <sup>2</sup> s]
$\dot{q}$	: 열유속 [kW/m <sup>2</sup> ]

$T$	: 온도 [K]
$t$	: 시간 [s]
$u, v$	: 평균, 국부속도 [m/s]
$w$	: 제습제 단위질량당 수분함유량 [kg/kg]

### 그 리 스 문 자

$\chi$	: 절대습도 [kg <sub>water</sub> /kg <sub>dry-air</sub> ]
$\alpha$	: 열확산계수, $k/\rho C_p$ [-]
$\Delta, \delta$	: 공기유로, 제습제 높이의 절반 [m]
$\varepsilon$	: 유용도 [-]
$\rho$	: 밀도 [kg/m <sup>3</sup> ]
$\phi$	: 상대습도 [-]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-43-841-5125; fax: +82-43-841-5120

E-mail address: dongseonkim@cjnu.ac.kr

### 하첨자

$i, o$  : 입, 출구

$h, c$  : 고, 저온  
 $t, m$  : 열, 물질전달  
 $s, a$  : 제습제, 공기

1. 서론

제습제를 통과시켜 만든 건조한 공기를 물과 직접 접촉시켜 낮은 포화온도에서 물이 증발하게 함으로써 온도를 낮추는 냉방기술을 통틀어 제습냉방이라 부른다. 제습냉방기의 성능은 제습제 및 제습 사이클의 설계에 크게 좌우되며 과거로부터 흡수성이 강한 다양한 액상 또는 고상의 제습제와 그 운용에 관한 여러 가지 아이디어들이 연구되어 왔다.<sup>(1, 2)</sup>

제습냉방은 기본적으로 환기요구량이 큰 건물의 중앙집중식 환기장치에 일체화되어 전체 냉방부하의 일부분을 담당하도록 설계되는데 제습제의 재생을 위한 저급의 열에너지 외에는 기존 급배기 유로에 부가되는 유동저항을 상쇄하기 위해 소량의 전기에너지만을 사용하므로 기존의 전기압축식 냉방시스템이 소모하던 값비싼 전기에너지를 값싼 저급 열에너지로 대체하는 효과를 얻을 수 있어 최근 신재생에너지, 특히 태양열의 활용과 관련하여 전 세계적으로 많은 관심을 끌고 있다.

본 연구는 고체 제습냉방기에 흔히 쓰이는 로터리 제습기의 단순한 열역학적 모델 개발을 목표로 한다. 로터리 제습기는 회전축을 중심으로 실리카겔, 제올라이트 등의 고체 제습제를 함유 또는 코팅한 주름진 복합재료 필름을 감는 등의 방법으로 원주 상에 축 방향으로 수많은 공기통로를 갖도록 만든 바퀴 모양의 구조물로서 두 개의 온도가 다른 공기흐름 사이에 설치하고 회전시켜 저온 측의 다습한 공기로부터 수분을 흡착하여 제습능력이 저하된 제습제를 고온 측에서 다시 가열하여 수분을 제거해줌으로써 연속적 제습이 가능하도록 해주는 요소이다.

로터리 제습기는 제습냉방기의 성능을 결정짓는 핵심요소로서 과거로부터 많은 연구들이 진행되어 왔다. 제습-재생의 한 사이클 동안 제습제의 거동을 기술하는 문제는 주기적으로 변하는 입구조건과 비선형적 경계조건 등으로 인해 매우 복잡하기 때문에 이론적 연구들은 대부분 다양한 수치 모델을 개발하는 방향으로 진행되었다.<sup>(3-8)</sup>

수치 모델은 예를 들어 한 제습주기와 같이 짧은 시간 동안 일어나는 현상을 미시적으로 기술하는 목적으로는 적합하지만 기상데이터를 사용하여 계

절 성능을 시뮬레이션 하는 경우와 같이 장시간에 걸쳐 전체 시스템의 성능을 평가하거나 다양한 인자간의 복잡한 상호작용을 연구하는 목적으로는 불리하다. 이런 이유로 본 연구에서는 제습기의 지배방정식을 단순화하여 근사해를 얻고 궁극적으로 제습기의 유용도 모델을 개발하고자 한다. 과거에도 유사한 목적의 연구들<sup>(9-13)</sup>이 있었으나 이들은 모두 시뮬레이션 결과를 임의의 함수 또는 테이블 형태로 나타낸 것으로 본 연구의 접근방법과는 큰 차이가 있다.

