

## 제습로터 성능지표 제안

이 대 영<sup>†</sup>, 이 길 봉<sup>\*</sup>, 김 민 수<sup>\*</sup>,  
한국과학기술연구원, <sup>\*</sup>서울대학교 기계항공공학부

### A Proposal for New Definition of Performance Indices of a Desiccant Rotor

Dea-Young Lee<sup>†</sup>, Gilbong Lee<sup>\*</sup>, Min-Soo Kim<sup>\*</sup>

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

*<sup>\*</sup>Department of Mechanical & Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-742, Korea*

*(Received March 15, 2007; revision received July 2, 2007)*

**ABSTRACT:** To facilitate comparative analysis on the effects of numerous parameters concerning design and operation of a desiccant rotor, it is firstly required to represent the dehumidification performance as numerical indices. In this work is proposed two performance indices of a desiccant rotor: the humidity effectiveness and the enthalpy-leak ratio. The humidity effectiveness represents the actual dehumidification as compared with the dehumidification in an ideal case, while the enthalpy-leak ratio represents the enthalpy transfer from the regeneration side to the dehumidification side. In an ideal case, the two indices approach one and zero, respectively. The effects of numerous parameters on the dehumidification performance of a desiccant rotor are investigated through numerical simulation and represented with the two indices. The results show that the performance indices are mainly determined by three nondimensional parameters each representing the thermal capacity, the sorption capacity, and the transfer capacity of a desiccant rotor.

**Key words:** Desiccant rotor(제습로터), Performance index(성능지표), Humidity effectiveness(습도 유용도), Enthalpy-leak ratio(엔탈피 누설률)

#### 기 호 설 명

$C_p$  : 비열 [J/kg·K]

$f_m$  : 제습제질량비

$h$  : 대류열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]

$i_{fg}$  : 응축 잠열 [kJ/kg]

$L$  : 제습로터 유동방향 길이 [m]

$N$  : NTU

$T$  : 온도 [ $^{\circ}C$ ]

$t_p$  : 제습주기 [s]

$u_a$  : 전면 속도(face velocity) [m/s]

$w$  : 절대습도 [kg moisture/kg dry air]

#### 그 리 스 문 자

$\alpha$  : 단위체적당 표면적 [ $m^2/m^3$ ]

$\gamma$  : 제습제 등온선의 기울기

$\epsilon$  : 공극률(porosity)

$\eta$  : 성능지표

$\theta$  : 무차원온도

$\kappa$  : 제습로터의 열용량과 관련한 무차원수

$\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]

<sup>†</sup> Corresponding author

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

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

- $\sigma$  : 제습로터의 흡습량과 관련한 무차원수  
 $\Psi$  : 무차원화된 온도변화에 따른 습도변화율  
 $\omega$  : 무차원 절대습도

### 하첨자

- $a$  : 공기  
 $i$  : 입구, 엔탈피  
 $m$  : 제습제  
 $o$  : 출구  
 $p$  : 제습과정  
 $r$  : 재생과정  
 $w$  : 절대습도

## 1. 서 론

제습로터는 제습제 표면과 공기의 수증기압 차이를 이용하여 수분을 흡수 또는 방출하는 기기이다. 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 여러 가지가 있다. 이러한 설계인자 및 운전인자들이 제습로터의 제습성능에 미치는 영향을 분석하고, 제습성능을 최적화하기 위해서는 우선적으로 제습로터의 성능을 수치화하여 나타내는 것이 필요하다.

제습로터의 성능지표에 관련된 연구들은 크게 Banks<sup>(1)</sup>의 제안을 따르는 그룹,<sup>(2-4)</sup> 열교환기 유용도와 유사한 방법을 적용하는 그룹,<sup>(5-7)</sup> 무차원화없이 절대습도나 온도 등을 이용하는 그룹<sup>(8-12)</sup>으로 나눌 수 있다.

