

<학술논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2014.38.5.413>

ISSN 1226-4881(Print)
2288-5234(Online)

재생온도와 외기조건 변화에 따른 제습 냉방시스템의 냉방 성능 및 엑서지 해석에 관한 연구

이장일* · 홍석민* · 변재기* · 최영돈** · 이대영**

* 고려대학교 기계공학부, ** 한국과학기술연구원 에너지메카닉스연구센터

A Study on Cooling Performance and Exergy Analysis of Desiccant Cooling System in Various Regeneration Temperature and Outdoor Air Conditions

Jang Il Lee*, Seok Min Hong*, Jae Ki Byun*, Young Don Choi** and Dae Young Lee**

* Dept. of Mechanical Engineering, Korea Univ.

** Energy Mechanics Research Center, KIST

(Received December 5, 2013 ; Revised February 25, 2014 ; Accepted February 25, 2014)

Key Words: Desiccant Cooling System(제습 냉방시스템), Regenerative Evaporative Cooler(재생 증발식 냉각기), Regeneration Temperature(재생온도), COP(성능계수), Cooling Capacity(냉방용량), Rate of Exergy Destruction(엑서지 파괴율), Exergy Efficiency(엑서지 효율)

초록: 제습 냉방시스템은 증발식 냉각기를 이용하여 공조 공기를 냉각하는 시스템으로 전기구동 냉각기 없이 열에너지만으로 냉방 공급을 수행할 수 있다. 따라서, CFC 계열의 냉매 사용에 의한 오존층 파괴 및 하절기 냉각기 가동에 의한 첨두 전력부하의 증가 등 기존의 냉방시스템이 야기하는 여러 가지 문제점들을 해결할 수 있다. 본 연구에서는 제습 냉방시스템의 효율을 향상시키기 위해 냉방 성능과 엑서지 해석을 수행하였다. 특히 열역학 제2법칙에 근거한 엑서지 해석을 이용할 경우 전체시스템과 구성요소에서의 엑서지 파괴의 원인을 분석함으로써 시스템의 효율과 관련된 주제에 대하여 더욱 본질적인 측면에서 접근할 수 있다. 본 연구의 목적은 재생온도와 외기조건 변화에 따른 재생 증발식 냉각기를 이용한 제습 냉방시스템의 성능계수, 냉방용량, 엑서지 성능을 평가하는 것이다.

Abstract: Desiccant cooling system is an air conditioning system that uses evaporative cooler to cool air and it can perform cooling by using heat energy only without electrically charged cooler. Thus, it can solve many problems of present cooling system including the destruction of ozone layer due to the use of CFC[chloro fluoro carbon] affiliated refrigerants and increase of peak power during summer season. In this study, cooling performance and exergy analysis was conducted in order to increase efficiency of desiccant cooling system. Especially, using exergy analysis based on the second law of thermodynamics can resolve the issue related to system efficiency in a more fundamental way by analyzing the cause of exergy destruction both in whole system and each component. The purpose of this study is to evaluate COP[coefficient of performance], cooling capacity and exergy performance of desiccant cooling system incorporating a regenerative evaporative cooler in various regeneration temperature and outdoor air conditions.

- 기호설명 -

T_H : 재생온도 [°C]

ω : 절대습도 [kg/kg_{dry air}]

ϕ : 상대습도 [%]

h : 비엔탈피 [kJ/kg]

s : 비엔트로피 [kJ/kg·K]

η : 효율

† Corresponding Author, ydchoi@korea.ac.kr

© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

- ε : 유용도
- $\dot{E}x_{dest}$: 엑서지 파괴율
- ψ : 엑서지 효율
- ζ : 추가율
- CC : 냉방용량
- T_{AIR} : 외기온도
- ϕ_{AIR} : 외기습도