본 연구는 크게 두 부분으로 이루어지는데 1부에서는 지배방정식을 단순화하여 근사해를 얻고 2부에서는 그 근사해를 이용하여 유용도 상관식을 개발하고 수치모델과 비교하여 정확성을 검증할 것이다. 아래에 1부 연구 내용을 정리하였다.

2. 지배방정식

제습기 구조에 대한 자세한 설명은 기존의 연구들<sup>(3-7)</sup>을 기본으로 하여 Fig. 1과 같이 제습기내 공기유동을 무한 평행판 사이의 유동으로 가정하고 유동방향 확산효과를 무시하면 다음과 같이 지배방정식을 단순화할 수 있다.

공기측 에너지 및 물질전달 방정식 :

$$\frac{\partial T_a}{\partial t} + v \frac{\partial T_a}{\partial x} = \alpha_a \frac{\partial^2 T_a}{\partial^2 y} \tag{1}$$

$$\frac{\partial c_a}{\partial t} + v \frac{\partial c_a}{\partial x} = D_a \frac{\partial^2 c_a}{\partial^2 y} \tag{2}$$

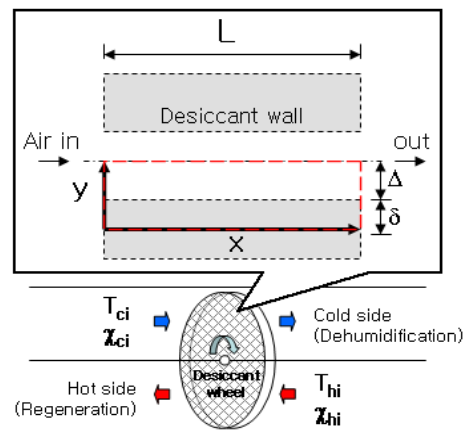


Fig. 1 Schematic diagram of a desiccant wheel.

제습제층 에너지 및 물질전달 방정식 :

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \alpha_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial^2 y} \quad (3)$$

$$\frac{\partial c_s}{\partial t} = D_s \frac{\partial^2 c_s}{\partial^2 y} \quad (4)$$

식(1)~식(4)의 해는 공기와 제습제의 경계면 즉,  $y = \delta$ 에서 아래의 경계조건을 만족해야 하며

$$k_s \left( \frac{\partial T_s}{\partial y} \right)_{y=\delta} = k_a \left( \frac{\partial T_a}{\partial y} \right)_{y=\delta} + h_{fg}^* D_a \left( \frac{\partial c_a}{\partial y} \right)_{y=\delta} \quad (5)$$

$$D_s \left( \frac{\partial c_s}{\partial y} \right)_{y=\delta} = D_a \left( \frac{\partial c_a}{\partial y} \right)_{y=\delta} \quad (6)$$

$$f^{eq}(T_s, c_s, c_a)_{y=\delta} = 0 \quad (7)$$

또 입구조건은 제습-재생 사이클에 따라 주기적으로 변하므로 제습시간을  $\tau_c$ , 재생시간을  $\tau_h$ 라 하면 시간  $0 \leq t < \tau_c$  동안  $x = 0$ 에서

$$T_a(t, 0, y) = T_{ci}, c_a(t, 0, y) = \rho_a \chi_{ci} \quad (8)$$

$\tau_c \leq t < \tau_c + \tau_h$ 일 때  $x = L$ 에서

$$T_a(t, L, y) = T_{hi}, c_a(t, L, y) = \rho_a \chi_{hi} \quad (9)$$

이고 초기조건은  $t = 0$ 일 때  $x > 0$ 에서 다음과 같다.

