

제습제와 채널이 제습로터 성능에 미치는 영향

정 재 동[†], 이 대 영^{*}, 윤 석 만^{**}

세종대학교 기계공학과, ^{*}한국과학기술연구원, ^{**}한국지역난방공사 기술연구소

Effect of Desiccant and Channel Geometrics on the Performance of Desiccant Rotor

Jae Dong Chung[†], Dae-Young Lee^{*}, Seok Mann Yoon^{**}

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 June 15, 2007; revision received July 16, 2007)

ABSTRACT: The desiccant rotor is the most essential component of desiccant cooling system, but one of its drawbacks to spread out is rotor size. To reduce the size of rotor the analysis of rotor performance is crucial. Systematic examination on the effect of desiccant and channel geometrics has been conducted based on the numerical program previously developed. Considered parameters related to channel geometrics are channel shape and cross section area of channel, and parameters related to desiccant are mass fraction, heat capacity, density, maximum water uptake and separation factor of isotherm. Considerable reduction of rotor size is expected by adjusting the parameters.

Key words: Desiccant rotor(제습로터), Desiccant cooling(제습냉방), Dehumidification(제습), Regeneration(재생), Desiccant(제습제)

기 호 설 명

2a : 채널 폭 [m]
 2b : 채널 높이 [m]
 2c : 채널 두께 [m]
 A : 면적 [m²]
 C_p : 비열 [J/kg·K]
 D_h : 수력직경 [m]
 f_m : 제습제 질량비
 L : 제습로터 유동방향 길이 [m]
 N_u : Nusselt 수

P : 채널 둘레길이 [m]
 R : 등온선 형상인자
 t : 시간 [s]
 T : 온도 [K]
 t_p : 제습주기 [s]
 u_a : 전면 속도(face velocity) [m/s]
 Y : 절대습도 [kg_{moisture}/kg_{dry air}]
 W : 제습제 흡습량 [kg_{water}/kg_{desiccant}]

그리스 문자

α^{*} : 2b/2a
 ρ : 밀도 [kg/m³]
 ϕ : 상대습도
 γ : 선형화 모델의 등온선 기울기

[†] Corresponding author

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

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

하첨자

- a : 공기
- ave : 평균
- H : 등열유속
- max : 최대값
- p : 제습과정
- r : 재생과정
- T : 등온
- w : 제습기

1. 서론

에너지밀도가 낮은 태양열, 지역난방수 등의 활용 측면에서 제습냉방시스템에 대한 관심이 커지고 있다. 더욱이 요즘은 문제가 되고 있는 실내 공기질 문제나 환경 문제, 지구온난화, 에너지 효율성과 관련하여도 많은 장점이 있어 많은 주목을 받고 있다.⁽¹⁾ 이와 관련된 기존 연구로서 타당성조사,^(2,3) 성능예측,⁽⁴⁻⁶⁾ 제습제,^(7,8) 제습로터 해석⁽⁹⁻¹¹⁾ 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. 제습로터는 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.

이러한 제습로터의 크기는 시스템 크기를 결정하고 상대적으로 큰 제습로터 크기는 지금까지 제습냉방 시스템의 확산을 가로막는 중요한 장애요인 중 하나이다. 본 연구에서는 제습냉방시스템을 개발, 적용하기 위한 전제조건으로, 그 핵심이 되는 제습로터의 성능에 제습제와 채널 단면적이 미치는 영향을 살펴보고, 특히 제습로터 크기 관점에서 제습로터 성능을 해석한다.

2. 해석 인자

제습로터의 성능에 영향을 미치는 인자는 매우

다양하다. 제습제의 등온선, 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 매우 많은 인자가 관련된다. 이 중 국내 온·습도 조건, 환기량과 재생 열원이 고정된다면 제습제 물성, 채널 관련 인자, 그리고 로터 크기가 중요한 인자가 될 것이다.

따라서 제습제 물성과 채널 관련 인자가 성능에 미치는 영향을 해석함으로써 이들 인자가 변화할 때 기준 조건과 동일한 성능을 보이는 제습로터 크기를 파악할 수 있다. 이러한 해석은 이미 검증된 프로그램을 활용하여 수행되었으며 구체적인 해석방법과 검증⁽¹²⁾은 생략하기로 한다.

