

## 재생온도가 저온인 경우 제습로터의 재생부/ 제습부 면적비율과 회전속도 최적화

정 재 동<sup>†</sup>, 이 대 영<sup>\*</sup>, 윤 석 만<sup>\*\*</sup>

세종대학교 기계공학과, <sup>\*</sup>한국과학기술연구원, <sup>\*\*</sup>한국지역난방공사 기술연구소

### Optimization of the Area Ratio of Regeneration to Dehumidification and Rotor Speed on the Condition of Low Regeneration Temperature

Jae-Dong Chung<sup>†</sup>, Dae-Young Lee<sup>\*</sup>, Seok-Mann Yoon<sup>\*\*</sup>

*Mechanical Engineering, Sejong University, Seoul 143-747, Korea*

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

*\*\*District Heating Technology Research Institute, Korea District Heating Corporation, Seoul 135-886, Korea*

(Received May 23, 2007; revision received June 25, 2007)

**ABSTRACT:** The desiccant rotor is the most essential component of desiccant cooling system, but its design relies on manufacturer's experience and principles are not yet clear in spite of a lot of theoretical/experimental work published. The mathematical modeling of desiccant rotor needs solution of coupled partial differential equations of heat and mass transfer. In this study, numerical program is developed and validated using a real desiccant rotor. The calculation results are in reasonable agreement with the experimental data and other available numerical results. Optimization of desiccant rotor on the condition of low regeneration temperature are investigated. The optimal rotor speed at which the process outlet humidity becomes minimized, shows same as that of the system optimization. Compared to high regeneration temperature, broad is the range of optimal speed of low regeneration temperature. Systematic analysis on the optimal area ratio of regeneration to dehumidification section has also been conducted.

**Key words:** Desiccant rotor(제습로터), Desiccant cooling(제습냉방), Dehumidification(제습), Regeneration(재생), Heat and mass transfer(열 · 물질전달)

#### 기 호 설 명

$A$  : 면적 [ $m^2$ ]

$C_p$  : 비열 [ $J/kg \cdot K$ ]

$f_m$  : 제습제 질량비

$h$  : 대류열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]

$h_m$  : 물질전달계수 [ $kg/m^2 \cdot s$ ]

$H_{sor}$  : 흡착열 [ $kJ/kg$ ]

$L$  : 제습로터 유동방향 길이 [ $m$ ]

$\dot{m}$  : 질량유량 [ $kg/s$ ]

$P$  : 채널 둘레길이 [ $m$ ] 또는 압력

$P_s$  : 포화압력

$T$  : 온도 [ $^{\circ}C$ ]

$t$  : 시간 [ $s$ ]

$t_p$  : 제습주기 [ $s$ ]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-2-3408-3776; fax: +82-2-3408-3333

E-mail address: jdchung@sejong.ac.kr

- $u_a$  : 전면 속도(face velocity) [m/s]
- $x$  : 좌표 [m]
- $Y$  : 절대습도 [ $\text{kg}_{\text{moisture}}/\text{kg}_{\text{dry air}}$ ]
- $W$  : 제습제 흡습량 [ $\text{kg}_{\text{water}}/\text{kg}_{\text{desiccant}}$ ]

그리스 문자

- $\epsilon$  : 성능지표
- $\rho$  : 밀도 [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
- $\phi$  : 상대습도
- $\omega$  : 회전속도 [rph]

