

재생형 증발식 냉각기를 이용한 제습 냉방시스템의 성능해석

이 재 완, 이 대 영*, 강 병 하**

국민대학교 대학원, *한국과학기술연구원 열유동제어센터, **국민대학교 기계·자동차공학부

Cycle Simulation of a Desiccant Cooling System with a Regenerative Evaporative Cooler

Jae Wan Lee, Dae-Young Lee*, Byung Ha Kang**

Graduate School of Mechanical Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

*Thermal/Flow Control Research Center, Korea Institute of Science and Technology, Seoul 136-791, Korea

**School of Mechanical and Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

(Received November 7, 2003; revision received April 20, 2004)

ABSTRACT: Comparison of the cooling performance is provided between the desiccant cooling systems incorporating a direct evaporative cooler and a regenerative evaporative cooler, respectively. Cycle simulation is conducted, and the cooling capacity and COP are evaluated at various temperature and humidity conditions. The COP of the system with a regenerative evaporative cooler and the regeneration temperature of 60°C is evaluated 0.65 at the outdoor air condition of 35°C and 40% RH. This value is found about 3.4 times larger than that of the system with a direct evaporative cooler. Furthermore, incorporating a regenerative evaporative cooler eliminates the need for deep dehumidification in a desiccant dehumidifier that is necessary to achieve low air temperature in the system with a direct evaporative cooler. Subsequently, the regenerative evaporative cooler enables the use of low temperature heat source to regenerate the dehumidifier permitting the desiccant cooling system more beneficial compared with other thermal driven air conditioners.

Key words: Desiccant cooling system(제습 냉방시스템), Regenerative evaporative cooler(재생형 증발식 냉각기), Cycle simulation(사이클 시뮬레이션)

기 호 설 명

COP : 성적계수

i : 엔탈피 [J/kg]

\dot{m} : 질량유량 [kg/s]

P : 압력 [Pa]

Q : 냉방용량 [W]

T : 온도 [°C]

\dot{V} : 부피유량 [m³/s]

W : 소비동력 [W]

그리스 문자

Δ : 차이

ϵ : 유용도(effectiveness)

η : 효율(efficiency)

† Corresponding author

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

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

ϕ : 상대습도 [%]

하첨자

- DEC* : 직접 증발식 냉각기
- dew* : 이슬점
- DW* : 제습기(desiccant wheel)
- in* : 입구
- ind* : 실내기(indoor air)
- out* : 출구
- pro* : 처리공기(process air)측
- REC* : 재생형 증발식 냉각기
- reg* : 재생부, 재생공기(regeneration air)측
- SHX* : 현열교환기
- sup* : 공급공기(supply air)
- vent* : 환기
- wb* : 습구

1. 서 론

흡착식 제습시스템은 주로 산업용 공기제습기로 이용되어 왔으며, 공조용으로 응용하는 예는 최근의 일이다. 이러한 시스템을 공조용으로 활용하는 경우, 극도로 건조한 공기를 필요로 하는 것은 아니므로 저습도에서의 흡습성능보다는 습도가 상대적으로 높은 영역에서의 흡습성능이 중요하다. 또한 에너지 효율이나 재생열원의 다양성 측면에서 제습기의 재생온도를 낮추어 시스템을 구성하는 것이 중요하다.

제습시스템과 증발식 냉방시스템을 조합하여 고온 다습한 공기를 제습기를 이용하여 제습한 후

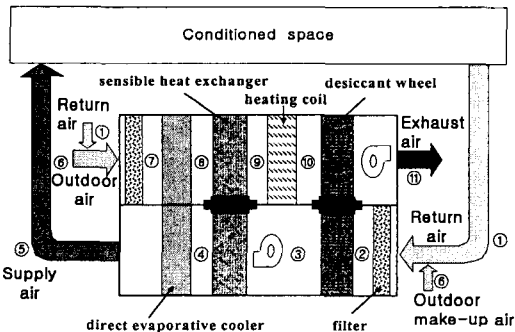
증발 냉각으로 온도를 낮추어 냉방을 공급할 수 있는 독립형 제습증발 냉방시스템을 고안할 수 있다. 이 시스템은 기본적으로 흡착식 제습 냉방시스템과 증발식 냉각기의 장점을 취합한 시스템으로, 전기구동 냉방기 없이 열에너지만으로 냉방 공급이 가능하다. 따라서 CFC 계열의 냉매사용에 의한 오존층 파괴 및 하절기 냉동기 가동에 의한 침투 전력부하의 증가 등 기존의 냉방시스템에 의한 여러 가지 문제를 해결할 수 있다. 또한, 환기에 의한 잠열부하의 처리가 용이하여 실내 공기질(IAQ) 향상을 위한 환기량의 증대에 적합하다. 이러한 여러 가지 장점으로 흡착식 제습기와 증발식 냉각기를 조합한 제습증발 냉방시스템이 근래에 상당한 주목을 받고 있다.⁽¹⁻²⁾