2.1 채널 관련 인자

제습로터는 매우 많은 채널로 이루어져 있고 채널 단면에 대해 평균된 1차원 해석이 주로 이루어졌기 때문에 일부 연구^(13, 14)가 수행되었지만 지금까지 채널 형상이나 단면적에 대한 관심은 그다지 크지 않았다. 하지만 채널 형상과 단면적은 열전달계수와 물질전달계수에 매우 큰 영향을 미치기에 그 영향을 잘 이해함으로써 제습로터 성능향상 또는 소형화에 손쉽게 접근할 수 있을 것이다.

본 연구에서 고려한 전형적인 채널 형상을 Fig. 1에 제시하였다. 각각의 채널 형상에 대해 수력직경과 Nusselt수는 문헌⁽¹⁵⁾을 참고하였다. 일례로 Fig. 1(c) sine형상의 채널에 대해 수력직경과 Nusselt수는 식(1)~식(4)와 같다. 물질전달의 경우 모든 경우에서 Lewis 수는 1로 가정하였다.

$$D_h/2a = (1.0542 - 0.4670\alpha^* - 0.1180\alpha^{*2} + 0.1794\alpha^{*3} - 0.0436\alpha^{*4})\alpha^* \quad (1)$$

$$Nu_T = 1.1791 \times (1 + 2.7701\alpha^* - 3.1901\alpha^{*2} - 1.9975\alpha^{*3} - 0.4966\alpha^{*4}) \quad (2)$$

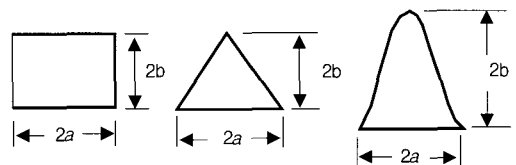


Fig. 1 Channel shapes considered in this study.

$$Nu_H = 1.903 \times (1 + 0.4556\alpha^* + 1.2111\alpha^{*2} - 1.6805\alpha^{*3} + 0.7724\alpha^{*4} - 0.1228\alpha^{*5}) \quad (3)$$

$$Nu = (Nu_T + Nu_H)/2 \quad (4)$$

여기서 $\alpha^* = 2b/2a$ 로서 $2a$, $2b$ 는 각각 채널 폭과 높이를 의미한다.

채널 형상과 단면적에 따른 열전달 변화량을 Fig. 2에 나타내었다. 여기서 (A)는 사각채널, (B)는 삼각채널, (C)는 sine 형상 ($a:b=1:1$), (D)는 sine 형상 ($a:b=2:1$), (E)는 sine 형상 ($a:b=1:2$)를 의미한다. 동일한 제습로터에서의 성능비교를 위해 동일한 채널 단면적에서의 열전달량을 비교한다. 삼각채널과 sine 형상의 채널은 수력저항과 Nusselt 수가 거의 비슷하지만 사각채널은 수력저항도 커지지만 동시에 Nusselt 수가 커지기 때문에 동일한 채널 단면적에서 열전달량(또는 물질전달량)이 크게 된다. 이러한 측면에서 사각채널이 삼각 또는 sine 형상의 채널보다 유리해 보일 수도 있다. 하지만 Nusselt 수로만 단순히 제습로터 성능을 예측할 수는 없다. Fig. 3에서 알 수 있듯이 채널 단위 면적당 둘레길이가와 제습제 단위면적당 둘레길이가 영향을 미치기 때문이다. 단위면적당 둘레길이가 커야 열전달과 물질전달에 유리하므로 이점에서는 사각채널보다는 삼각채널 또는 sine 형상이 유리해 진다.

같은 sine형상에 대해서도 종횡비에 따른 열전달량이 큰 차이를 보임을 주목할 필요가 있다. 특히 (E) sine 형상에서 종횡비 $a:b=1:2$ 로 하였을 경우 가장 많은 열전달이 예측되고 있다. 기존 연구에서 이러한 측면에서 접근은 전혀 이루어지지 않았다. Sine 형상의 채널, 특히 종횡비 $a:b=1:2$ 의 채널을 제습로터에 적용하였을 때 로터 성능변화를 구체적으로 제 3장에서 살펴보기로 한다.