무차원화없이 절대습도나 온도 등을 직접 제습로터 성능분석에 이용하는 것은 제습성능에 미치는 각 인자들의 개별적인 영향을 파악하는 데에는 유용하지만, 여러인자들 영향의 상관관계를

분석하고 제습성능의 최적화에 활용하는 것은 매우 어렵다. 열교환기 유용도와 유사한 방법을 적용하는 방법은, 이상적인 경우에도 유용도가 1이나 0에 수렴하지 않는 형태이거나,<sup>(5,7)</sup> 무한대가 되는 형태이어서<sup>(6)</sup> 성능비교에 적합하지 않다. 한편 Banks<sup>(1)</sup>는 두 가지 성능지표를 제시하였는데, 이 두 가지 성능지표는 이론해석에 기반하여 물리적 의미를 가지며, 이상적인 제습로터에서 각각 1과 0에 수렴하도록 정의되었다. 그러나 이 두 가지 성능지표의 정의는 제습성능뿐만 아니라, 제습재료에도 의존하는 형태이어서, 제습재료가 다른 경우의 성능비교가 용이하지 않은 문제가 있으며, 수치화를 위해서는 매우 복잡한 과정이 필요하므로, 실용적으로 사용하기에는 어려움이 있다.

본 연구에서는 제습로터 내부 열 및 물질 전달의 물리적 과정에 기반하면서도 실용적으로 적용하기에 용이하고, 제습성능에만 의존하는 무차원 성능지표를 제안한다. 또한 제습로터의 설계 및 운전인자가 성능지표에 미치는 영향을 분석하며, 제습성능을 향상시키기 위한 방법을 논의한다. 마지막으로 제습/재생측 유입공기 온습도 변화에 따른 성능지표의 변화를 고찰한다.

## 2. 무차원 성능지표 제안

제습로터의 제습주기,  $t_p$ 가 10 s에서 300 s까지 10 s 간격으로 증가함에 따른 제습공기 출구 온도와 습도 변화에 대한 수치해석 결과를 Fig. 1에 나타내었다. 수치해석은 Zheng and Worek<sup>(13)</sup>과 Lee et al.<sup>(14)</sup>의 방법을 적용하였다. Table 1에 나타낸 기준 조건으로부터, 제습제 질량비율  $f_m$ 과 제습제와 공기 사이의 열물질 전달 특성을 나타내는  $N(Ntu)$ 이 서로 다른 5가지 경우에 대하여 제습주기 변화의 영향을 나타내었다.  $N$ 의 정의는 다음과 같다.

$$N = \frac{\alpha h L}{\rho_a u_a C_{pa}} \quad (1)$$

$N$ 의 변화는 제습로터 길이와 공기유속이 일정

Table 1 Reference values in the numerical simulation

$T_{p,i}$ (°C)	$T_{r,i}$ (°C)	$w_{p,i}$ (kg/kg)	$w_{r,i}$ (kg/kg)	$f_m$	$\epsilon$	$N$	$L$ (m)	$u_a$ (m/s)	$t_p$ (s)
30	60	0.015	0.015	0.7	0.85	10	0.2	2	80

한 상태에서 제습로터의 비표면적  $\alpha$ 가 변화하는 것으로 묘사하였다.

제습주기가 길어질수록 제습출구 공기 온도는 지속적으로 낮아지며, 절대습도는 낮아지다가 다시 증가한다. Ntu가 증가함에 따라 출구공기 온도는 증가하고 절대습도는 감소하는 경향을 보인다. 제습제 질량비율의 증가에 따라서도 절대습도가 감소하기는 하지만, Ntu 증가에 따른 영향에 비하면 그 영향이 작다.

제습성능 측면에서 제습출구 절대습도가 낮아지는 것은 바람직하지만 온도 증가는 불리한 점을 야기하므로, Ntu나  $f_m$ 의 증가가 궁극적으로 제습성능 향상에 유리한 것인지 판단하기 쉽지 않다. 이러한 어려움을 해결하기 위해서는, 이상적인 경우에 대한 제습출구 온도차이를 수치화하고, 이를 제습성능의 지표로 하는 것이 바람직하다.

본 연구에서는 기본적으로 Banks<sup>(1)</sup>의 성능지표와 유사하면서도 실용적으로 사용하기에 적합한 매우 단순한 성능지표를 제안한다. 이 성능지표는 제습공기 출구상태가, Fig. 1에 보인 바와 같이, 제습공기 입구상태로부터의 엔탈피 일정선과 재생공기 입구상태로부터의 상대습도 일정선 사이의 골에 위치한다는 사실<sup>(10)</sup>로부터 착안되었다.