1. 서론

흡착식 제습기를 이용하는 제습 냉방시스템은 고온 다습한 공기 중의 습기를 제거하여 잠열부하를 처리한 후, 증발 냉각으로 공기의 온도를 낮추어 공조 공간으로 냉방을 공급하는 시스템으로 전기구동 냉각기에 의존하지 않고 열에너지만으로 운전이 가능하다. 따라서 하절기 냉각기 가동에 의한 첨두 전력 부하의 증가 및 CFC 계열의 냉매 사용에 의한 오존층 파괴 등 기존의 냉방시스템에 의해 야기된 문제들을 해결할 수 있다. 또한 하절기 열수요처의 현저한 감소에 기인하여 열병합발전의 높은 종합 효율과 CO₂ 저감 등의 효과를 충분히 얻지 못하는 실정에서 열병합발전의 폐열을 적극 활용하는 제습 냉방시스템은 근래에 상당한 주목을 받고 있다.^(1,2)

제습 냉방시스템에 대한 선행연구로 Pons and Kodama⁽³⁾는 냉방 공조를 위한 흡착식 개방형 사이클에 대한 엔트로피 해석을 수행하였고, Kodama 등⁽⁴⁾은 이에 대한 실험적 연구를 진행하였으며, Chang and Lee⁽⁵⁾은 현열 열교환기의 설치 위치가 서로 다른 제습 냉방시스템에 대하여 각 구성요소의 성능이 전체 시스템에 미치는 영향에 대한 연구를 수행하였다. 또한 Moon and Lee⁽⁶⁾은 대향류 편삽입형 재생 증발식 냉각기를 제작하여 다양한 조건에서의 성능시험을 수행하였고, 그 결과를 수치해석 데이터와 비교 분석하였다.

기존의 연구에서는 대부분 열역학 제1법칙에 근거하여 냉방시스템의 성능 해석을 수행해 왔으나, 열역학 제2법칙에 근거한 엑서지 해석을 이용할 경우 전체시스템과 시스템 구성요소의 엑서지 파괴의 원인을 분석함으로써 시스템의 효율 향상에 대하여 더욱 본질적인 면에서 접근할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 재생 증발식 냉각기를 이용한 제습 냉방시스템을 해석 대상으로 선정하여 시스템의 냉방 성능 및 열역학 제2법칙에

근거한 엑서지 해석을 수행하였으며, 전체시스템과 각 구성요소에서의 엑서지 파괴율과 효율을 산출하여 시스템 성능 감소의 주요 원인을 정량적으로 파악하고, 재생온도와 외기조건의 변화 등이 제습 냉방시스템의 냉방 성능과 엑서지 파괴율 및 효율에 미치는 영향을 수치적 방법으로 연구하고자 한다.

2. 재생 증발식 냉각기를 이용한 제습 냉방시스템 개요

제습 냉방시스템은 Fig. 1에 나타난 바와 같이 제습휠, 현열 열교환기, 재생 증발식 냉각기, 직접 증발식 냉각기, 히팅 코일 등으로 구성된다.

Table 1에 시스템 구성요소의 표준 효율과 유용도를 나타내었다.

시스템의 제습과정과 재생과정에 요구되는 공기의 체적유량은 2700 CMH 으로 설정하였고, 제습 냉방시스템의 냉방 공급과정은 다음과 같다.

공조공간으로 냉방을 공급하기 위해 혼입된 공기는(①+⑦→②) 제습휠을 지나며 고온 건조해지고(②→③), 재생을 위해 유입된 공기와 열교환을 하며 예냉된다(③→④). 그 후, 급기 된 공기를 재생 증발식 냉각기로 통과시켜 습도의 변화 없이 냉각시키고(④→⑤), 직접 증발식 냉각기를 이용한 추가 냉각이 이루어진 후(⑤→⑥), 공조공간으로 공급된다. 한편 외기는 현열교환기를 통하여 예열과정을 거치고(⑦→⑨), 제습휠의 재생을 위해 고온으로 가열된다(⑨→⑩). 가열된 재생공기는 제습휠의 재생부를 통과하며 흡착된 수분을 증발시킨다(⑩→⑪).⁽⁷⁾