그러나 기존의 직접 증발식 냉각기를 이용한 제습증발 냉방시스템은 제습 후 다시 가습하여 냉각하는 과정으로 인하여 제습기의 제습부하가 공조 공간에서 발생하는 잠열부하보다 상당히 크다. 따라서 습도가 높은 지역에서는 제습부하가 매우 커지고, 성능이 현저히 감소하게 된다. 본 연구에서는 공급공기의 습도증가 없이 증발 냉각효과를 얻을 수 있는 재생형 증발식 냉각기를 적용한 제습 냉방시스템을 구성하여, 직접 증발식 냉각기를 이용한 제습증발 냉방시스템과 성능을 비교한다.

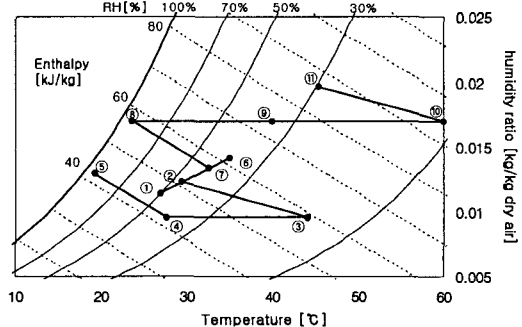
2. 시스템의 개요

2.1 직접 증발식 냉각기를 이용한 흡착식 제습 냉방시스템

직접 증발식 냉각기(Direct Evaporative Cooler,



(a) System configuration



(b) Psychrometric chart

Fig. 1 Desiccant cooling system incorporating a direct evaporative cooler.

DEC)를 이용한 제습 냉방시스템은 Fig. 1(a)에 나타낸 바와 같이 제습휠, 현열교환기, 급기송풍기, 배기송풍기, 재생공기 가열기로 구성된다. Fig. 1(b)에는 공급공기의 30%를 외부에서 도입하는 경우에 대하여, 시스템 내 공기의 상태변화를 습공기선도에 나타내었다. 공조공간으로 공급하기 위해 혼합된 공기는 제습휠을 지나며 고온건조해지고(②→③), 재생을 위해 혼합된 공기와 열교환하며 냉각된다(③→④). 이때 재생을 위해 혼합된 공기를 DEC를 통과시켜 냉각시키면(⑦→⑧), 공급공기의 온도를 더 낮출 수 있다. 재생공기와 열교환 후 DEC를 지나면서 냉각된 공급공기는 공조공간으로 공급된다(④→⑤).

2.2 재생형 증발식 냉각기를 이용한 흡착식 제습 냉방시스템

재생형 증발식 냉각기(Regenerative Evaporative Cooler, REC)는 건채널과 습채널의 반복적인 구조로 건채널을 통과한 공기의 일부가 습채널을 통과하도록 구성된다. 습채널 표면에서 물이 증발되어 냉각되며, 상대적으로 온도가 높은 건채널의 공기로부터 열을 흡수한다. 그러므로 건채널을 통과하는 공기는 습도 증가 없이 최대 이슬점온도까지 냉각될 수 있다.⁽³⁻⁵⁾

Fig. 2는 DEC를 대신해 REC를 이용하여 시스템을 구성한 것이다. 역시 공급공기의 30%를 환기시키지만 REC의 특성상 습채널을 통과한 공기는 외부로 배기되기 때문에 재생공기는 전외기를 사용한다. DEC를 이용한 시스템과 달리 주된 냉각효과가 REC를 통과하는 동안(④→⑤) 일어나

며, 이 과정에서 습도증가가 없으므로, DEC를 적용한 경우처럼 제습기에서 제습한 후 DEC에서 다시 가습하는 비효율적인 과정을 필요로 하지 않는다. 따라서 DEC를 이용한 제습 냉방시스템에 비하여 제습부하가 크게 감소되며, 이에 따라 제습기의 재생열량 및 재생온도를 낮출 수 있어 시스템의 효율을 향상시킬 수 있으며, 습도가 높은 경우에도 좋은 성능을 기대할 수 있다. 한편 REC 출구에 DEC를 설치하면 공급공기의 온도를 더 낮출 수 있다.