하첨자

- $a$  : 공기
- $in$  : 입구
- $p$  : 제습과정
- $r$  : 재생과정
- $v$  : 수증기
- $w$  : 제습기

1. 서 론

제습냉방이란 제습기를 이용하여 공기 중의 습기를 제거하여 잠열부하를 처리하며, 건조한 공기 속에서 물 증발이 활발히 일어나는 원리를 이용, 공기 온도를 낮추어 냉방을 공급하는 방법이다. 일반 증기압축식 냉동기와는 달리 압축기를 구동하는 에너지원 대신 제습기에 흡착/흡수된 수분을 날려 보내고 제습기를 재생시키기 위해 열을 이용한다. 이때 소요되는 열은 상대적으로 저온이 활용될 수 있기에 태양열, 지역난방수 등의 이용관점에서 장점을 가지고 있다. 더욱이 요즘 문제가 되고 있는 실내 공기질 문제나 환경 문제, 지구온난화와 관련하여도 많은 장점이 있어 많은 주목을 받고 있다.<sup>(1)</sup> 이와 관련된 기존 연구로서 타당성조사,<sup>(2,3)</sup> 성능예측,<sup>(4-6)</sup> 제습제,<sup>(7,8)</sup> 제습로터 해석<sup>(9-11)</sup> 등의 연구가 활발히 이루어지고 있다.

제습로터는 제습냉방시스템의 가장 중요한 구성요소로서, 실리카겔이나 제올라이트 등의 고체 제습제를 벌집모양의 미소구조체를 가지는 휠에 함침시키거나 골판지처럼 생긴 성형지에 코팅한 후 이를 감아말아서 휠 형태로 제작된다. Fig. 1

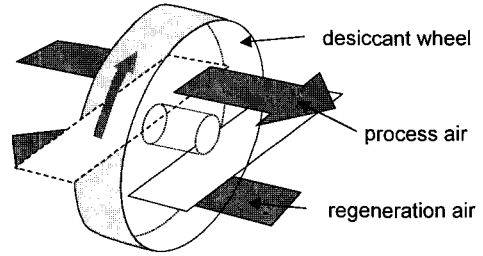


Fig. 1 Desiccant Rotor.

은 이의 개략적인 형태로서 매우 많은 채널로 구성되며, 전체적으로는 제습부와 재생부가 일정비율로 구분되어 있다. 수분을 흡수한 제습부는 낮은 속도로 회전하는 제습로터에 의해 고온의 재생부로 들어가 건조되어 제습능력을 회복한 후 다시 제습부로 돌아오는 과정이 반복되는 형태이다. 이는 온도 차이에 의한 현열 열전달만이 있는 현열교환기와는 달리 습도차이에 의한 물질전달과 이에 따른 잠열 열전달이 동시에 일어나므로 복잡한 해석이 요구된다. 제습로터의 성능에 영향을 미치는 요인은 매우 다양하여 전체적인 통찰이 매우 어려운 시스템이다.

지금까지의 연구는 대부분 재생열원의 온도가 높은 시스템이 대상이었고 제습냉방시스템이 여타 시스템에 비해 상대적인 장점을 가지는 저온 열원에 적용되었을 때 최적화에 대한 연구는 미흡한 실정이다. 본 연구에서는 제습냉방시스템을 개발, 적용하기 위한 전제조건으로, 그 핵심이 되는 제습로터의 열·물질전달 현상을 해석하는 프로그램을 개발하고, 검증하고, 재생온도가 낮은 경우에 재생부/제습부 면적비율과 회전속도 최적화의 해석을 목적으로 한다.

2. 해석모델

2.1 지배방정식

일차원, 축방향 확산 무시, 채널간 단열, 열·물질전달 계수가 일정하다는 가정하에 지배방정식은 다음과 같다.<sup>(10-12)</sup>

공기 질량균형식

$$\frac{\partial Y_a}{\partial x} = \frac{h_m P_p}{u_a \rho_a A_p} (Y_w - Y_a) \quad (1)$$

공기 에너지균형식

$$(C_{pa} + Y_a C_{pv}) \frac{\partial T_a}{\partial x} = \frac{h P_p}{u_a \rho_a A_p} (T_w - T_a) \quad (2)$$

제습제 내에서 질량균형식

$$\frac{\partial W}{\partial t} = \frac{h_m P_w}{\rho_w f_m A_w} (Y_a - Y_w) \quad (3)$$

제습제 내에서 에너지균형식

$$(C_{pw} + f_m \cdot W \cdot C_{pl}) \frac{\partial T_a}{\partial t} = \frac{h P_w}{\rho_w A_w} (T_a - T_w) + \frac{h_m H_{sor} P_w}{\rho_w A_w} (Y_a - Y_w) \quad (4)$$

정상상태에서의 초기조건과 주기조건을 적용하면 경계조건은 다음과 같다.