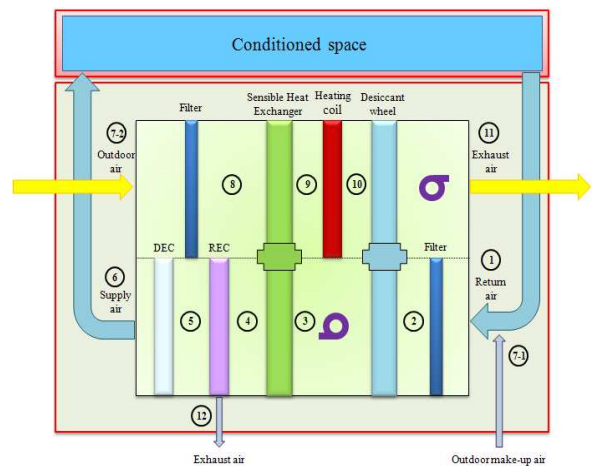


Fig. 1 System configuration of desiccant cooling system incorporating a regenerative evaporative cooler

Table 1 Performance of the system components

Component	η or ε	
Direct evaporative cooler	0.60	
Regenerative evaporative cooler	0.77	
Desiccant wheel	enthalpy	0.19
	relative humidity	0.94
Sensible heat exchanger	0.80	

Table 2 Calculated state properties of the desiccant cooling system shown in Fig. 1

State	T [°C]	ω [kg/kg]	ϕ [%]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg·K]
1	27.00	0.011	50.00	55.58	0.225
2	29.41	0.012	46.98	60.34	0.243
3	45.67	0.008	13.42	67.35	0.254
4	37.13	0.008	21.06	58.64	0.226
5	17.21	0.008	67.86	38.30	0.159
6	15.09	0.009	85.83	38.36	0.161
7	35.00	0.014	40.00	71.45	0.285
8	35.00	0.014	40.00	71.45	0.285
9	43.44	0.014	25.43	80.16	0.313
10	60.00	0.014	11.29	97.24	0.366
11	43.82	0.018	31.39	90.23	0.356
12	31.02	0.029	100.0	106.11	0.433

* at the mass flow rate of air is 0.8499 kg/s

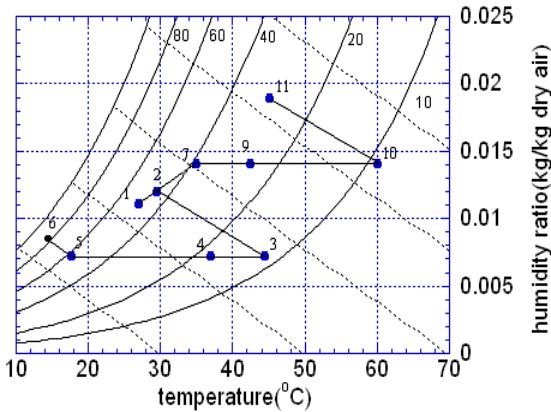


Fig. 2 Psychrometric chart of desiccant cooling system incorporating a regenerative evaporative cooler⁽⁷⁾

Fig. 2는 실내온도 27°C, 상대습도 50%, 실외온도 35°C, 상대습도 40% 그리고 히팅 코일에서의 재생온도(Regeneration temperature)가 60°C인 경우, 제습 냉방시스템 운용에 따른 공기의 상태변화를 습공기 선도에 나타낸 것이며, Table 2에 시스템 운전 시 각 과정에 대한 상태량 변화값을 나타내었다.

3. 시스템 성능계수 및 냉방용량

재생 증발식 냉각기를 이용한 제습 냉방시스템의 성능계수(Coefficient of performance)는 다음의 식 (1)과 같이 정의된다.

$$COP = \dot{Q}_{cool} / \dot{Q}_h \quad (1)$$

여기서, \dot{Q}_{cool} 은

$$\dot{Q}_{cool} = \dot{m}_4(1 - \zeta)(h_1 - h_6) \quad (2)$$

으로 계산하며, \dot{Q}_h 는 식 (3)과 같다.