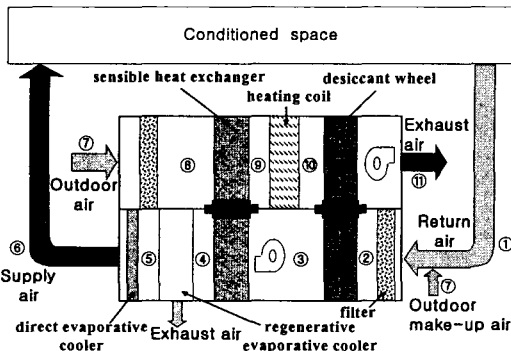
3. 각 부품의 성능 모델링

DEC와 REC를 적용한 각각의 시스템의 성능을 비교하기 위하여 시뮬레이션을 수행하였다. 제습기의 제습부와 재생부의 공기유량이 동일한 경우를 고려하였다. DEC, 제습휠, 현열교환기, 송풍기의 효율이나 유용도는 상용제품의 성능을 참고하였으며, REC의 성능에 대해서는 이에 대한 이론 분석 결과⁽⁵⁾를 이용하였다.

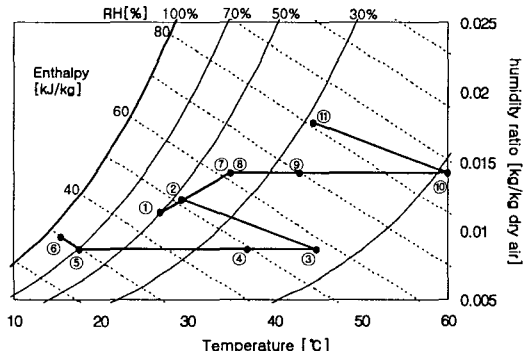
증발식 냉각기의 유용도는 이상적으로 얻을 수 있는 최대 온도차에 대한 실제 입출구의 온도차로 정의하였다. 냉각기 출구의 이상적인 최저 온도는 REC의 경우 입구공기의 이슬점 온도이고, DEC에서는 입구공기의 습구온도이다.

$$\epsilon_{DEC} = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{in,wb}} \tag{1}$$

$$\epsilon_{REC} = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{in,dew}} \tag{2}$$



(a) System configuration



(b) Psychrometric chart

Fig. 2 Desiccant cooling system incorporating a regenerative evaporative cooler.

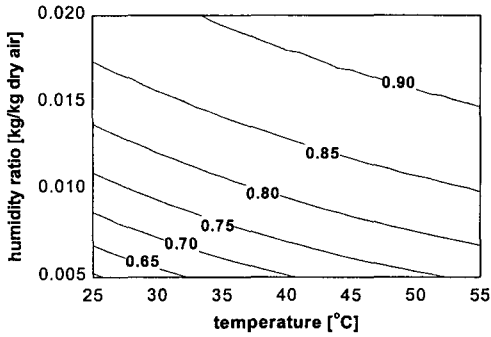


Fig. 3 Effectiveness of the REC when the extraction ratio is 0.3.

DEC의 유용도는 직접적인 접촉 증발의 특성상 일반적으로 매우 높고, 그 값은 습패드의 두께와 압력 강하량에 비례한다. 상용화된 제품의 성능을 고려하여 DEC의 유용도는 주 냉각기로 사용될 때 0.9로 하였고, 보조 냉각기로 사용될 때는 0.6으로 하였다.⁽⁶⁾

REC의 성능은 이론 해석결과를 이용하여 Fig. 3에 나타난 바와 같이 입구공기의 온도와 절대습도에 의존하는 형태로 모델링하였다.⁽⁵⁾

제습휠은 제습부분과 재생부분으로 이루어지며 제습기에서의 공기상태 변화는 Fig. 4에 나타난 바와 같다. 이상적인 경우 제습부분 출구공기의 상태(③')는 제습부분 입구공기(②)와 엔탈피가 같고, 재생부분의 입구공기(⑩)와 상대습도가 같은 상태이다. 그러나 실제 제습부분 출구공기의 상태(③)는 점 ②③' ⑩⑩'로 이루어진 도형의 안쪽에 위치하게 되고, 재생부분 출구공기의 상태(⑪)는 제습부분과의 수증기량 보존 및 에너지평형 관계에 의해 결정되어진다.⁽⁷⁾