2.2 제습제 관련 인자

제습제와 관련된 인자로는 등온선, 비열, 밀도와 제습제 질량비를 생각할 수 있다. 여기서 제습제 질량비를 제외하고는 모두 제습제 종류가 달라질 때 함께 변화하는 값이다. 최근 동 연구 그룹에서는 초흡수성 폴리머(SAP)를 이용하여 실리카겔이나 제올라이트 등 기존의 고체 제습제보

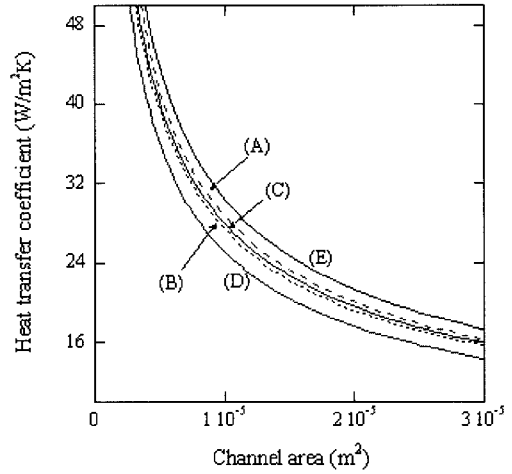


Fig. 2 Variation of heat transfer coefficient according to channel shape and size.

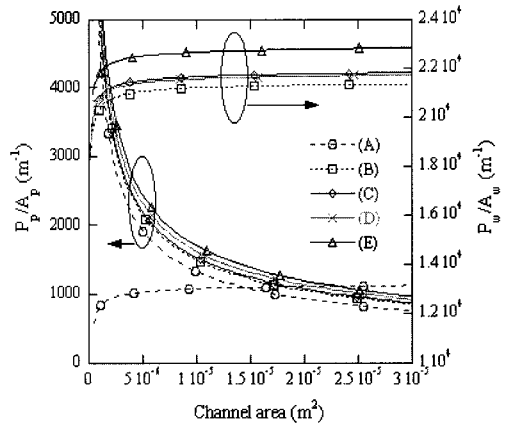


Fig. 3 Variation of heat transfer coefficient according to channel shape and size.

다 흡습성능이 4~5배 이상 큰 제습제를 개발하였는데,⁽¹⁶⁾ 이러한 새로운 제습제를 제습로터에 적용하였을 때 각 인자의 영향을 살펴본은 매우 중요할 것이다.

등온선은 제습제의 수분 양을 결정하는 식으로, 본 연구에서는 식(5)와 같은 표현식을 사용한다.

$$\phi_w = \frac{RW/W_{max}}{1 + (R-1)W/W_{max}} \quad (5)$$

여기서 제습제 종류에 따라 R 과 W_{max} 는 변화하게 되고 이 값이 제습로터 성능에 미치는 영향

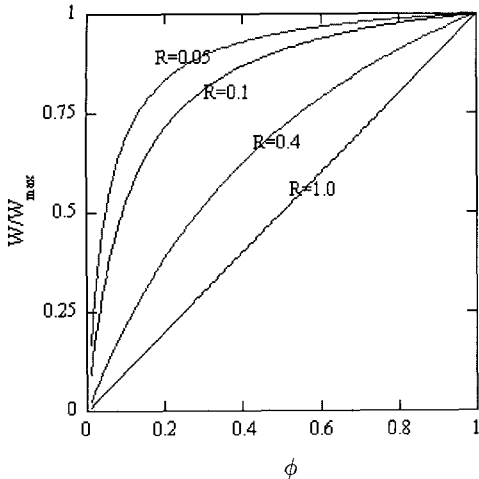


Fig. 4 Isotherms for each $R=0.05, 0.1, 0.4$ and 1.0 .

을 살펴봄으로써 새로운 제습제의 적용가능성을 살펴볼 수 있다. Fig. 4는 인자 R 에 따른 등온선의 변화를 보여준다.