본 연구에서는 다음과 같은 두 가지 성능지표를 제안한다.

$$\eta_w = \frac{w_p^* - w_{p,o}}{w_p^* - w_r^*} \quad (2)$$

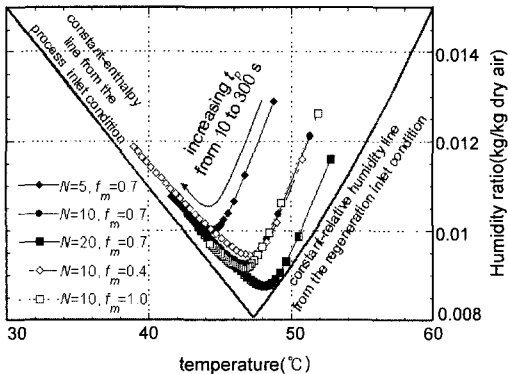


Fig. 1 Psychrometric variation of the air at the dehumidification outlet with respect to the increase in dehumidification period.

$$\eta_i = \frac{i_{p,o} - i_{p,i}}{i_{r,i} - i_{p,i}} \quad (3)$$

위식에서  $w_p^*$ 와  $w_r^*$ 는 Fig. 2에 나타낸 바와 같이, 제습공기 출구 상태점을 통과하는 등엔탈피선이 제습공기 입구 상대습도선과 재생공기 입구 상대습도선과 만나는 점의 절대습도를 의미한다.

본 연구에서 제안하는 성능지표  $\eta_w$ 와  $\eta_i$ 는 이상적인 경우에 각각 1과 0이 된다.  $\eta_w$ 는 이상적으로 얻을 수 있는 제습량에 대한 실제 제습량의 비로 습도 유용도를 의미하며,  $\eta_i$ 는 재생측으로부터 제습측으로의 엔탈피 누설률을 의미한다.

### 3. 성능지표를 지배하는 무차원인자

Lee et al.<sup>(15)</sup>은 제습로터의 제습과정을 지배하는 무차원인자로 다음과 같이 정의되는  $\kappa$ 와  $\sigma$ 를 도출하였다.

$$\kappa = \frac{\rho_m C_{pm} (1 - \epsilon)}{\rho_a C_{pa}} \frac{L}{u_a t_p} (1/N + 1/2) \quad (4)$$

$$\sigma = \frac{\gamma f_m \rho_m (1 - \epsilon)}{\rho_a w_{s0}} \frac{L}{u_a t_p} (1/N + 1/2) \quad (5)$$

$\kappa$ 와  $\sigma$ 는 각각 제습로터의 열용량과 제습용량을 의미하는 무차원인자이며,  $w_{s0}$ 는 제습로터 내부 온도범위에서 포화습도의 대표값을 의미한다. Lee et al.<sup>(15)</sup>은 제습로터의 설계와 운전에 관련된 인자들이 다른 경우라도, 이 무차원인자들이 같은 값을 가지기만하면, 거의 동일한 제습특성을 나타냄을 보였다.

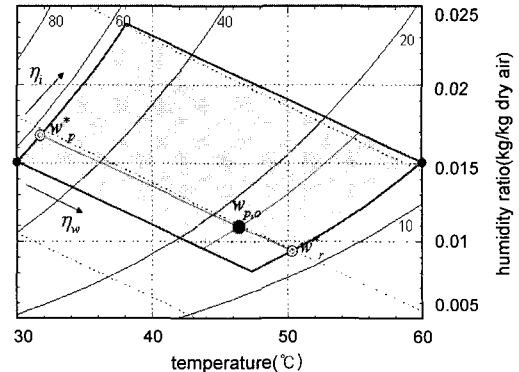


Fig. 2 Definition of the performance indices.

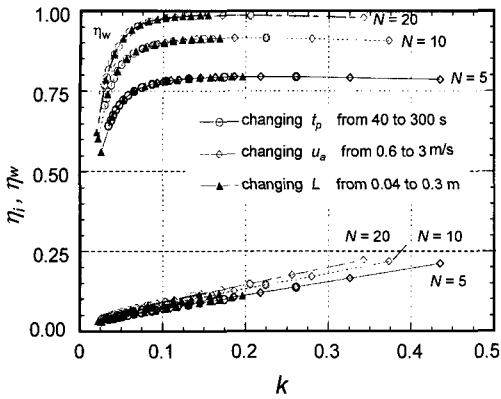


Fig. 3 Effect of  $\kappa$  on the performance indices.