$$T_a(0, x, y) = T_a(\tau_c + \tau_h, x, y), \quad (10)$$

$$c_a(0, x, y) = c_a(\tau_c + \tau_h, x, y)$$

$$T_s(0, x, y) = T_s(\tau_c + \tau_h, x, y), \quad (11)$$

$$c_s(0, x, y) = c_s(\tau_c + \tau_h, x, y)$$

식(7)의 평형상태 방정식은 다음과 같은 일반 방정식의 형태로 알려져 있는데<sup>(11, 12)</sup>

$$w_s = \frac{w_{max}}{1 - C + C\phi^{-1}} \quad (12)$$

여기서  $\phi$ 는 제습제와 평형상태에 있는 공기의 상대 습도,  $w_s$ 는 제습제의 단위 질량당 수분 함유량이고  $w_{max}$ 는  $w_s$ 의 최대값으로서 상수  $C$ 와 함께 특정 제

습제의 열역학적 특성치로 주어진다.

식(12)는 다음과 같이 약간 변형되어 사용되기도 하는데<sup>(6)</sup>

$$w_s = \phi^\beta w_{max} \quad (13)$$

여기서  $\beta$ 는 식(12)의  $C$ 와 같이 역시 특정 제습제의 열역학적 특성치이다. 본 연구에서는 편의상 식(13)을 사용하였다.

아래에서는 우선 식(1)~식(11)의 지배 방정식을 풀어낼 수 있는 수치 모델을 개발하고 근사해와 비교하여 근사해의 정확성을 확인할 것이다.

### 3. 모델 개발 및 결과

#### 3.1 수치모델

과거의 수치모델들<sup>(3-8)</sup>을 살펴보면 운동량 방정식까지 포함한 Ruivo et al.<sup>(7)</sup>를 제외한 대부분의 모델에서 공기 측 전달계수를 일정하게 가정<sup>(3-6, 8)</sup>하거나 제습제 내부의 저항을 무시<sup>(5, 8)</sup>하여 공간적으로 어느 한쪽 또는 양쪽을 모두 1차원으로 단순화하였다. 본 연구에서 개발한 모델은 공기 유동을 완전 발달한 층류유동으로 가정하고 Fig. 1의  $0 \leq x \leq L$ ,  $0 \leq y \leq \delta + \Delta$ 의 영역에서  $x$ 방향으로 균일,  $y$ 방향으로는 공기( $\Delta$ )와 제습제 영역( $\delta$ ) 각각에 대해 비균일 격자계를 사용하였고 시간에 대해 fully implicit, 대류항은 upwind scheme으로 처리하여 Cholesky method으로 풀었다.

전술한 모델 중 일부<sup>(4, 6, 7)</sup>는 제습제 표면과 내부 확산속도의 차이(Knudsen effect)를 고려하는 등 물성의 국부적 변화를 고려하였으나 본 연구에서는 전 영역에서 물성이 일정하다고 가정하였는데 그 오차는 무시할 수 있을 정도로 작다.

Sphaier과 Worek<sup>(6)</sup>이 자신들의 모델을 검증했던 것과 마찬가지로 본 연구에서 개발한 수치 모델을 Brillhart<sup>(14)</sup>의 실험데이터와 비교하여 Fig. 2에 나타내었다.

시뮬레이션에 필요한 물성치는 Sphaier and Worek<sup>(6)</sup>로부터 구하여 Table 1에 정리하였다. 시뮬레이션에는 계산영역  $L = 200$  mm,  $\Delta = 0.49$  mm,  $\delta = 0.13$  mm에 대해  $x$ 방향으로 20개의 균일격자,  $y$ 방향으로 공기와 제습제 각각 10개씩의 비균일 격자를 사용하고 0.1초 시간 간격을 사용하였다.

Table 1 Physical properties

Properties	Air	Desiccant
$\rho(\text{kg/m}^3)$	1.063*	930.
$C_p(\text{kJ/kgK})$	1.007	1.34
$k(\text{kW/mK})$	$2.63 \times 10^{-5}$	$1.10 \times 10^{-5}$
$D(\text{m}^2/\text{s})$	$2.94 \times 10^{-5}$	$3.43 \times 10^{-6}$
$\beta(-)$		0.748
$w_{\text{max}}(\text{kg/kg})$		0.234

Note) \* Density of ideal gas at 78°C.