3. 결과 및 고찰

실내공기는 $T_1 = 27\text{ }^\circ\text{C}$, $\phi_1 = 50\%$, 외기조건 $T_7 = 35\text{ }^\circ\text{C}$, $\phi_7 = 40\%$, 외기도입비율 0.3 으로 하고 (즉, 흡입공기는 $T_2 = 29.4\text{ }^\circ\text{C}$, $\phi_2 = 46.9\%$, $Y_{a2} = 12.04\text{ g/kg}$), 재생온도는 $T_{10} = 60\text{ }^\circ\text{C}$ 로 고정하였다. 주목할 점으로 $60\text{ }^\circ\text{C}$ 의 재생온도는 에너지 밀도가 낮은 지역난방열, 태양열, 폐열 등으로부터 얻을 수 있는 충분히 낮은 온도라는 사실이다.

3.1 채널 영향

동일한 채널 단면적에 대해 Fig. 2에 대응하는 채널 형상의 영향을 Fig. 5에 비교하였다. 시간에 따라 제습부 출구에서의 평균습도(Y_a)의 거동을 보여준다. 제습로터 성능지표도 함께 표시하였으며 성능지표는 제습량, 즉 제습부입습도-제습부출구평균습도($Y_{a,\text{in}} - Y_{a,\text{ave}}$)로 하였다. 제습로터 성능지표와 관련된 구체적인 내용은 문헌 (12)과 (17)를 참고한다.

기준조건은 다음과 같다: 공기속도 $u_a = 2.0\text{ m/s}$, 채널 단면적 $1 \times 10^{-5}\text{ m}^2$, 채널벽 두께 $2c = 0.15$

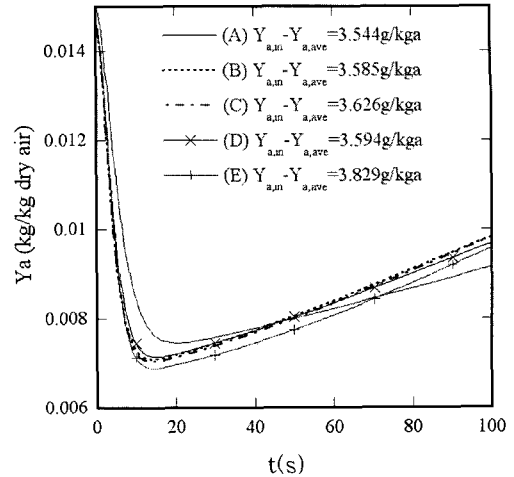


Fig. 5 Effect of channel shape on the performance of desiccant rotor.

$\times 10^{-3}\text{ m}$, 채널 길이 $L = 0.3\text{ m}$, 제습제 질량비 $f_m = 0.7$, 제습제 형상인자 $R = 0.1$, 제습제 최대 흡습량 $W_{m,\text{max}} = 0.4$, 제습시간 $t_p = 100\text{ s}$, 재생부/제습부 면적비 $t_r/t_p = 0.8$. 물성치(ρ , C_p)는 실리카 겔의 데이터를 이용하였다. 각 인자의 영향을 비교하기 위해 기준조건에 대해 1.3배 (면적의 경우 1.3^2) 증가 또는 감소된 값에 대한 영향을 살펴 보았다.

가장 높은 열전달량(Fig. 2)과 가장 큰 둘레길이를 가지는(Fig. 3) 종횡비 $a:b = 1:2$ 를 가지는 sine 형상이 가장 좋은 제습성능을 보인다. 하지만 일반적으로 많이 적용되고 있는 종횡비 $a:b = 1:1$ 의 sine 형상은 다른 채널 형상과 비교하여 큰 차이의 장점을 보이지는 않는다. 별도로 제시하지는 않았지만 다른 재생시간(즉 회전속도) 50 s , 150 s 와 재생부/제습부 면적비 0.9 에 대해서도 이와 동일한 경향을 발견할 수 있었다.