Fig. 3에는 Table 1의 기준조건으로부터 각각  $t_p$ ,  $u_a$ ,  $L$ 이 변화할 때의  $\eta_w$ 와  $\eta_i$ 의 변화를,  $\kappa$ 를 독립변수로 하여,  $N$ 이 5, 10, 20인 세가지 경우에 대하여 나타내었다. 이때

$$\frac{\kappa}{\sigma} = \frac{C_{pm}/C_{pa}}{\gamma f_m/w_{s0}} \quad (6)$$

는 0.19로 일정하다. 무차원인자  $\kappa$ 가 증가함에 따라 습도 유용도는  $\kappa$ 에 비례하여 증가하다가 거의 일정해지며, 엔탈피 누설률은 지속적으로 증가하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 3에서 중요한 점은  $t_p$ ,  $u_a$ ,  $L$ 의 조합이 다르더라도, 무차원인자가 같은 값을 가지면 동일한 제습성능을 나타내게 된다는 것이다. 즉 제습

제 질량비율, 제습주기, 공기유속, 제습로터 길이 등 여러 가지 설계나 운전인자들이 제습로터의 제습성능에 미치는 영향을, 무차원인자  $\kappa$ ,  $\sigma$ ,  $N$ 이 제습로터의 성능지표  $\eta_w$ 와  $\eta_i$ 에 미치는 영향을 분석함으로써 파악할 수 있다.

$N$ 이 10으로 일정한 조건에서 무차원인자  $\kappa$ 와  $\sigma$ 의 변화에 따른 제습로터의 성능지표  $\eta_w$ 와  $\eta_i$ 의 변화를 Fig. 4에 나타내었다. Table 1에 나타낸 조건으로부터, 제습제 질량비율  $f_m$ 과 제습주기  $t_p$ 를 변화시켜  $\kappa$ 와  $\sigma$ 가 변화하도록 하였다. 습도 유용도는  $\kappa$ 가 작을 때는 주로  $\sigma$ 에 의하여 결정되며,  $\kappa$ 와  $\sigma$ 가 커질수록 커진다. 엔탈피 누설률은  $\kappa$ 에 주로 영향받으며,  $\kappa$ 가 커질수록 커진다. Fig. 4로부터, 제습로터의 제습성능을 향상시키기 위해서는  $\kappa$ 는 작게,  $\sigma$ 는 크게 하여야 함을 알 수 있다.

Fig. 4에서  $\kappa/\sigma$ 가 일정한 경로를 따라  $\kappa$ 가 변화할 때의 성능지표의 변화를 Fig. 5에 나타내었다.  $\kappa/\sigma$ 가 일정한 경우는 식(6)에 나타낸 바와 같이, 제습제의 흡습특성과 제습제의 질량분율이 일정한 경우를 의미하는데, 이러한 경우는 제습로터의 제습재료가 동일한 경우를 의미한다. 제습로터의 제습성능 향상을 위해서는 엔탈피 누설률을 최소화하여야 하는데, 이를 위해서는  $\kappa$ 를 감소시켜야 한다. 그러나 Fig. 5에서 알 수 있는 바와 같이,  $\kappa/\sigma$ 가 일정할 때,  $\kappa$ 를 어느 한도 이하로 감소시키면 습도 유용도도 감소하기 시작하므로, 제습성능을 최적화할 수 있는 적절한  $\kappa$  값이 존재함을 예상할 수 있다. 이 최적  $\kappa$  값은  $\kappa/\sigma$

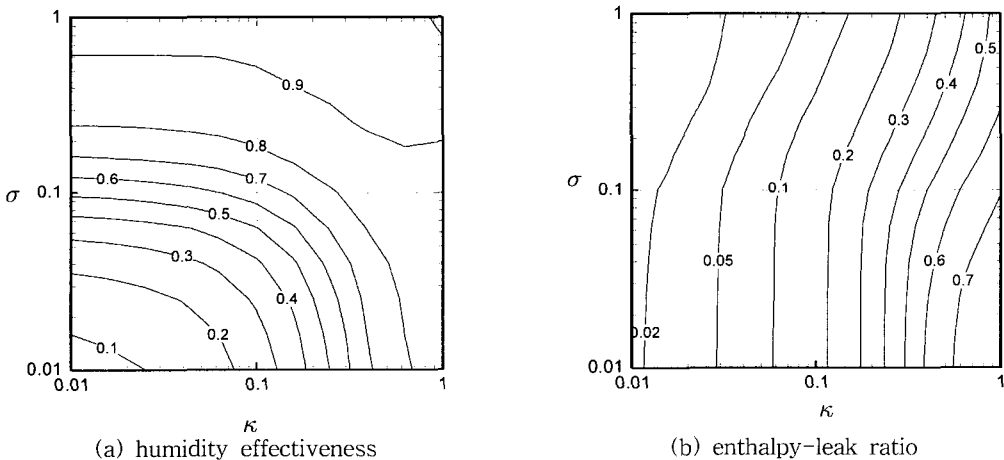


Fig. 4 Effect of  $\kappa$  and  $\sigma$  on performance indices( $N=10$ ).