제습기의 엔탈피 유용도와 상대습도의 유용도는 다음 식과 같이 정의할 수 있다.

$$\epsilon_{DW,i} = \frac{i_{pro,DW,out} - i_{pro,DW,in}}{i_{reg,DW,in} - i_{pro,DW,in}} \quad (3)$$

$$\epsilon_{DW,\phi} = \frac{\phi_{pro,DW,out} - \phi_{pro,DW,in}}{\phi_{reg,DW,in} - \phi_{pro,DW,in}} \quad (4)$$

Beccali et al.⁽⁸⁾은 제습제로 LiCl를 이용한 상용화된 제습기의 성능을 분석하여 제습부분 입구공기조건이 $T=20\sim 34^{\circ}\text{C}$, $w=8\sim 15\text{ g/kg}$ 이고, 재생부분 입구공기조건이 $T=40\sim 80^{\circ}\text{C}$, $w=10\sim 16$

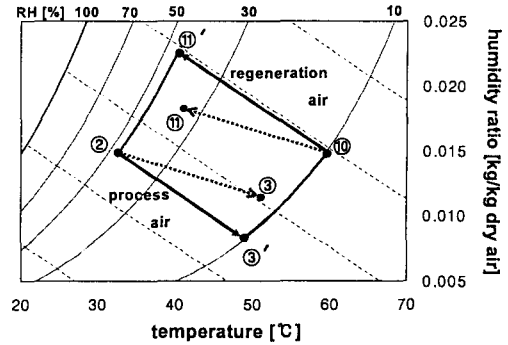


Fig. 4 Operation characteristics of a desiccant wheel on the psychrometric chart.

g/kg일 때, 제습기의 유용도가 $\epsilon_{DW,i}=0.19$, $\epsilon_{DW,\phi}=0.94$ 로 일정함을 보였다.

현열교환기의 성능은 다음 식과 같이 정의한다.

$$\epsilon_{SHX} = \frac{T_{pro,SHX,in} - T_{pro,SHX,out}}{T_{pro,SHX,in} - T_{reg,SHX,in}} \quad (5)$$

각 구성요소의 효율 또는 유용도와 압력강하량을 Table 1에 나타내었다.

시스템의 냉방용량은 공급공기의 유량과 실내공기와 공급공기의 엔탈피차를 이용하여 다음 식과 같이 구하였다.

$$Q_{cool} = \dot{m}_{sub}(i_{ind} - i_{sub}) \quad (6)$$

재생공기를 재생온도까지 가열하는 데 소모되는 재생열량은 다음 식과 같이 구하였다.

$$Q_{reg} = \dot{m}_{reg}(i_{reg,DW,in} - i_{reg,SHX,out}) \quad (7)$$

Table 1 Performance of the components

Component		ϵ or η	ΔP
DEC ⁽⁴⁾	in sys. with a DEC	0.9	20
	in sys. with a REC	0.6	10
REC		0.77*	20
Desiccant wheel ⁽⁸⁾	enthalpy	0.19	60
	relative humidity	0.94	
Sensible heat exchanger		0.8	20
Heating coil		-	20
Fan		0.7	-

* at 35°C and 40% RH with 30% of redirection.

팬의 소비동력은 각 구성요소의 압력강하량과 통과 유량을 고려하여 각 부분에서 소요동력을 구한 후 합하여 다음 식과 같이 구하였다.

$$W_{fan} = \frac{\sum_i (\Delta P_i \times \dot{V}_i)}{\eta_{fan}} \quad (8)$$

전체 시스템의 COP는 냉방용량을 팬 소비동력과 재생공기 가열에 쓰인 재생열량으로 나누어 다음 식(9)와 같이 계산하였다. 한편 환기에 따른 환기부하의 증가를 고려한 COP_{vent}를 식(10)과 같이 정의하였다.