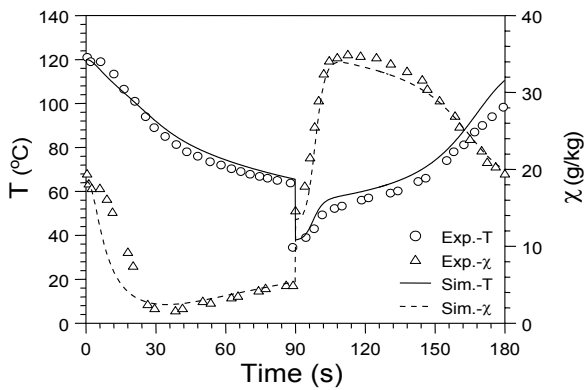


Fig. 2 Comparison of the numerical model and the experimental data from Brillhart.<sup>(14)</sup>

Brillhart<sup>(14)</sup>의 실험은 실리카겔이 코팅된 주름진 종이 채널을 대상으로 초기온도 120°C에서 처음 90초간 건구온도 34.5°C, 절대습도 14.5 g/kg의 공기를 제습하고 곧바로 같은 시간 동안 120°C, 18.5 g/kg의 공기로 재생하면서 출구의 건구온도와 절대습도를 측정하는 것이다.

Fig. 2에서 볼 수 있듯이 본 모델을 사용하여 얻은 시뮬레이션 결과는 실험 데이터와 적절하게 일치하며 같은 데이터로 검증한 과거의 모델들<sup>(6,8)</sup>과 동등한 수준으로 정확하다고 볼 수 있겠다.

Fig. 2에서 제습과 재생주기의 온도와 습도 프로필이 비대칭적인 점을 주목할 만하다. 비대칭성의 가장 큰 이유는 초기조건 차이 즉, 각 주기의 시작 시점에서 제습제 내부의 온도와 수분분포가 x방향 위치에 따라 크게 다르기 때문이다. 즉, 제습제의 온도와 수분분포는 강한 x의 함수이며 아래에서 설명하겠지만 이 때문에 엄밀해를 구하기는 쉽지 않다.

### 3.2 해석모델

해석모델을 개발하기 위해 본 연구에서는 우선 아

래와 같이 가정하여 문제를 단순화하였다.

- 공기와 제습제의 물성은 일정하다.
- 공기유동은 전 영역에서 완전 발달해 있다.
- 제습제 내부의 전달저항은 무시할 수 있다.

첫 번째 가정은 Fig. 2의 결과에서도 사용되었으며 나머지 가정들은 이전의 수치모델들<sup>(5,8)</sup>에서도 채용한 것이다.

이상과 같이 가정하고 식(1)~식(4)를 y에 대해 적분하면 다음과 같이 쓸 수 있는데

$$\frac{\partial T_a}{\partial x} = \frac{\dot{q}}{\rho_a C_{pa} u \Delta} \quad (14)$$

$$\frac{\partial c_a}{\partial x} = \frac{\dot{n}}{u \Delta} \quad (15)$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = - \frac{\dot{q} + h_{fg}^* \dot{n}}{\rho_s C_{ps} \delta} \quad (16)$$

$$\frac{\partial c_s}{\partial t} = \frac{-\dot{n}}{\delta} \quad (17)$$

여기서 u는 평균 유동속도이고 경계면에서의 열유속  $\dot{q}$ 와 질량유속  $\dot{n}$ 은 다음과 같이 정의되며

$$\dot{q} = h_t (T_s - T_a) \quad (18)$$

$$\dot{n} = h_m (c_a^* - c_a) \quad (19)$$

여기서  $h_t$ ,  $h_m$ 은 각각 공기측 열, 물질전달계수,  $c_a^*$ 는 제습제와 평형상태인 공기의 단위부피당 수분함량이다.