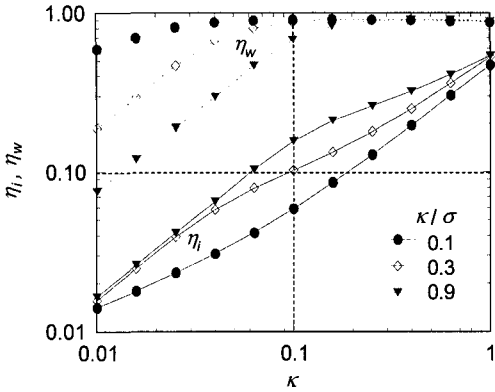


Fig. 5 Effect of  $\kappa$  on performance indices for various  $\kappa/\sigma$  values( $N=10$ ).

가 작을수록 감소한다. 따라서  $\kappa/\sigma$ 가 작은 제습 재료일수록 습도 유용도를 크게 유지하면서 엔탈피 누설률을 감소시킬 수 있다.  $\kappa/\sigma$ 가 작은 제습 재료는 제습제의 제습성능이 크고, 제습제의 질량분율이 큰 재료를 의미한다.

제습로터의 성능지표는 Lee et al.<sup>(14,15)</sup>의 이론 해석해를 이용하여 구할 수도 있다. 해석해를 제습주기동안 적분하여 제습과정시 출구 공기의 평균 온도와 평균 습도를 구하면 아래와 같다.

$$\theta_{p,o} = f(\kappa, \sigma, \Psi, \omega_{r,i}) / (1/N + 1/2) \quad (7)$$

$$\omega_{p,o} = g(\kappa, \sigma, \Psi, \omega_{r,i}) / (1/N + 1/2) \quad (8)$$

$\theta$ 와  $\omega$ 는 무차원온도와 무차원습도로 각각 다

음과 같이 정의된다.

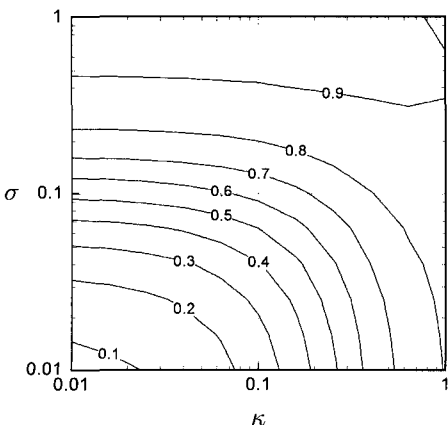
$$\theta = \frac{T - T_{p,i}}{T_{r,i} - T_{p,i}}, \quad \omega = \frac{w - w_{p,i}}{C_{pa}(T_{r,i} - T_{p,i})/i_{fg}} \quad (9)$$

식(7), 식(8)에서  $\Psi$ 는 습공기선도에서 상대습도 일정선의 평균기울기를 의미하는 무차원수로, 제습/재생 공기 입구 온습도에 따라 결정되며, 다음과 같이 정의된다.

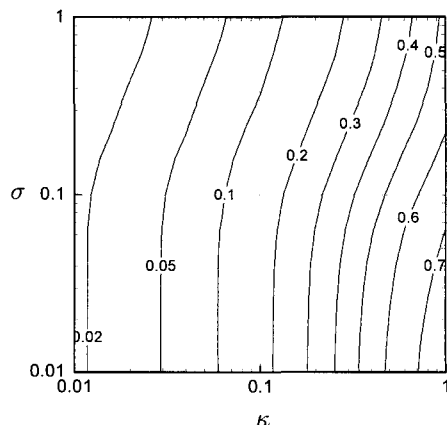
$$\Psi = \frac{w_{s0} i_{fg} \xi}{C_{pa}(T_{r,i} - T_{p,i})} \quad (10)$$