기존에 많이 적용되어 왔던 sine형상의 채널(접선)과 앞에서 가장 좋은 성능을 보이는 종횡비 $a:b = 1:2$ 를 가지는 sine 형상(실선)에 대해 채널 단면적을 $0.59 \times 10^{-5}\text{ m}^2$, $1.0 \times 10^{-5}\text{ m}^2$, $1.69 \times 10^{-5}\text{ m}^2$ 로 변화시켜 제습로터 출구의 습도분포와 제습량을 Fig. 6에 나타내었다. 채널 형상과 관계없이 두 경우 모두 채널 단면적이 줄어들면 좋은 성능을 보인다. 종횡비 $a:b = 1:2$ 를 가지는 sine 형상의 경우 기준조건($1.0 \times 10^{-5}\text{ m}^2$)에 비해 단면적

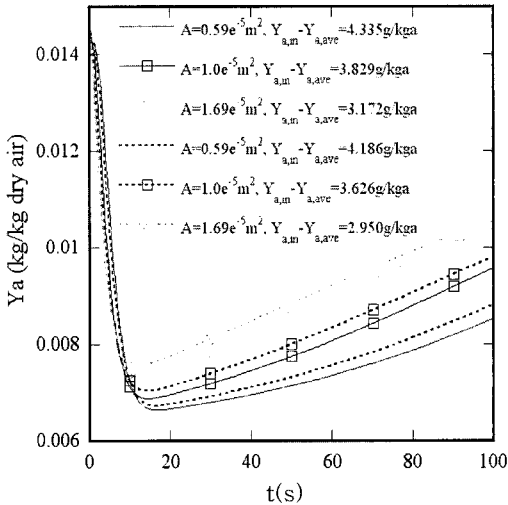


Fig. 6 Effect of channel size on the performance of desiccant rotor.

이 1.3^2 배 줄었을 때 제습량은 13.2% 증가하고, 이 차이는 기준조건의 채널 형상을(중횡비 1:1의 sine 형상) 중횡비 1:2의 sine 형상으로 바꾸었을 때의 제습량(5.3%)보다 훨씬 크다. 이 때 발생하는 압력강하는 시스템 전체 입장에서는 큰 변수가 되지는 않는다. 제습로터의 성능 향상을 위해서는 우선적으로 채널 단면적을 줄이고자 하는 노력이 필요할 것이다.

3.2 제습제 영향

제습제와 관련된 인자로서 제습제 질량비(f_m)

= $0.7/1.3, 0.7, 0.7 \times 1.3$, Fig. 7), 비열($C_p/1.3, C_p, 1.3C_p$, Fig. 8), 밀도 ($\rho/1.3, \rho, 1.3\rho$, Fig. 9), 등온선($W_{max}=0.4/1.3, 0.4, 0.4 \times 1.3, R=0.05, 0.1, 0.4, 1.0$, Fig. 10)을 각각 살펴보았다. Fig. 7~Fig. 10의 x축은 회전속도에 대응하는 제습부 회전시간, y축은 재생부/제습부 면적비로 하고, 단위시간당 제습로터 단위면적당 제습량을 표현하였다. 제습량이 커질수록 제습로터의 성능은 우수한 것으로 판단한다.

제습제 질량비 f_m 이 증가할수록 제습량이 증가한다(Fig. 7). 하지만 최적 회전속도와 최적 재생부/제습부 면적비는 거의 변화 없다.

새로운 제습제를 적용할 때 제습제의 물성이 제습성능에 미치는 영향을 파악하여야 한다. 제습제 비열의 영향은 비열이 작아질수록 성능이 좋아진다(Fig. 8; --- $C_p/1.3$, — C_p , $1.3C_p$). 재생과정시 고온이 된 상태로 제습과정으로 들어온 제습제는 온도가 높아 제습이 이루어지지 않는다. 점차 현열 냉각되어 제습능력이 회복되므로 제습제의 비열이 작아서 가능한 제습 초기의 과정을 줄이는 것이 유리할 것이다. 이 경우에도 최적 회전속도와 최적 재생부/제습부 면적비에는 비열의 영향이 없다. 제습제 밀도는 제습성능에 큰 영향을 미치지 않는으나 밀도가 커짐에 따라 최적 회전속도가 커지게 된다(Fig. 9; --- $\rho/1.3$, — ρ , 1.3ρ). 이 경우에도 최적 재생부/제습부 면적비는 거의 변화 없다. 제습제 최대 흡수량 W_{max} 의 영향은 제습제 질량비 f_m 과 전적으로 동일하므로 W_{max} 의 영향에 관해서는 생략하