식(14)~식(17)을 해석적으로 풀기는 매우 어려운데 그 이유는 첫째, 주기적으로 주어지는 초기조건이 x의 복잡한 함수이며 둘째, 평형방정식이 비선형이기 때문이다. 이 때문에 과거에 해석 모델에 대한 연구는 많지 않아 Van Den Bulck et al.<sup>(9)</sup>이 무한히 큰  $h_t$ 와  $h_m$ 에 대해서 시도한 바 있다.

본 연구에서는 문제의 복잡성을 감안하여 아래와 같이 가정하고 간단한 1차원 근사해를 얻고자 하였다.

- 경계면에서 열, 질량유속은 위치에 상관없이 일정한 시간만의 함수이다.
- 평형방정식은 선형이다.

이상의 가정으로 문제는 1차원 선형방정식으로 단순화된다. 물론 첫 번째 가정은 공기의 유량이 매

우 큰 경우에, 또 두 번째 가정은 제습온도와 재생 온도의 차이가 작은 경우에만 근사적으로 유효하다. 하지만 이상의 가정이 전형적인 운전영역에서 수용할만한 오차를 낸다면 실용적인 가치가 있을 것으로 판단하여 아래와 같이 근사해를 구하였다. 국내에서 과거 Lee et al.<sup>(15)</sup>이 유사한 방법으로 제습제와 공기의 평균온도와 습도에 대한 근사해를 구한 바 있는데 Lee et al.<sup>(15)</sup>이 공기측 열과 물질전달에 상관관계를 가정하고 선형온습도 분포를 가정하여 열과 물질전달률을 온도와 습도차의 산술평균으로 표현한 반면 본 연구에서는 열과 물질전달 모델을 독립적으로 기술하여 자유도를 높이고 각각의 유용도를 정의하여 해를 단순화하였다. 해를 얻는 과정은 아래에서 제습운전을 기준으로  $x = 0$ 이 입구,  $x = L$ 이 출구가 되며 각각  $i$ 와  $o$ 의 하첨자로 구분하였다.

우선 평형방정식을 선형으로 가정하면

$$c_a^* - c_a = \left(\frac{\partial c_a^*}{\partial T}\right)(T_s - T_a) + \left(\frac{\partial c_a^*}{\partial c_s}\right)(c_s - c_s^*) \quad (20)$$

와 같이 쓸 수 있고 여기서  $c_a^*$ 와  $c_s^*$ 는 각각  $f^{eq}(T_s, c_s, c_a^*) = 0$ ,  $f^{eq}(T_a, c_s^*, c_a) = 0$ 을 만족한다.

또한 열과 질량유속이  $x$ 에 무관하게 일정하다면 출구 공기온도  $T_{ao}$ 는 같은 위치의 제습제 온도  $T_{so}$ 와 입구 공기온도  $T_{ai}$ 의 함수로

$$T_{ao} = T_{ai} + \varepsilon_t(T_{so} - T_{ai}) \quad (21)$$

와 같이 쓸 수 있는데 여기서  $\varepsilon_t$ 는

$$\varepsilon_t = NTU_h / (1 + NTU_h) \quad (22)$$

이고  $NTU_h = hA_t / (\dot{m}_a C_{pa})$ ,  $\dot{m}_a$ 는 공기의 질량유량,  $A_t$ 는 총 전열면적을 나타낸다.

식(22)는 두 유체의 열용량이 동일한 열교환기의 유용도와 동일하며 식(21)은 제습 또는 재생 주기의 초반에 경계면에서의 열유속을 실제보다 작게 예측하고 반대로 후반에 크게 예측한다.