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_9) \quad (3)$$

위의 식 (2)에서 \dot{Q}_{cool} 은 시스템의 냉방용량(Cooling capacity)을 의미하며, ζ 는 재생 증발식 냉각기에서 외부공간으로 추기되는 공기의 추기율을 나타낸다. 식 (3)의 \dot{Q}_h 는 히팅 코일에서의 재생공기를 가열하는데 요구되는 재생열량을 나타낸다.

4. 엑서지 파괴율 및 효율

4.1 엑서지 파괴율

시스템 구성요소의 엑서지 파괴율은 다음의 식 (4)와 같이 정의된다.

$$\dot{E}x_{dest} = T_0 \dot{S}_g \quad (4)$$

여기서, T_0 는 엑서지 기준환경의 절대온도를 나타내고, \dot{S}_g 는 시스템 각 구성요소 검사체적 내 엔트로피 생성률(Rate of entropy generation)을 의미한다.

제습 냉방시스템의 구성요소인 제습휠, 현열

열교환기, 재생 증발식 냉각기, 직접 증발식 냉각기, 히팅 코일에서의 엑서지 파괴율(Rate of exergy destruction)은 다음의 식 (5)~(9)와 같이 나타낼 수 있으며, 열손실은 발생하지 않는다고 가정하였다.

제습휠에서의 엑서지 파괴율은 식 (5)와 같다.

$$\dot{Ex}_{dest,DW} = T_0 [\dot{m}_2(s_3 - s_2 + s_{11} - s_{10})] \quad (5)$$

현열 열교환기에서의 엑서지 파괴율은

$$\dot{Ex}_{dest,SHX} = T_0 [\dot{m}_8(s_4 - s_3 + s_9 - s_8)] \quad (6)$$

으로 계산하고, 재생 증발식 냉각기에서의 엑서지 파괴율은 식 (7)과 같다.

$$\dot{Ex}_{dest,REC} = T_0 [\dot{m}_4(s_5 - s_4) + \dot{m}_4\zeta(s_{12} - s_5) - \dot{m}_{13}s_{13}] \quad (7)$$

직접 증발식 냉각기에서의 엑서지 파괴율은 다음의 식 (8)과 같으며, 히팅 코일에서의 엑서지 파괴율은 식 (9)와 같다.

$$\dot{Ex}_{dest,DEC} = T_0 [\dot{m}_5(s_6 - s_5) - \dot{m}_{14}s_{14}] \quad (8)$$

$$\dot{Ex}_{dest,HC} = T_0 \left[\dot{m}_9(s_{10} - s_9) - \frac{\dot{Q}_h}{T_H} \right] \quad (9)$$

여기서 \dot{m}_{13} 과 \dot{m}_{14} 는 재생 증발식 냉각기와 직접 증발식 냉각기로 분사되는 물(Liquid water)의 질량 유량을 의미하며, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_{13} = \zeta \dot{m}_4 (\omega_{12} - \omega_5) \quad (10)$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_6 (\omega_6 - \omega_5) \quad (11)$$

4.2 엑서지 효율

한편 실내온도가 T_1 이고, 외기온도가 T_7 인 경우, 제습 냉방시스템의 엑서지 효율은

$$\psi_{system,1} = \frac{(1-\zeta)(h_1 - h_6)}{(h_{10} - h_9) \left[\left(1 - \frac{T_7}{T_H}\right) \left(\frac{T_1}{T_7 - T_1}\right) \right]} \quad (12)$$

또는

$$\psi_{system,2} = 1 - \frac{T_7 \Delta \dot{S}_{system}}{\dot{Q}_h \left(1 - \frac{T_7}{T_H}\right)} \quad (13)$$

으로 정의된다. 여기서, $\Delta \dot{S}_{system}$ 은 제습 냉방시스템 내에서 발생한 총 엔트로피 생성률을 의미한다.