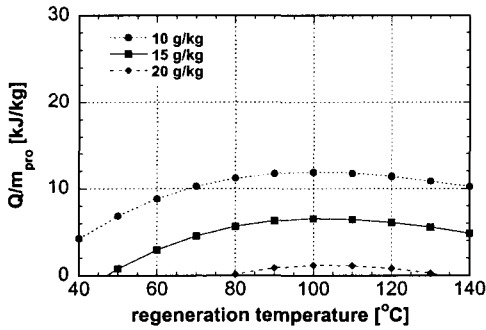
$$COP = \frac{Q_{cool}}{Q_{reg} + W_{fan}} \quad (9)$$

$$COP_{vent} = \frac{Q_{cool} + \dot{m}_{sup}(i_{pro,DW,in} - i_{ind})}{Q_{reg} + W_{fan}} \quad (10)$$

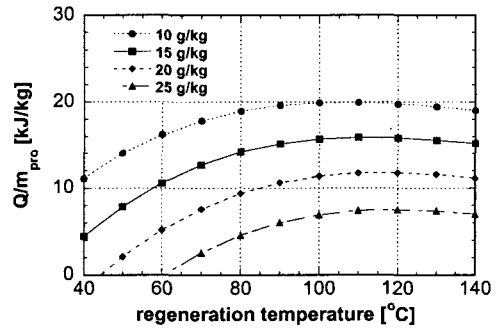
4. 성능해석 결과

적절한 재생온도를 선정하기 위하여 실내공기는 27°C, 50% RH, 실외공기는 35°C로 일정하게 유지하고, 실외공기의 절대습도를 달리하며 재생 온도에 따른 시스템의 성능을 시뮬레이션하였다. 외기공기의 도입비율은 전체 공급공기의 30%로 두 시스템에 일정하게 적용하였다.

Fig. 5와 Fig. 6은 재생온도 변화에 따른 제습부를 통과하는 단위유량당 냉방용량과 COP의 변화를 보여준다. REC를 이용한 시스템에서 DEC를 이용한 시스템에 비해 단위유량당 냉방용량이 두 배 정도 큰 것을 알 수 있다. 단위유량당 냉방용량은 두 시스템에서 모두 재생온도 100°C 근처에서 최대가 된다. 재생온도 변화에 대해 단위유량당 냉방용량이 최대점을 갖는 이유는 제습량이 상대습도와 관련되는 제습기의 운전특성 때문이

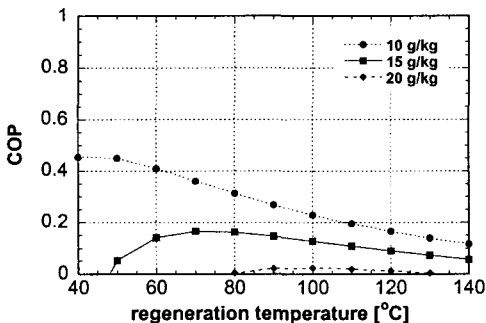


(a) Desiccant cooling system with a DEC

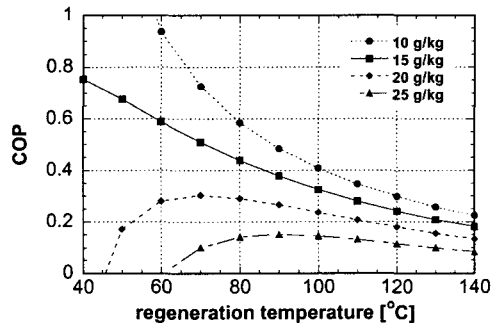


(b) Desiccant cooling system with a REC

Fig. 5 Effect of regeneration temperature on cooling capacity rate (indoor: 27°C, 50% RH, outdoor: 35°C).

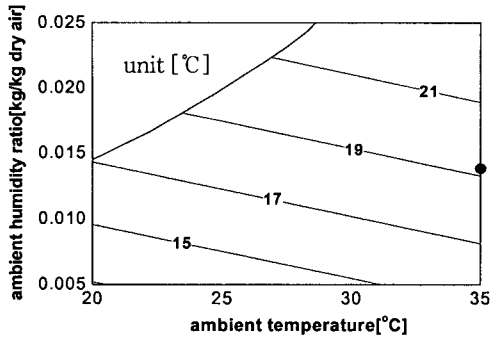


(a) Desiccant cooling system with a DEC

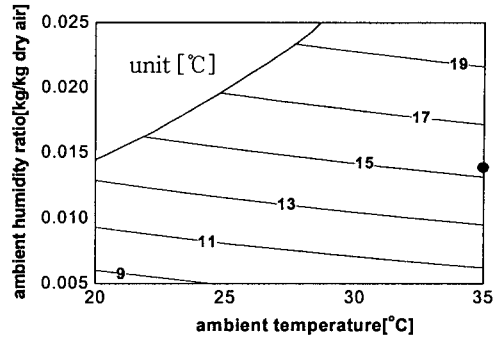


(b) Desiccant cooling system with a REC

Fig. 6 Effect of regeneration temperature on COP (indoor: 27°C, 50% RH, outdoor: 35°C).