이론해를 이용하여 제습출구 공기 상태를 구하고, 이로부터 제습로터의 성능지표를 구하여 Fig. 6에 나타내었다. 전체적인 경향이나 성능지표의 크기가 수치해석에 의한 결과를 나타낸 Fig. 4와 매우 유사함을 알 수 있으며, 이는 이론해를 이용하여 제습로터의 제습성능을 매우 정확하게 예측할 수 있음을 의미한다. 이론해와 수치해에 의한 결과의 차이는 습도 유용도와 엔탈피 누설률 모두 계산 범위에서 0.04이내이며, 특히 실용적인 범위인  $\kappa$ 가 작고  $\sigma$ 가 큰 범위에서는 차이가 0.01이내이다. 이러한 결과는 Lee et al.<sup>(15)</sup>이 보인 바와 같이, 이론해를 통하여 제습출구 공기상태를 매우 정확하게 예측할 수 있기 때문이다.

엔탈피 누설률은 이론해에서 적용하는 무차원 온도와 무차원습도의 조합으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.



(a) humidity effectiveness



(b) enthalpy-leak ratio

Fig. 6 Performance indices predicted from the analytic solution( $N=10$ ).

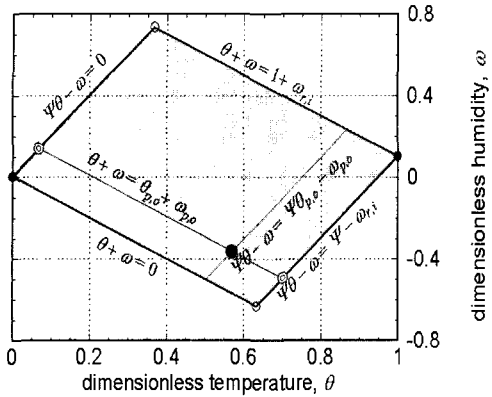


Fig. 7 Linearized dimensionless psychrometrics.

$$\eta_i \approx \frac{C_{pa}(T_{p,o} - T_{p,i}) + i_{fg}(w_{p,o} - w_{p,i})}{C_{pa}(T_{r,i} - T_{p,i}) + i_{fg}(w_{r,i} - w_{p,i})} = (\theta_{p,o} + \omega_{p,o}) / (1 + \omega_{r,i}) \quad (11)$$

한편 습도 유용도는 Lee et al.<sup>(14)</sup>의 이론해석에 적용되었던 선형화된 습공기선도 Fig. 7을 참고하여 다음과 같이 무차원온도와 무차원습도의 조합으로 나타낼 수 있다.

$$\eta_w \approx \frac{\Psi\theta_{p,o} - \omega_{p,o}}{\Psi - \omega_{r,i}} \quad (12)$$

식(7)~식(12)로부터  $N$ 이 성능지표에 미치는 영향을 짐작할 수 있다. Fig. 8에  $N$ 이 각각 5, 10, 20인 경우의 수치해석 결과로부터 성능지표

를 구하고, 이를  $N/(N+2)$ 로 표준화하여 나타내었다. 이론해에서 예측한 바와 같이,  $N$ 에 관계없이 표준화된 성능지표가 거의 일치하는 것을 볼 수 있으며, 실용적인 범위인  $\kappa$ 가 작고  $\sigma$ 가 큰 범위에서는 차이가 0.01이내인 것을 알 수 있다.

#### 4. 제습/재생 온습도 조건 변화에 따른 성능지표의 변화

제습공기 입구조건 변화에 따른 성능지표의 변화를 수치해를 이용하여 Fig. 9에 나타내었으며, 재생공기 입구조건 변화에 따른 영향은 Fig. 10에 나타내었다. 입구조건 이외의 수치해석 조건은 Table 1과 같다.

제습공기 입구온도가 성능지표에 미치는 영향은 크지 않으나, 입구습도가 커짐에 따라 습도 유용도는 감소하며 엔탈피 누설률은 증가한다. 재생공기 입구온도가 증가하면 습도 유용도는 증가하고, 입구습도의 영향은 제습공기 입구습도의 영향과는 반대로, 재생공기 입구습도가 증가함에 따라 습도 유용도는 증가하고 엔탈피 누설률은 감소한다. 재생공기 입구온도의 영향은 재생공기 입구습도의 영향보다는 작다. 계산범위에서 습도 유용도는 입구온도 변화에 대하여  $\pm 0.01$ , 입구습도 변화에 대하여  $\pm 0.05$ 정도 변화한다. 엔탈피 누설률은 제습/재생 공기의 입구온도에 대하여는 거의 변화없으며, 입구습도 변화에 대한 변화는  $\pm 0.03$ 이내이다.