재생 증발식 냉각기를 이용한 제습 냉방시스템은 제습휠(DW), 현열 열교환기(SHX), 재생 증발식 냉각기(REC), 직접 증발식 냉각기(DEC), 히팅 코일(HC) 등으로 구성되어 있으며, 각 구성요소에서의 엑서지 효율은 다음과 같이 정의된다.⁽⁸⁾

$$\psi_{DW} = \frac{h_3 - h_2 - T_0(s_3 - s_2)}{h_{10} - h_{11} - T_0(s_{10} - s_{11})} \quad (14)$$

$$\psi_{SHX} = \frac{h_9 - h_8 - T_0(s_9 - s_8)}{h_3 - h_4 - T_0(s_3 - s_4)} \quad (15)$$

$$\psi_{REC} = 1 - \frac{T_0 [\dot{m}_4(s_5 - s_4) + \dot{m}_4\zeta(s_{12} - s_5) - \dot{m}_{13}s_{13}]}{\dot{m}_4[h_4 - h_0 - T_0(s_4 - s_0)] + \dot{m}_{13}[h_{13} - h_0 - T_0(s_{13} - s_0)]} \quad (16)$$

$$\psi_{DEC} = 1 - \frac{T_0 [\dot{m}_5(s_6 - s_5) - \dot{m}_{14}s_{14}]}{\dot{m}_5[h_5 - h_0 - T_0(s_5 - s_0)] + \dot{m}_{14}[h_{14} - h_0 - T_0(s_{14} - s_0)]} \quad (17)$$

$$\psi_{HC} = \frac{h_{10} - h_9 - T_0(s_{10} - s_9)}{h_{10} - h_9 - T_0(s_{10} - s_9)/T_{HA}} \quad (18)$$

5. 해석 결과 및 고찰

5.1 재생온도 변화에 따른 시스템 성능 특성

Fig. 3과 Fig. 4는 히팅 코일에서의 재생온도 T_H 의 변화에 따른 시스템의 성능계수, 냉방용량,

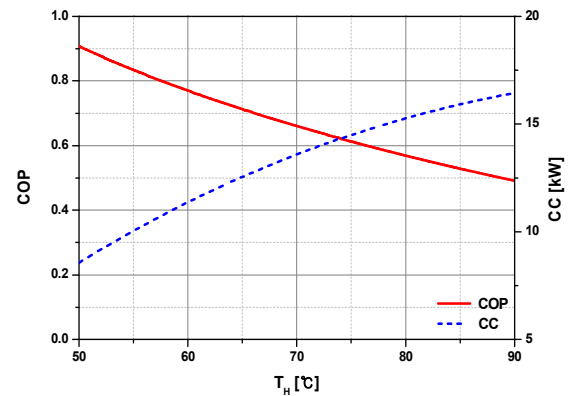


Fig. 3 Cooling performance of desiccant cooling system to the variation of regeneration temperature

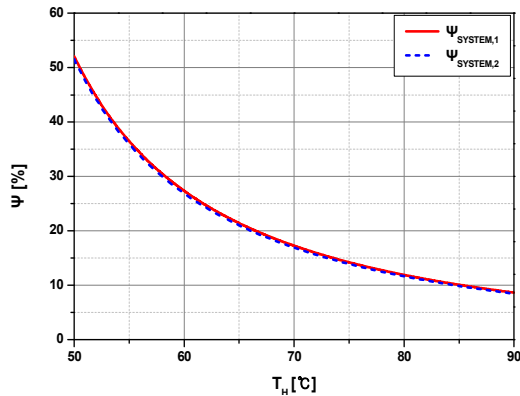


Fig. 4 Exergy efficiency of desiccant cooling system to the variation of regeneration temperature

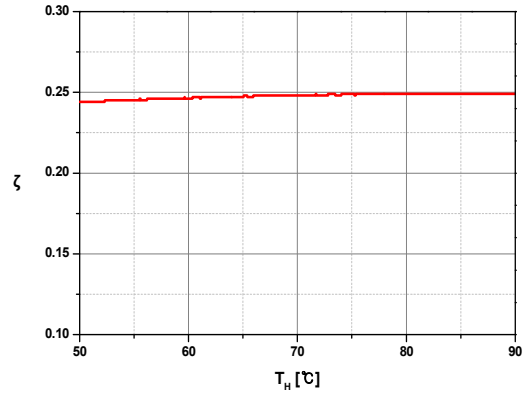


Fig. 7 Ratio of exhaust air flow rate of regenerative evaporative cooler to the variation of regeneration temperature