공기 중 수분함량에 대해서도 마찬가지로 다음 같이 쓸 수 있고

$$c_{ao} = c_{ai} + \varepsilon_m(c_{so}^* - c_{ai}) \quad (23)$$

$\varepsilon_m$ 은  $NTU_m = h_m A_m / \dot{Q}_a$ 의 함수로 식(22)와 동일한 함수로 정의할 수 있으며 우측 마지막 항은 식(20)에 따라 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$c_{ao}^* - c_{ai} = \left(\frac{\partial c_a^*}{\partial T}\right)(T_{so} - T_{ai}) + \left(\frac{\partial c_a^*}{\partial c_s}\right)(c_{so} - c_{si}^*) \quad (24)$$

식(16)과 식(17)을  $0 \leq x \leq L$ 구간에서 적분하고 식(20)~식(24)를 고려하여 다시 쓰면

$$\frac{dT_{so}}{dt} = a_{11}(T_{so} - T_{ai}) + a_{12}(c_{so} - c_{si}^*) \quad (25)$$

$$\frac{dc_{so}}{dt} = a_{21}(T_{so} - T_{ai}) + a_{22}(c_{so} - c_{si}^*) \quad (26)$$

와 같이 1차 선형 연립미분방정식을 얻는데 여기서  $c_{si}^*$ 는  $f^{eq}(T_{ai}, c_{si}^*, c_{ai}) = 0$ 를 만족하도록 입구조건에 의해 정해지며  $a_{11}$ - $a_{22}$ 는 다음 같이 정의되는데

$$\begin{aligned} a_{11} &= -\frac{\dot{m}_a C_{pa}}{m_s C_{ps}} \left[ \varepsilon_t + \frac{h_{fg}^* \varepsilon_m}{\rho_a C_{pa}} \left( \frac{\partial c_a^*}{\partial T} \right) \right] \\ a_{12} &= -\frac{\dot{m}_a C_{pa}}{m_s C_{ps}} \frac{h_{fg}^* \varepsilon_m}{\rho_a C_{pa}} \left( \frac{\partial c_a^*}{\partial c_s} \right) \\ a_{21} &= -\frac{\dot{m}_a \rho_s}{m_s \rho_a} \varepsilon_m \left( \frac{\partial c_a^*}{\partial T} \right) \\ a_{22} &= -\frac{\dot{m}_a \rho_s}{m_s \rho_a} \varepsilon_m \left( \frac{\partial c_a^*}{\partial c_s} \right) \end{aligned} \quad (27)$$

여기서  $m_s$ 는 제습제의 총질량을 나타낸다.

식(25)와 식(26)에서 시간구배를 모두 출구에서 정의하였는데 이는 열과 질량유속이  $x$ 에 무관하게 일정하다고 가정하면 모든 위치에서 시간구배가 일정하므로 편의상 출구를 기준으로 한 것이다. 연립방정식의 해는 다음 같이 알려져 있는데

$$\theta = -\frac{\nu_1(\theta_o - \nu_2 \omega_o)}{\nu_2 - \nu_1} e^{\lambda_1 t} + \frac{\nu_2(\theta_o - \nu_1 \omega_o)}{\nu_2 - \nu_1} e^{\lambda_2 t} \quad (28)$$

$$\omega = -\frac{(\theta_o - \nu_2 \omega_o)}{\nu_2 - \nu_1} e^{\lambda_1 t} + \frac{(\theta_o - \nu_1 \omega_o)}{\nu_2 - \nu_1} e^{\lambda_2 t} \quad (29)$$

여기서  $\theta = T_{so} - T_{ai}$ ,  $\omega_o = c_{so} - c_{si}^*$ 이고  $\theta_o$ 와  $\omega_o$ 는 그 초기값들 즉,  $\theta_o = \theta_{t=0}$ ,  $\omega_o = \omega_{t=0}$ 이며 고유치와 고유벡터는 다음과 같다.

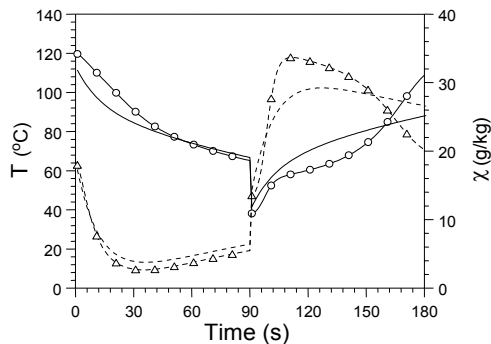
$$\lambda_{1,2} = \frac{1}{2} [(a_{11} + a_{12}) \pm \sqrt{(a_{11} + a_{12})^2 - 4(a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})}]$$