제습구간:

$$T_{ap}(t, 0) = T_{ap, in} \quad (5.a)$$

$$Y_{ap}(t, 0) = Y_{ap, in} \quad (5.b)$$

$$T_{wp}(0, x) = T_{wr}(t_r, L - x) \quad (5.c)$$

$$Y_{wp}(0, x) = Y_{wr}(t_r, L - x) \quad (5.d)$$

재생구간

$$T_{ar}(t, 0) = T_{ar, in} \quad (6.a)$$

$$Y_{ar}(t, 0) = Y_{ar, in} \quad (6.b)$$

$$T_{wr}(0, x) = T_{wp}(t_p, L - x) \quad (6.c)$$

$$Y_{wr}(0, x) = Y_{wp}(t_p, L - x) \quad (6.d)$$

위 지배방정식에서 미지수  $T_a, Y_a, T_w, Y_w, W$ 를 결정하기 위해서는 추가의 관계식, 등온선이 필요하다. 등온선은 제습제의 수분 양을 결정하는 식으로, 본 연구에서는 전형적인 제습제로서 실리카겔을 대상으로 하였으며, 식(7)과 같이 표현된다.

$$\phi_w = 0.0078 - 0.0576 W + 24.2 W^2 - 124 W^3 + 204 W^4 \quad (7)$$

여기서 상대습도  $\phi_w$ 는 다음과 같은 관계식을 만족한다.

$$Y_w = \frac{0.622 \phi_w \cdot P_s}{P - \phi_w \cdot P_s} \quad (8)$$

여기서  $P_s$ 는 포화압력을 의미한다.

주어진 지배방정식을 시간에 대해 암시적차분, 공간에 대해 전진차분법으로 차분화하여(800 × 50) 제습량과 재생량의 질량균형이 0.5% 이내의 오차로 계산하였다. 이러한 오차는 기존의 연구와 비슷한 정도의 수준이며 계산시간은 PC4 2GHz로 수 초 정도이다.

## 2.2 최적화 지표

$\epsilon - NTU$ 법으로 비교적 손쉽게 성능을 예측할 수 있는 현열교환기와는 달리 제습로터의 경우 성능을 평가하는 지표 자체가 존재하지 않거나 일부 제안된 성능지표도 논란의 여지가 많다. 현열교환기와 유사하게 식(9)와 같이 유용도를 정의하기도 하지만<sup>(11,13)</sup> ( $\chi$ 가 온도, 습도, 엔탈피 일 때 각각 해당 변수에 대한 유용도를 의미) 이 값 자체가 입구조건에 의존하기 때문에 실용적인 측면에서는 활용하기 어렵다. 제습입구와 재생입구의 습도가 같을 경우는 단지 제습출구의 습도를 기준으로 삼기도 하지만 식(9)에서 제습입구와 재생입구상태가 주어져 있으므로 식(9)와 같은 의미로 받아들일 수 있다. 하지만 제습로터 출구의 습도만을 기준으로 성능을 평가하는 것은 무리가 있다. 이상적으로는 제습로터출구는 제습입구와 등엔탈피, 재생입구와 등상대습도를 만족시키는 점으로 실제 제습로터는 이점에 가까울수록 성능이 높을 것이다. 따라서 단지 습도만 가지고 또는 온도만 가지고 성능을 평가하기는 무리가 있다.

$$\epsilon_{DR, \chi} = \frac{\dot{m}(\chi_{p, in} - \chi_{p, out})}{m_{min}(\chi_{p, in} - \chi_{r, in})} \quad (9)$$

최근 저자에 의해 새로운 성능지표가 제안된 바 있다.<sup>(14)</sup> 하지만 이를 최적화에 적용하기에는 적합지 않다. 따라서 앞에서 언급하였듯이 많은 단점이 있지만 여타 논문에서 성능지표로 인용하고 있는 제습출구에서의 습도를 본 논문에서도 채용하기로 한다.