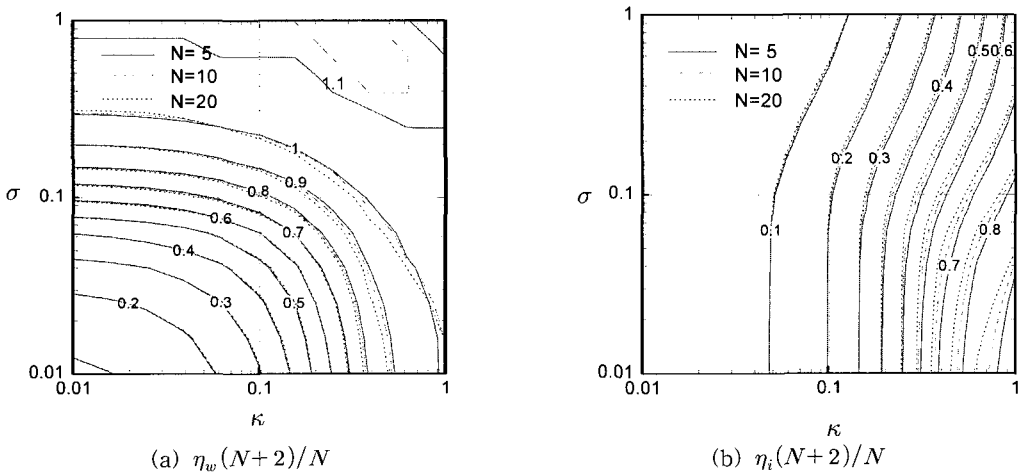


Fig. 8 Normalized performance indices.

제습로터의 성능지표가 온습도 조건에 따라 달라지는 것은 온도와 포화습도 사이의 비선형적 관계에 기인한다. 그러나 실용적인 측면에서 본 연구에서 제안한 성능지표는 제습/재생 공기의 입구온도에 관계없이 거의 일정하며, 입구습도 변화의 영향은 최대 엔탈피 차이 및 최대 습도차이에 대하여 5% 미만이다.

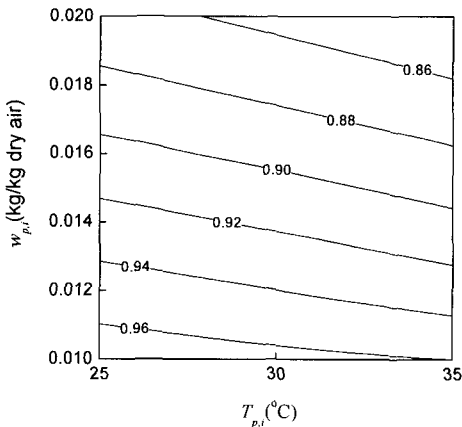
5. 결론

본 연구에서는 제습로터의 제습성능을 수치화하여 나타낼 수 있도록 두 가지 무차원 성능지표를 제안하였다. 이들은 습도 유용도와 엔탈피 누

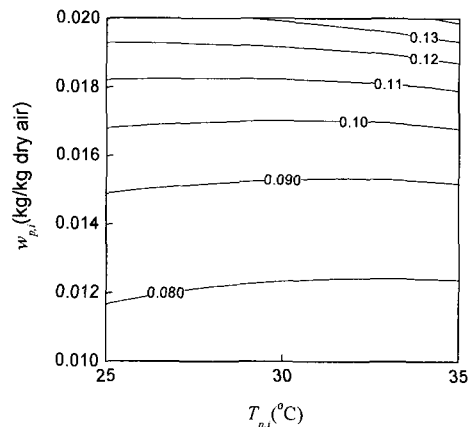
설률로 이상적인 제습로터에서 각각 1과 0이 된다.

이들 성능지표는 무차원인자  $\kappa$ ,  $\sigma$ ,  $N$ 에 의하여 결정된다. 제습재료가 정해진 경우,  $\kappa$ 가 증가할 때 습도 유용도는 증가하다가  $N$ 에 의하여 결정되는 최대값으로 일정해지는 반면, 엔탈피 누설률은 지속적으로 증가한다. 제습성능의 향상을 위해서는 습도 유용도를 크게 엔탈피 누설률을 작게 하는 것이 필요하며, 이를 위해서는 제습제의 흡습성능과 질량분율을 증가시켜야 한다.