$$\nu_{1,2} = (\lambda_{1,2} - a_{22})/a_{21} \quad (30)$$

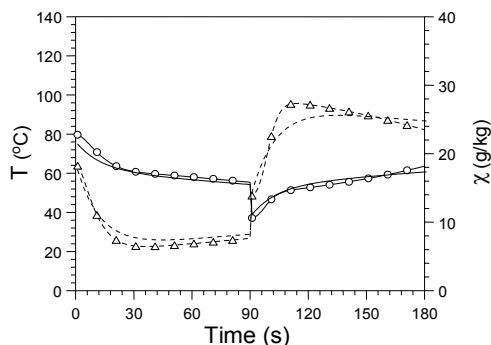
식(28)과 식(29)를 사용하면 주어진 입구( $T_{ai}$ ,  $c_{si}^*$ )와 초기조건( $\theta_0$ ,  $\omega_0$ )에 대해 임의의 시간  $t$ 에서  $T_{so}$ ,  $c_{so}$ 를 계산해낼 수 있다. 이 때 출구에서 공기의 건구온도  $T_{ao}$ 는 식(21)로 주어지고 절대습도는  $f^{eq}(T_{so}, c_{so}, c_{ao}^*) = 0$ 를 만족하는  $c_{ao}^*$ 를 식(23)에 대입하여 얻은  $c_{ao}$ 로 구할 수 있다.

우선 해석모델이 수치모델과 유사한 경향의 예측을 할 수 있다는 것을 보이기 위해 Brillhart<sup>(14)</sup>와 동일한 조건에서 재생온도만 120°C와 80°C로 다른 두 경우에 대해 수치와 해석모델을 비교하여 Fig. 3에 도시하였다.

우선 Fig. 3(a)와 Fig. 3(b) 두 경우 모두 해석모델과 수치모델이 유사한 경향을 보이는 것을 볼 수 있는데 정량적으로는 Fig. 3(b)의 경우에 두 모델이 더 잘 일치한다. 또한 Fig. 3(a)와 Fig. 3(b)에서 공



(a) Temp. and humidity profiles( $T_h = 120^\circ\text{C}$ )



(b) Temp. and humidity profiles( $T_h = 80^\circ\text{C}$ )

Fig. 3 Comparison of the numerical( $T : \circ$ ,  $\chi : \triangle$ ) and the analytical model( $T : -$ ,  $\chi : \dots$ ).

통적으로 재생구간( $t > 90$ )보다 제습구간( $t < 90$ )에서 두 모델이 더 잘 일치함을 주목할 필요가 있다.

이 이유는 해석모델에서 사용한 선형적 평형방정식이 낮은 온도에서 더 정확하기 때문이다.

또 Fig. 3(a)의 재생구간에서 온도의 경우 해석모델이 약 155초 이전에는 과소예측하나 이후에는 과대예측하며 습도의 경우에도 유사하게 약 160초 전후로 오차가 역전되는 현상을 주목할 필요가 있다. 이런 역전 현상은 Fig. 3(b)에서도 마찬가지로 역전되는 오차는 시간평균을 취하면 서로 상쇄되므로 해석모델의 시간평균값은 순간값보다 오차가 작다.

Fig. 1과 같은 로터리 제습기의 성능은 출구에서 관찰되는 온도와 습도로 결정되는데 이들은 사실 Fig. 3과 같은 순간값이 아니라 시간평균값이며 또 Fig. 3(b)와 같이 실용적인 온도 대에서는 오차가 작다는 사실은 본 해석모델의 가치를 판단하는데 긍정적인 요소이다.

작동온도 이외에도 많은 인자가 해석모델의 정확성에 영향을 준다. 해석모델의 오차를 정량적으로 평가하기 위해 수치모델과 해석모델의 시간평균을 Table 2의 작동범위에서 비교하였다.