## 3. 결과 및 고찰

실내공기는  $T_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\phi_1 = 50\%$ , 외기조건  $T_7$

= 35 °C,  $\phi_7 = 40\%$ , 외기도입비를 0.3으로 고정하고 재생온도를 60 °C, 90 °C, 120 °C로 변화하여 그 영향을 살펴보았다. 재생부/제습부 면적비는 시스템 해석의 결과<sup>(15)</sup>로 얻은 0.7를 기준으로 하였고 낮은 재생온도에서 그 변화를 살펴보았다. 제습냉방시스템의 구성요소로서 제습로터를 살펴보는 것이기에 문헌<sup>(15)</sup>의 조건과 동일한 조건을 설정하였다. 주목할 점으로 60 °C의 재생온도는 에너지 밀도가 낮은 지역난방열, 태양열, 폐열 등으로부터 얻을 수 있는 충분히 낮은 온도라는 사실이다. 구체적인 해석 조건은 Table 1과 같다.

### 3.1 검증

해석방법의 타당성을 검증하기 위해 기존 실험 결과와 가용한 계산결과와 비교하였다. 제습로터와 관련된 대부분의 실험 결과는 검증을 위해 필요한 일부 데이터가, 특히 결과에 매우 큰 영향을 미치는 채널 형상과 크기에 대한 데이터가 누락되어 있어서 직접적인 비교가 어렵다. 여기서는 Brillhart<sup>(16)</sup>의 실험결과와, 이를 대상으로 일부 데이터를 가정한 상태에서 수치해석한 결과<sup>(11)</sup>를 본 연구결과와 상호비교하여 보았다. Brillhart<sup>(16)</sup>의 결과와 본 연구의 결과는 매우 잘 일치하고 있으나, 실험결과와 Sphaier와 Worek<sup>(11)</sup>의 수치해석결과나 본 연구 결과가 다소 차이를 보인다. 하지만 Sphaier와 Worek<sup>(11)</sup>에서도 언급하고 있듯이 실험 조건의 불확실성을 생각하면 정성적인 일치와 정량적인 일부 차이는 해석방법의 검증으로 충분히 타당할 것으로 생각된다.

Table 1 Input data used in simulation

channel shape	sinusoidal
channel base (2b)	$3.5 \times 10^{-3}$ m
channel height (2a)	$3.5 \times 10^{-3}$ m
channel wall thickness (2c)	$0.15 \times 10^{-3}$ m
rotor length	0.3582m
facing area	1m <sup>2</sup>
facing air velocity	2.0m/s
desiccant material	silicagel
mass fraction of sorbent, fs	0.8

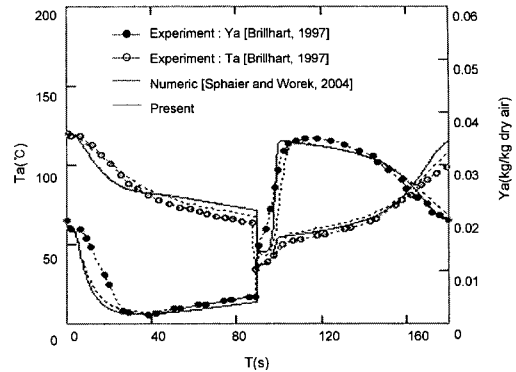


Fig. 2 Validation with experimental and available numerical results.