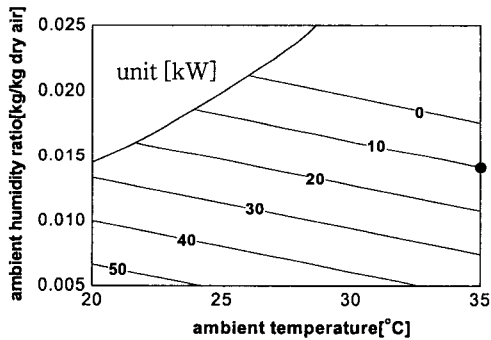


(a) Desiccant cooling system with a DEC

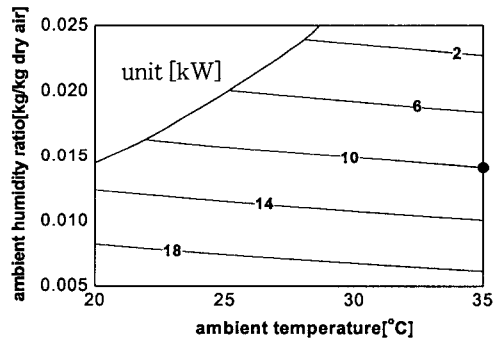


(b) Desiccant cooling system with a REC

Fig. 7 Comparison of the supply air temperature (indoor: 27°C, 50% RH, $T_{reg}=60^\circ\text{C}$).



(a) Desiccant cooling system with a DEC



(b) Desiccant cooling system with a REC

Fig. 8 Comparison of the cooling capacity (indoor: 27°C, 50% RH, $T_{reg}=60^\circ\text{C}$).

다. 제습기의 재생온도가 너무 낮으면 제습기가 충분히 재생되지 못하기 때문에 제습량이 감소하여 냉방용량이 현격히 감소하게 된다. 재생온도를 증가시키면 제습량이 증가하지만, 고온이 될수록 그 증가폭은 점차 줄어들게 된다. 이는 재생온도가 증가할수록 재생공기의 온도 증가에 따른 상대습도의 감소 정도가 점점 작아지기 때문이다. 반면, 재생부분에서 제습부분으로의 열유입은 재생온도가 높아질수록 선형적으로 증가하기 때문에 제습부분을 통과하는 공기의 온도 증가는 재생온도에 비례하여 커진다. 시스템의 성능은 제습부분에서의 제습량이 클수록 좋고, 온도 증가는 작을수록 좋으므로, 단위유량당 냉방용량은 재생온도 증가에 따라 증가하다가 최대점 이후 점차 감소하게 된다.

냉방용량은 특정 재생온도에서 최대가 되지만,

재생열량은 재생온도 증가에 따라 선형적으로 증가한다. 따라서, 냉방용량과 재생열량의 비로 계산되는 COP는 냉방용량이 최대가 되는 재생온도보다 더 낮은 재생온도에서 최대가 된다.

외기조건에 따른 두 시스템의 성능을 비교하기 위하여 재생온도를 외기조건에 상관없이 60°C로 일정하게 하였다. 60°C의 재생온도는 저급의 열원인 지역 난방수, 태양열 에너지, 폐열 등으로부터 얻을 수 있는 충분히 낮은 온도이다.