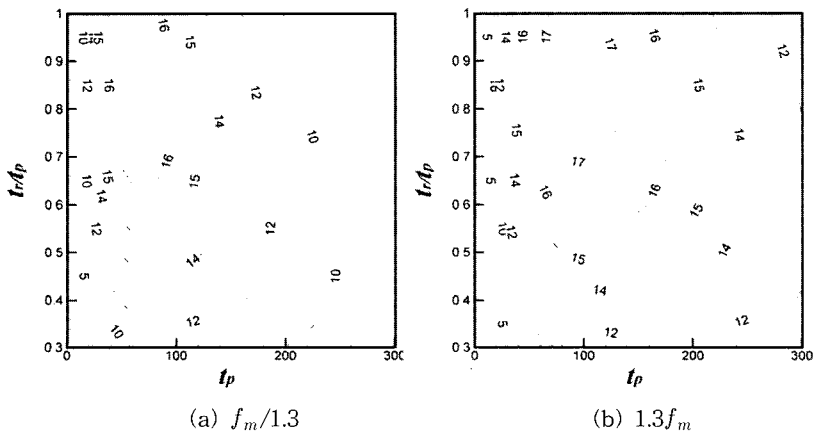


Fig. 7 Effect of mass fraction of desiccant on the performance of desiccant rotor.

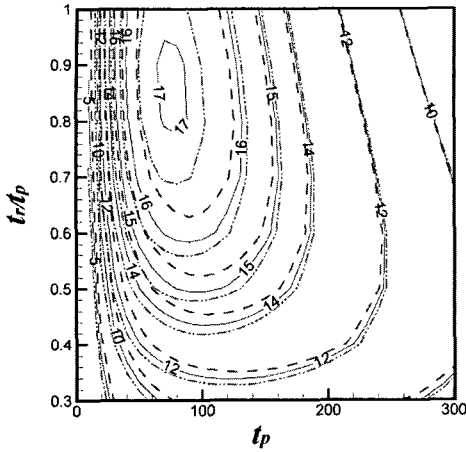


Fig. 8 Effect of heat capacity of desiccant on the performance of desiccant rotor.

기로 한다. 등온선 형상인자 R 은 0.4에서 최대의 제습능력을 보인다(Fig. 10). 주어진 입구조건, 재생온도, 채널일자, 송풍량 등에 따라 최적의 R 값은 변하게 된다. Dai et al.⁽¹⁰⁾은 재생온도 78.2°C 의 경우 $R=0.1$, 재생온도 120°C 의 경우 $R=0.05$ 에서 최대성능이 예측된다고 보고하였고, Simonson and Besant⁽¹⁸⁾는 전형적인 작동조건에서 $R=1$ 이 가장 좋은 성능을 보인다고 보고하였다. 본 연구에서는 $R=0.4$ 에서 최적회전속도가 가장 크고, 최적 재생부/제습부 면적비는 모든 경우에서 거의 변화가 없다.

이상의 결과로부터 제습능력에 가장 큰 영향을 미치는 인자는 제습제 등온선으로 판단된다. 우수한 성능의 제습제 개발이 필요할 것이다. 주의할 점은 제습로터 설계 인자에 따라 최적의 회전속도는 변화하지만, 모든 경우에서 최적의 재생부/제습부 면적비가 거의 변화가 없다는 점이다. 이는 주로 재생온도의 함수로 본 연구에서는 고정된 재생온도 60°C 에 대해 수행되었기에 제습로터 인자의 변화에 무관하게 유사한 값을 보여준다.