본 연구에서 제안한 성능지표는 제습/재생 공기의 입구온도에 관계없이 거의 일정하며, 입구습도 변화의 영향은, 0.01~0.02 kg/kg dry air 범위에서, 최대 엔탈피 차이 및 최대 습도차이에

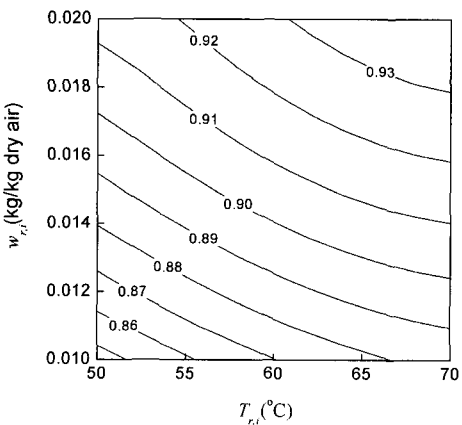


(a) humidity effectiveness

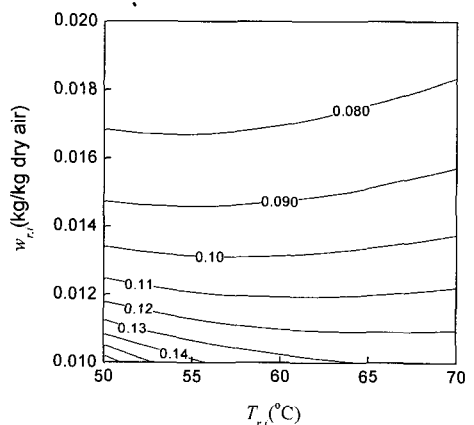


(b) enthalpy-leak ratio

Fig. 9 Effects of the dehumidification air inlet condition on the performance indices.



(a) humidity effectiveness



(b) enthalpy-leak ratio

Fig. 10 Effects of the regeneration air inlet condition on the performance indices.

대하여 각각 5% 미만이다.

### 참고문헌

1. Banks, P. J., 1985, Prediction of heat and mass regenerator performance using non-linear analogy method : Part 2-Comparison of methods, Trans. ASME, J. Heat Transfer, Vol. 107, pp. 230-238.
2. Neti, S. and Wolfe., E. I., 2000, Measurements of effectiveness in a silica gel rotary exchanger, Applied Thermal Engineering, Vol. 20, pp. 309-322.
3. Joudi, K. A., and Dhaidan, N. S., 2001, Application of solar heating and desiccant cooling system for a domestic building, Energy Conversion and Management, Vol. 42, pp. 995-1022.
4. Zhang, L. Z., and Niu, J. L., 2003, A pre-cooling Munters environmental control desiccant cooling cycle in combination with chilled-ceiling panels, Energy, Vol. 28, pp. 275-292.
5. 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.
6. Ahmed, M. H., Kattab, N. M., and Fouad, M., 2005, Evaluation and optimization of solar desiccant wheel performance, Renewable Energy, Vol. 30, pp. 305-325.
7. Daou, K., Wang, R. Z., and Xia, Z. Z. 2006, Desiccant cooling air conditioning: a review, Renewable & Sustainable Energy Reviews, Vol. 10, pp. 55-77.
8. Zheng, W., Worek, W. M., and Novosel, D., 1995, Performance optimization of rotary dehumidifiers, Trans. ASME, J. Solar Energy Engineering, Vol. 117, pp. 40-44.
9. Majumdar, P., 1998, Heat and mass transfer in composite desiccant pore structures for dehumidification, Solar Energy, Vol. 62, pp. 1-10.
10. 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.
11. Cejudo, J. M., Moreno, R., and Carrillo, A., 2002, Physical and neural network models of a silica-gel desiccant wheel, Energy and Buildings, Vol. 34, pp. 837-844.
12. Jia, C. X., Dai, Y. J., Wu, J. Y., and Wang, R. Z., 2006, Experimental comparison of two honeycombed desiccant wheels fabricated with silica gel and composite desiccant material, Energy Conversion and Management, Vol. 47, pp. 2523-2534.
13. 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.
14. 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 J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, No. 9, pp. 811-819.
15. Lee, G., Kim, M. S., and Lee, D.-Y., 2005, Derivation and analysis of dimensionless parameters dominating the dehumidification characteristics of a desiccant rotor, Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 7, pp. 611-619.