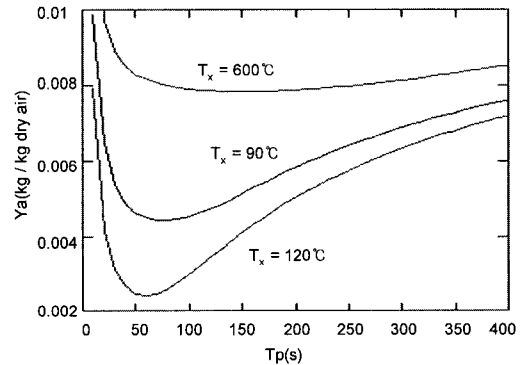
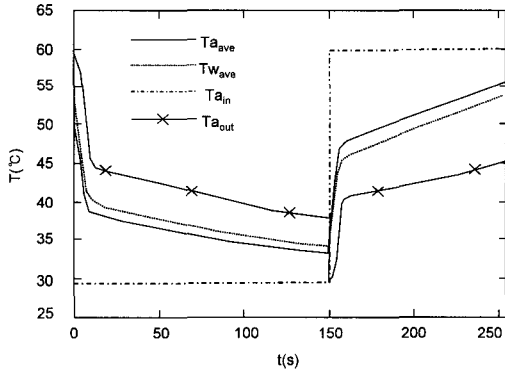


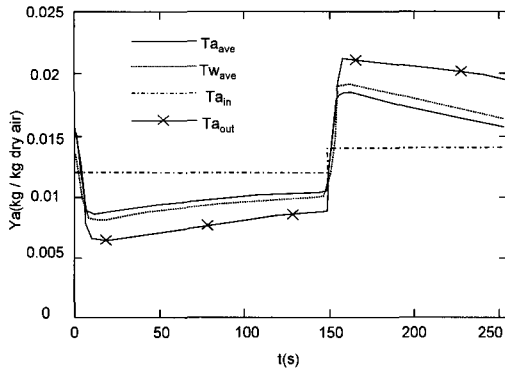
Fig. 3 Variations of adsorption-side outlet humidity under various rotor speeds for each regeneration temperatures, 60 °C, 90 °C and 120 °C.

### 3.2 최적 회전속도

제습출구에서의 습도가 최소가 될 때를 최적의 로터 회전속도라고 할 때 재생부/제습부 면적비를 0.7로 고정하고, 재생온도가 60 °C일 제습시간이 150s에서 최적의 회전속도  $\omega = 14$ rph를 보인다(Fig. 3). 이는 선행연구<sup>(13)</sup>에서 살펴본 바와 같이 시스템 입장에서의 시스템의 성능(COP, 냉방용량)을 최대화 하는 로터 속도와 동일하다. 이러한 사실로부터 제습로터가 제습냉방시스템의 성능을 좌우하는 핵심요소임을 알 수 있다. 기존 연구<sup>(15)</sup>에서 제습냉방시스템의 다른 구성요소들, 즉 재생형 증발냉각기나 현열 열교환기 등은 전체 시스템의 성능에는 영향을 미치지나 로터 최적속도에는 영향이 거의 없음을 살펴본 바 있다.



(a)



(b)

Fig. 4 Profiles of temperature (a) and humidity (b) of air inlet, air outlet, air mean and desiccant mean across a channel during one cycle of desiccant rotor in steady state.

재생온도가 90 °C일 때는 제습시간이 80 s에서 최적의 회전속도  $\omega = 26\text{rph}$ 를 보이고, 120 °C일 때는 제습시간이 60s에서 최적의 회전속도  $\omega = 35\text{rph}$ 를 보인다. 재생온도가 높아짐에 따라 보다 원활한 재생이 이루어져서 최적회전속도가 빨라지고 제습량도 많아지게 된다. 재생온도가 낮은 경우와 비교하여 로터 회전속도에 훨씬 민감하게 제습능의 차이를 보인다. 재생온도가 높을 경우 로터 회전속도는 중요한 설계인자가 될 것이다. 하지만 재생온도가 낮은  $T_r = 60\text{ }^\circ\text{C}$  경우는 로터 회전속도가 시스템성능 변화에 미치는 영향이 크지 않아 회전속도는 선택의 폭이 매우 넓다.