3.3 제습로터 크기

기준조건과 (중형비 1:1의 sine형상, 채널 면적 $1.0 \times 10^{-5} \text{m}^2$, 제습제 질량 $f_m = 0.7$, 비열 C_p , 밀도 ρ , $R=0.1$) 동일한 성능을 보일 경우 위에서 살펴본 설계인자들에서 최대성능을 보이는 조건,

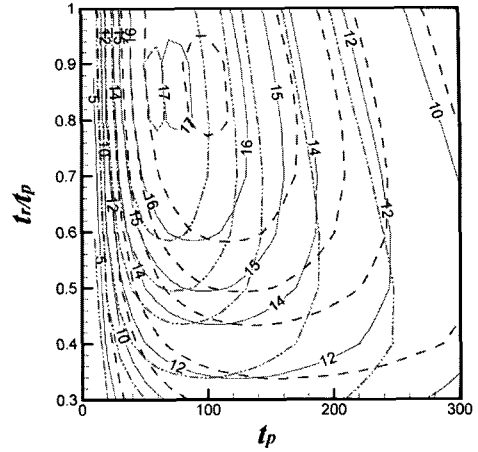


Fig. 9 Effect of density of desiccant on the performance of desiccant rotor.

즉, 중형비 1:2의 sine형상, 채널 면적 $0.59 \times 10^{-5} \text{m}^2$, 제습제 질량 $1.3f_m$, 비열 $C_p/1.3$, 밀도 1.3ρ , $R=0.4$ 에서 제습로터의 크기가 얼마나 감소하는지 살펴보아 Table 1에 정리하였다. 채널 형상과 단면적을 조절하면 채널길이 L , 즉 제습로터 크기를 기준조건에 비해 57% 크기로 동일한 성능을 보일 수 있고, 제습제의 물성이 개선된다면 71% 크기의 제습로터로 기준조건과 동일한 제습능력을 보일 수 있다. 채널관련 인자와 제습제 관련 인자를 조합하면 기준조건과 동일한 제습능력을 위해 불과 34%의 제습로터 크기만이 필요할 뿐이다. 여기서 언급하는 구체적인 감소율은 기준조건에 대해 각 인자의 변화를 1.3배로 하여 고려된 범위 내에서의 값이며 고려된 범위 밖에서는 보다 큰 감소를 보일 것이다. 또한 살펴볼 수 있는 사항은 동일한 비율로 설계인자가 변할 때 로터길이의 변화율을 살펴봄으로써 가장 주도적인 인자를 도출해 낼 수 있다. 채널 단면적이 로터 크기에 가장 주도적인 영향을 미치며 제습제 등온선 형상계수 R , 채널 형상 순으로 큰 영향을 미친다. 새로운 제습제 개발에 많은 노력이 이루어지고 있지만 이와 더불어 제습로터를 만들 때 채널 단면적과 형상에 보다 많은 관심이 필요할 것으로 생각된다.

4. 결 론

제습로터의 크기는 시스템 크기를 결정하고 상

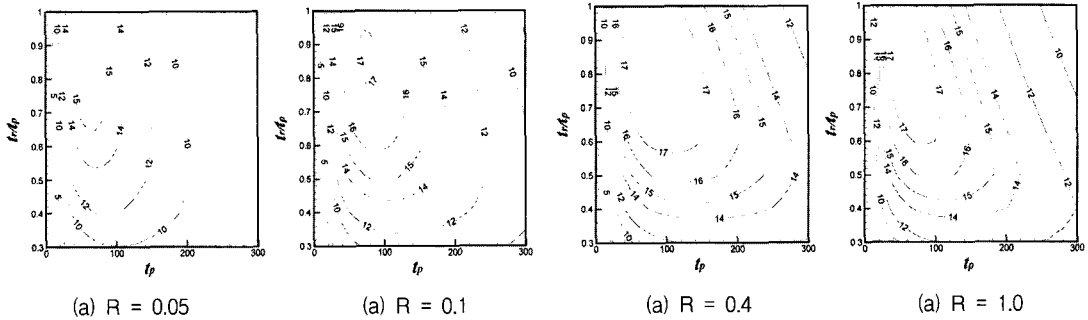


Fig. 10 Effect of separation factor R of isotherm on the performance of desiccant rotor.