각 시스템에서 외기공기 온도와 절대습도 변화에 따른 공급공기의 온도를 등온선으로 Fig. 7에 나타내었다. 두 시스템에서 모두 외기온도와 절대습도가 증가할수록 공급공기의 온도가 증가하는 것으로 나타났다. REC를 이용한 시스템은 DEC를 이용한 시스템에 비해 약 4°C 정도 더 낮은 공급공기를 얻을 수 있었다. 그림 안의 작은 원

은 기준 외기조건인 35°C, 40% RH를 나타낸다.
 각 시스템의 냉방용량의 변화를 Fig. 8에 나타내었다. 이때 공급공기와 재생공기의 유량은 실내조건 27°C, 50% RH, 외기조건 35°C, 40% RH에서 재생온도를 60°C로 하였을 때 10 kW의 냉방용량을 얻을 수 있는 유량을 구한 후, 그 값을 고정시켜 계산하였다. 각 시스템의 제습부와 재생부에 요구되는 공기의 유량은 다음과 같았다.

$$\dot{V}_{REC} = 2,600 \text{ CMH}$$

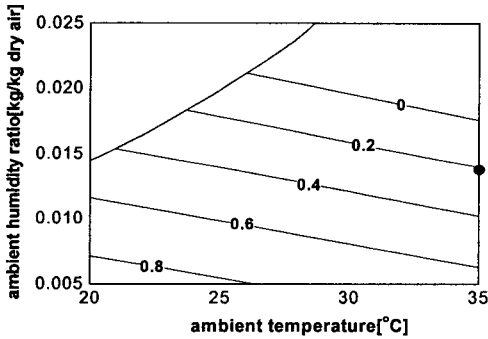
$$\dot{V}_{DEC} = 7,600 \text{ CMH}$$

이 결과는 REC를 이용하면 DEC를 이용하는 것보다 전체 시스템의 크기를 약 1/3로 줄일 수 있음을 의미한다.

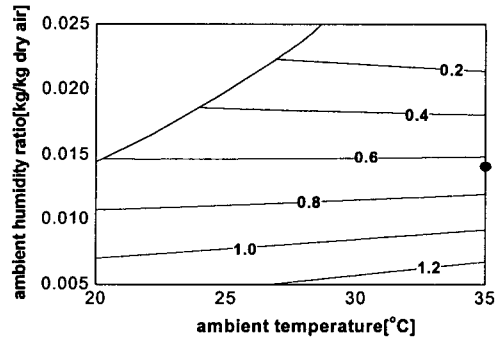
DEC를 이용한 시스템의 냉방용량은 외기조건에 따라 크게 변화하며 습도가 높은 조건에서는 냉방이 불가능한 것을 볼 수 있으나, REC를 이용한 시스템은 비교적 냉방용량의 변화가 작으며, 외기습도가 매우 높은 경우에도 냉방이 가능함을 볼 수 있다.

이와 같이 증발식 냉각기를 이용한 제습 냉방 시스템의 성능은 기존의 증기압축식 냉방시스템과는 달리 외기온도보다 외기 절대습도에 지배적인 영향을 받음을 볼 수 있다. 이는 제습과 증발과정의 절대습도에 크게 영향을 받기 때문이다.

Fig. 9에 각 시스템의 COP를 비교하였다. 기준 조건에서 REC를 이용한 시스템의 COP는 0.65로 DEC를 이용한 시스템보다 3배 이상 크게 나타났다. Fig. 10의 COP_{vent}는 환기효과를 고려한 성적계수로 외기의 절대습도가 아주 낮은 경우를 제

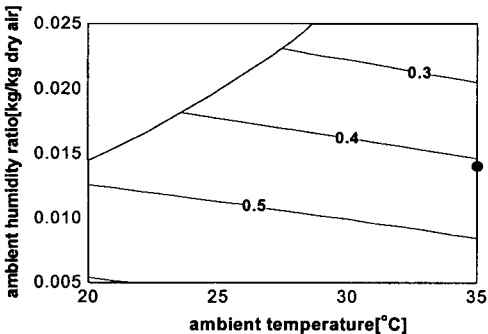


(a) Desiccant cooling system with a DEC

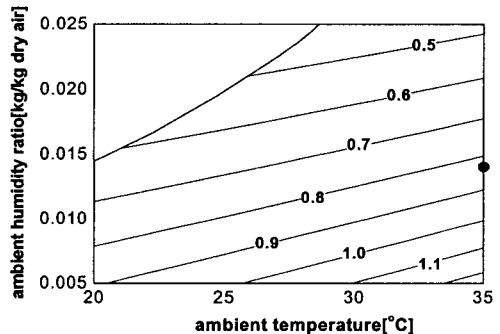


(b) Desiccant cooling system with a REC

Fig. 9 Comparison of the cooling COP (indoor: 27°C, 50% RH, T_{reg}=60°C).



(a) Desiccant cooling system with a DEC



(b) Desiccant cooling system with a REC

Fig. 10 Comparison of the cooling COP_{vent} (indoor: 27°C, 50% RH, T_{reg}=60°C).