### 3.3 온습도 분포

Fig. 4에 재생온도가 60 °C, 로터 회전속도  $\omega =$

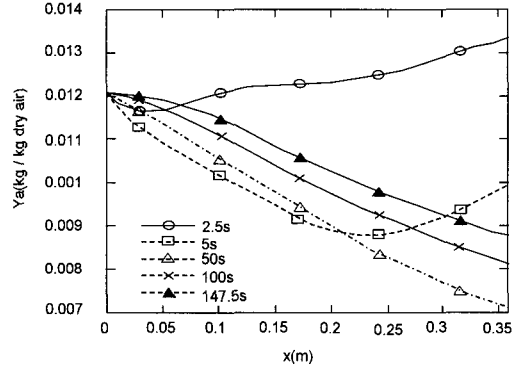


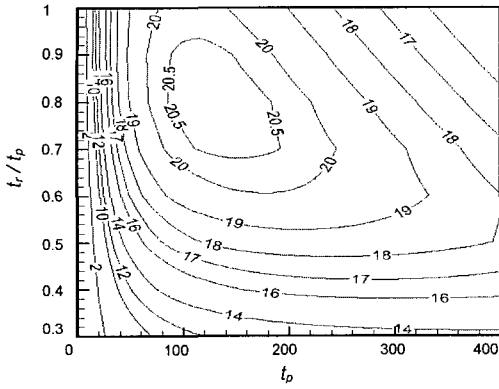
Fig. 5 Humidity profiles along the channel during dehumidification process.

14rph일 때 정상상태에서의 제습로터 한 주기 동안의 온습도 분포를 나타내었다. 제습구간에서 입구온도는 29.4 °C로 균일하며 시간에 따라 평균 공기온도와 평균 제습제 온도, 제습로터 출구 공기온도가 감소하는 모습을 보여준다. 초기에는 재생기간(0s~150s) 중 올라간 높은 제습제 온도 때문에 제습은 효과적이지 않은 반면 공기에 의해 제습제가 냉각됨에 따라 온도가 급속히 감소한다. 하지만 일정 시간 후에는(~10s) 이미 충분히 온도가 낮아진 제습제에서 제습이 활발히 일어남에 따라 흡착열이 커지게 된다. 따라서 온도의 감소속도가 완화된 형태를 보이게 된다. 이러한 설명은 재생구간(150s~255s)에서도 유사하게 적용된다. 정상상태의 한 주기동안의 습도변화를 보여주는 Fig. 4(b)에서 제습구간에서는 제습제 습도가 공기 습도보다 낮아 제습이 일어나고, 재생구간에서는 제습제의 습도가 공기의 습도보다 높아 제습이 일어남을 확인할 수 있다.

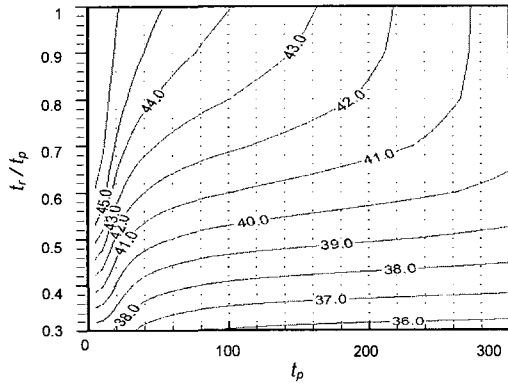
제습과정시 채널방향으로 공기의 습도변화를 Fig. 5에 나타내었다. 초기에 채널 입구는 낮은 온도의 제습공기에 의해 냉각되어 제습이 이루어지나 채널 출구부근은 재생공기의 영향으로 온도가 높아 제습이 이루어지지 않는다. 이후 시간이 지남에 따라 채널의 온도가 낮아지고 채널 전체에서 제습이 이루어짐을 알 수 있다.