대적으로 큰 제습로터 크기는 지금까지 제습냉방 시스템의 확산을 가로막는 중요한 장애요인중 하나이다. 제습냉방 시스템을 개발, 적용하기 위한 전제조건으로, 그 핵심이 되는 제습로터의 성능에 제습제와 채널 단면적이 미치는 영향을 살펴보고, 제습로터 크기 관점에서 제습로터 성능을 해석하였다.

가장 높은 열전달량과 가장 큰 둘레길이를 가지는 종횡비 $a:b=1:2$ 를 가지는 sine 형상이 가장 좋은 성능을 보였다. 하지만 일반적으로 많이 적용되고 있는 종횡비 $a:b=1:1$ 의 sine 형상은 다른 채널 형상과 비교하여 큰 차이의 장점을 보이지는 않는다. 단면적이 1.3^2 배 줄었을 때 제습량은 13.2% 증가하고, 이 차이는 기준조건의 채널 형상을(종횡비 1:1의 sine 형상) 종횡비 1:2의 sine 형상으로 바꾸었을 때의 제습량(5.3%)보다 훨씬 크다.

제습제의 영향은 제습제 질량비 f_m 이 증가할수록, 제습제 비열이 작아질수록, 제습제 밀도는 커질수록, 제습제 최대 흡습량이 커질수록, 제습능력은 커지고, 등온선 형상인자 R 은 0.4에서 최대의 제습능력을 보인다.

채널 형상과 단면적을 조절하면 제습로터 크기를 기준조건에 비해 57% 크기로 동일한 성능을 보이고, 제습제의 물성이 개선된다면 71% 크기의 제습로터로 기준조건과 동일한 제습능력을 보인다. 채널 관련 인자와 제습제 관련 인자를 조합하면 기준조건과 동일한 제습능력을 위해 불과 34%의 제습로터 크기만이 필요하다. 제습로터 크기에 가장 민감한 인자는 채널 단면적이며 등온선 형상계수 R , 채널 형상 순으로 큰 영향을 미친다.

제습냉방 시스템의 확산을 가로막는 중요한 장애요인중 하나가 공간문제임을 생각할때 각 설계

Table 1 Reduction ratio of rotor size according to the parameters of channel and desiccant

	Channel Length	
	[m]	[%]
Reference	0.3	100
Channel		
shape	0.259	86
size	0.192	64
combined	0.170	57
Desiccant		
f_m	0.273	91
C_p	0.290	97
ρ	0.287	96
W_{max}	0.273	91
R	0.250	83
combined	0.214	71
Combined (channel+desiccant)	0.103	34

인자의 영향을 살펴봄으로써 구체적으로 제습로터 크기의 감소율을 살펴볼 수 있는 것은 의미있는 일이다.

후 기

본 연구는 한국지역난방공사의 연구용역으로 수행된 연구결과와 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 solar driven 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 $\text{SiO}_2 \cdot x\text{H}_2\text{O} \cdot y\text{CaCl}_2$ 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. Chung, J. D., Lee, D.-Y. and Yoon, S. M., 2007, Optimization of the area ratio of regeneration to dehumidification and rotor speed on the condition of low regeneration temperature, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 19, pp. 521-528.
 13. Gao, Z., Mei, V. C. and Tomlinson, J. J., 2005, Theoretical analysis of dehumidification process in a desiccant wheel, *Heat Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 1033-1042.
 14. Zhang, L. Z. and Niu, J. L., 2001, A numerical study of laminar forced convection in sinusoidal ducts with arc lower boundaries under uniform wall temperature, *Numerical Heat Transfer A*, Vol. 40, pp. 55-72.
 15. *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, John Wiley & Sons, Inc. 1987, Edited by Kakac, S., Shah, R. K. and Aung, W.
 16. Faust, S, Guido, F. and Lee, D.-Y., 2007, Desiccant element and manufacturing method of the same, Korea Patent 0704235.
 17. 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*, Vol. 19, pp. 537-544.
 18. Simonson, C. J. and Besant, R. W., 1999, Energy wheel effectiveness: Part II-Correlations, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 2171-2185.