시뮬레이션 방법과 오차분석의 자세한 내용은 Kim<sup>(16)</sup>에 정리하였으며 여기서 결과만 보고하면 본 해석모델의 시간평균 오차는 Table 2의 영역에서 수치모델을 기준으로 공기 입·출구 건구온도차의 경우 최대 7.4%이고 입·출구 절대습도차의 경우 8.4%이다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 로터리 제습기의 열역학적 해석모델을 개발하기 위해 2차원 과도 에너지 및 질량보존 방정식에 기반한 동적 수치모델을 개발하고 지배방정식을 1차원 선형연립방정식으로 단순화하여 얻은 근사해와 비교하였다. 근사해는 수치모델과

Table 2 Validated operating ranges

Parameter	Range
Regeneration air temp.(°C)	60~120
Regen. air humidity(g/kg)	12.5~18.5
Process air humidity(g/kg)	8.5~14.5
Average face velocity(m/s)	0.5~3.5
Channel length(mm)	50~230
Dehumid./Regen. period(s)	40~100

유사한 경향을 보이며 낮은 온도에서는 정량적으로도 잘 일치하는 것으로 밝혀졌다. 본 연구에서 얻은 결과는 후속 연구에서 유용도 모델 개발에 사용되며 그 정확성이 검증될 것이다.

## 후 기

본 연구는 지식경제부 에너지·자원기술개발사업(2010T100200183)의 지원을 받아 수행되었음을 밝히며 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Daou, K., Wang, R. Z., and Xia, Z. Z., 2006, Desiccant cooling air conditioning : a review, *Renew. Sust. Energ. Rev.*, Vol. 10, pp. 55-77.
2. Parmar, H. and Hindoliya, H. A., 2011, Desiccant Cooling System for Thermal Comfort : A Review, *Int. J. Eng. Sci. Tech.*, Vol. 3, pp. 4218-4227.
3. Majumdar, P., 1998, Heat and mass transfer in composite pore structures for dehumidification, *Solar Energy*, Vol. 62, pp. 1-10.
4. Zhang, L. Z. and Niu, J. L., 2002, Performance comparisons of desiccant of desiccant wheels for air dehumidification and enthalpy recovery, *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 22, pp. 1347-1367.
5. Zhang, X. J., Dai, Y. J., and Wang, R. Z., 2003, A simulation study of heat and mass transfer in a honeycomb rotary desiccant dehumidifier, *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 23, pp. 989-1003.
6. Sphaier, L. A. and 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.
7. Ruivo, C. R., Costa, J. J., and Figueiredo, A. R., 2007, On the behaviour of hygroscopic wheels : Part I-channel modelling, *Int. J. Heat Mass Tran.*, Vol. 50, pp. 4812-4822.
8. Chung, J. D. and Lee, D. Y., 2009, Effect of desiccant isotherm on the performance of desiccant wheel, *Int. J. Refrig.*, Vol. 32, pp. 720-726.
9. 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 Tran.*, Vol. 28, pp. 1575-1586.
10. Van Den Bulck, E., Mitchell, J. W., Klein, S. A., 1985, Design theory for rotary heat and mass exchangers-II. Effectiveness number of transfer units method for rotary heat and mass exchangers, *Int. J. Heat Mass Tran.*, Vol. 28, pp. 1587-1595.
11. Simonson, C. J. and Besant, R. W., 1999, Energy wheel effectiveness : part I-development of dimensionless groups, *Int. J. Heat Mass Tran.*, Vol. 42, pp. 2161-2170.
12. Simonson, C. J. and Besant, R. W., 1999, Energy wheel effectiveness : part II-correlations, *Int. J. Heat Mass Tran.*, Vol. 42, pp. 2171-2185.
13. Sphaier, L. A. and Worek, W. M., 2009, Parametric analysis of heat and mass transfer regenerators using a generalized effectiveness-NTU method, *Int. J. Heat Mass Tran.*, Vol. 52, pp. 2265-2272.
14. Brillhart, P. L., 1997, Evaluation of desiccant rotor matrices using an advanced fixed-bed test system, Ph. D. thesis, University of Illinois at Chicago, USA.
15. 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.
16. Kim, D. S., Development of a simple analytical model for desiccant wheels-II. Effectiveness correlations, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, accepted.