### 3.4 최적 재생부/제습부 비율

일반적으로 재생온도가 높을 경우 재생부/제습부 = 1/3을 적용하고 있다. 하지만 에너지밀도가 낮은 경우에 제습냉방시스템을 적용할 경우, 제



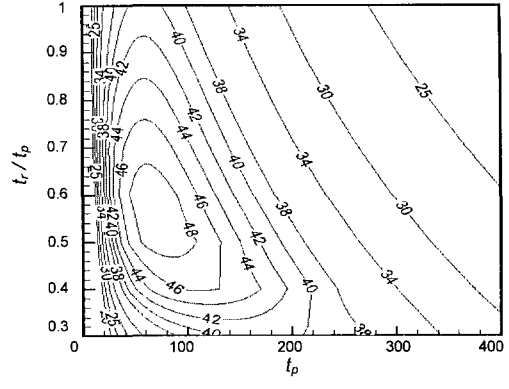
(a)



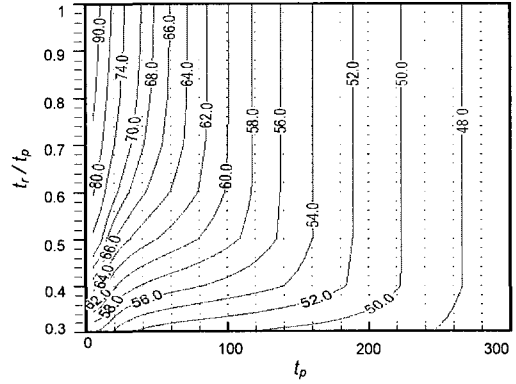
(b)

Fig. 6 For regeneration temperature of 60 °C, profiles of amount of dehumidification (a) and temperature at the outlet of dehumidification process (b) according to rotor speed and the area ratio of regeneration to dehumidification section.

생온도가 낮아 재생부 비율이 커져야 할 것이다. 하지만 이에 대한 일반적인 원칙이나 구체적인 해석이 이루어지지는 않았다. Fig. 6과 Fig. 7에 재생온도 60 °C, 120 °C에서의 단위시간당 단위로터면적당 제습량과 제습출구에서의 평균 온도를 제습시간 (회전속도)과 재생부/제습부 비율 ( $t_r/t_p$ )로서 표현하였다. 재생온도가 낮은 60 °C의 경우 제습출구의 습도가 낮아지기 위해서는 재생부면적이 상대적으로 큰  $t_r/t_p$ 가 0.8에 가까워져야 함을 알 수 있다. 하지만 재생온도가 높아짐에 따라 최적의 로터 회전속도는 빨라지고 결과적으로 단위시간당 제습량도 커진다. 또한 재생부/제습부 비율은 줄어든다. 재생온도가 높은 120 °C의 경우



(a)



(b)

Fig. 7 For regeneration temperature of 120 °C, profiles of amount of dehumidification (a) and temperature at the outlet of dehumidification process (b) according to rotor speed and the area ratio of regeneration to dehumidification section.

제습량이 최대가 되는  $t_r/t_p$ 이 0.55 부근에서 결정되며, 이 때 제습량은 (48 kg/h) 재생온도 60 °C에 (20.5 kg/h) 비해 2.3배 정도 커진다.

주목할 사실은 3.2절에서 논의한 바와 같이 고온의 재생온도에 비해 저온의 재생온도에서 로터 회전속도 선택이 상대적으로 자유로움을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

실내 공기질, 환경, 지구온난화, 저밀도에너지 활용 등 많은 장점으로 주목받는 제습냉방시스템을 개발, 적용하기 위한 전제조건으로, 그 핵심이

되는 제습로터의 열·물질전달 현상을 해석하여 재생온도가 낮은 경우에 재생부/제습부 면적비율과 회전속도 최적화를 살펴보았다. 해석방법은 실험결과와 가용한 계산결과를 비교하여 타당함을 검증하였다.