Table 2 Performance comparison at three representative outdoor conditions ($T_{reg}=60^{\circ}\text{C}$)

Outdoor condition	T_{sup} ($^{\circ}\text{C}$)		Q_{cool} (kW)		COP		COP _{vent}	
	DEC	REC	DEC	REC	DEC	REC	DEC	REC
25 $^{\circ}\text{C}$, 80% RH	18.5	15.3	16.4	9.8	0.30	0.53	0.43	0.63
30 $^{\circ}\text{C}$, 60% RH	19.3	15.9	10.3	8.9	0.19	0.52	0.40	0.68
35 $^{\circ}\text{C}$, 40% RH	19.3	15.5	10	10	0.19	0.65	0.41	0.83

의하고는 COP보다 전체적으로 큰 값을 가지는 것을 알 수 있다. 기준 외기조건에서 REC를 이용한 시스템의 COP_{vent}는 0.83이었고, DEC를 이용한 시스템의 COP_{vent}는 0.41이었다.

Table 2에 고온 다습한 기후조건에서의 각 시스템의 성능을 정리하였다. REC를 이용한 시스템은 공급공기의 온도는 약 15 $^{\circ}\text{C}$ 정도이며, 냉방 COP는 DEC를 이용한 시스템보다 두 배 이상 큰 것을 알 수 있다. 또한 REC를 이용한 시스템은 냉방용량의 변화폭이 설계용량의 10% 정도로 DEC를 이용한 시스템보다 외기조건에 따른 성능 변화가 상대적으로 작다.

5. 결 론

DEC와 REC를 이용한 흡착식 제습 냉방시스템을 시뮬레이션하였다. 두 시스템에서 냉방용량과 COP, 공급공기의 온도를 비교하여 다음과 같은 결론은 얻었다.

- (1) 기준 외기조건인 35 $^{\circ}\text{C}$, 40%에서 REC를 이용한 시스템의 냉방 COP는 DEC를 이용한 시스템의 냉방 COP보다 세 배 이상 크다.
- (2) 증발식 냉각기를 이용한 제습 냉방시스템의 냉방용량과 COP는 외기온도 변화보다 습도 변화의 영향을 크게 받으며, DEC를 이용한 시스템보다 REC를 이용한 시스템의 성능변화가 상대적으로 작다.
- (3) REC를 이용하면 DEC를 이용한 제습 냉방시스템보다 동일한 냉방효과를 얻기 위한 시스템의 크기를 약 1/3로 줄일 수 있다.
- (4) REC를 이용하면 재생온도를 60 $^{\circ}\text{C}$ 정도로 운전하여도 적절한 냉방효과를 얻을 수 있으므로, 저급의 열원을 이용하여 구동할 수 있다.
- (5) 기준 외기조건에서 REC를 이용한 시스템의 COP는 0.65로 나타났다.

참고문헌

1. Jain, S., Dhar, P.L. and Kaushik, S. C., 1995, Evaluation of solid desiccant based evaporative cooling cycles for typical hot and humid climates, Revue Internationale du Froid, Vol. 18, No. 5, pp. 287-296.
2. Vineyard, E. A., Sand, J.R. and Durfee, D. J., 2000, Parametric analysis of variables that affect the performance of a desiccant dehumidification system, ASHRAE Transactions, Vol. 106, pp. 87-94.
3. Maclaine-Cross, I.L. and Banks, P. J., 1983, A general theory of wet surface heat exchangers and its application to regenerative evaporative cooler, Journal of Heat Transfer, Vol. 103, pp. 579-585.
4. Hsu, S. T., Lavan, Z. and Worek, W., 1989, Optimization of wet-surface heat exchangers, Energy, Vol. 14, pp. 757-770.
5. Lee, D.-Y., Yoon, Y. I. and Lee, J. H., 2002, Optimal design and performance evaluation of a finned regenerative evaporative cooler, Proc. 12th Int. Heat Transfer Conference, pp. 261-266.
6. Commercial evaporative cooler, Premier website, <http://www.piec.com/>.
7. 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, pp. 1657-1674.
8. Beccali, M., Butera, F. and Adhikari, R. S., 2003, Simplified models for the performance evaluation of desiccant wheel dehumidification, Int. Journal of Energy Research, Vol. 27, pp. 17-29.