최적의 제습로터 회전속도를 제습부 출구의 습도가 최소가 되는 조건에서 찾을 때 이 값이 시스템 입장에서의 시스템의 성능(COP, 냉방용량)을 최대로 하는 로터 속도와 동일하였다. 재생온도가 높을 경우 로터 회전속도는 중요한 설계인자지만, 재생온도가 낮은 경우는 로터 회전속도가 시스템성능 변화에 미치는 영향이 상대적으로 크지 않아 회전속도는 선택의 폭이 넓다.

재생온도가 낮은 60℃의 경우 단위시간, 단위로터 면적당 제습량이 최대가 되는 재생부/제습부 면적비는 0.8에서 얻어진다. 재생온도가 높은 120℃의 경우 제습량이 최대가 되는  $t_r/t_p$ 이 0.55 부근에서 결정되며, 이 때 제습량은 (48 kg/h) 재생온도 60℃에 (20.5 kg/h) 비해 2.3배 정도 커진다. 이러한 사실은 경험적으로 사용하고 있는 재생부/제습부 면적비에 보다 합리적인 접근을 가능하게 한다.

## 후 기

본 연구는 한국지역난방공사의 연구용역으로 수행된 연구결과의 일부이며, 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Daou, K. Wang, R. Z. and Xia, Z. Z., 2006, Desiccant Cooling Air Conditioning : A Review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 10, pp. 55-77.
2. Jain, S. and Dhar, P. L., 1995, Evaluation of Solid Desiccant-based Evaporative Cooling Cycles for Typical Hot and Humid Climates, Int. J. Refrig., Vol. 18, pp. 287-296.
3. Halliday, S. P., Beggs, C. B. and Sleigh, P. A., 2002, The use of solar desiccant cooling in the UK : a feasibility study, Appl. Thermal Engng., Vol. 22, pp. 1327-1338.
4. Dai, Y. J., Wang, R. Z., Zhang, H. F. and Yu, J. D., 2001, Use of desiccant cooling to improve the performance of vapour compression air conditioning, appl. Thermal Engng., Vol. 21, pp. 1185-1205.
5. Mazzei, P., Minichiello, F. and Palma, D., 2002, Desiccant HVAC systems for commercial buildings, Appl. Thermal Engng., Vol. 22, pp. 545-560.
6. Henning, H.-M., Erpenbeck, T., Hindenburg, C. and Santamaria, I. S., 2001, The Potential of Solar Energy Use in Desiccant Cycles, Int. J. Refrig., Vol. 24, pp. 220-209.
7. Aristov, Yu. I., Tokarev, M. M., Gordeeva, L. G., Snytnikov, V. N. and Parmon, V. N., 1999, New composite sorbents for sorbdriven technology of fresh water production from atmosphere, Solar Energy, Vol. 66, pp. 165-168.
8. Liu, Y. F. and Wang, R. Z., 2003, Pore structure of new composite  $SiO_2 \cdot xH_2O \cdot yCaCl_2$  with Uptake of Water Air, Sci. China, Vol. 46, pp. 551-559.
9. Zheng, W. and Worek, W. M., 1993, Numerical simulation of combined heat and mass transfer processes in a rotary dehumidifier, Numerical Heat Transfer, A23, pp. 211-232.
10. Dai, Y. J., Wang, R. Z. and Zhang, H. F., 2001, Parameter analysis to improve rotary desiccant dehumidification using a mathematical model, Int. J. Therm. Sci., Vol. 40, pp. 400-408.
11. 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 Transfer, Vol. 47, pp. 3415-3430.
12. 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, pp. 811-819.
13. 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.

14. Lee, D.-Y., Lee, G. and Kim, M. S., 2007, A proposal for new definition of performance indices of a desiccant rotor, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, submitted.
15. Chung, J. D., Lee, D.-Y. and Yoon, S. M., 2007, Design of desiccant cooling system for the individual household of apartment house using district heating, Proceedings of the SAREK 2007 Summer Annual Conference.
16. Brillhart, P. L., 1997, Evaluation of desiccant rotor matrices using an advanced fixed-bed test system, Ph. D. thesis, Univ. of Illinois at Chicago.