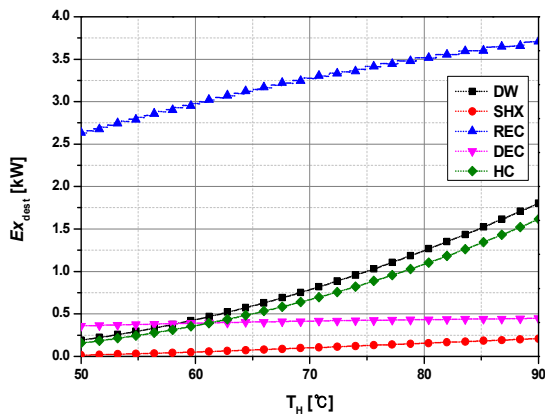


Fig. 5 Exergy destruction rate of system components to the variation of regeneration temperature

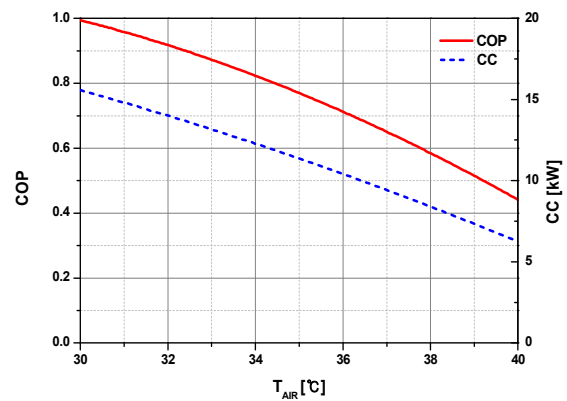


Fig. 8 Cooling performance of desiccant cooling system to the variation of outdoor air temperature

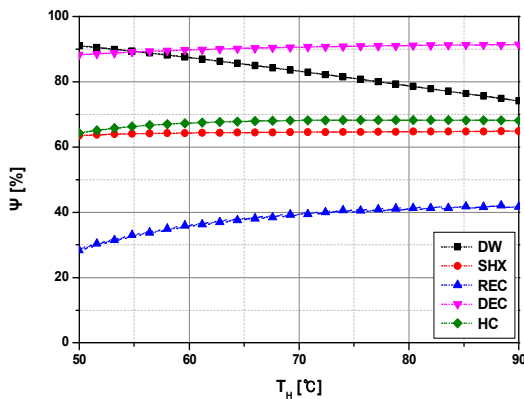


Fig. 6 Exergy efficiency of system components to the variation of regeneration temperature

엑서지 효율의 변화 경향성을 보여준다.

Fig. 5와 Fig. 6은 시스템 구성요소에 대한 엑서지 파괴율과 효율의 변화 양상을 나타낸 것이다.

Fig. 4의 실선과 파선은 각각 식 (10)과 식 (11)에 의해서 정의된 시스템의 엑서지 효율을 나타내며, 두 엑서지 효율이 일치하는 것을 볼 때 본

연구에서 산정한 전체시스템에 대한 엔트로피 생성률이 정확했음을 알 수 있다.

Fig. 7은 재생온도 증가에 따른 재생 증발식 냉각기에서의 공급공기에 대한 추가율 ζ 의 변화를 보여준다. Fig. 3과 Fig. 4를 살펴보면, 히팅 코일에서의 재생온도가 증가함에 따라 시스템의 성능계수와 엑서지 효율은 감소하지만 냉방용량은 오히려 증가함을 알 수 있다. 한편, Fig. 5와 Fig. 6에서는 재생온도가 상승함에 따라 제습휠에서의 엑서지 파괴율은 증가하고, 그에 대응하여 엑서지 효율이 감소함을 파악할 수 있다. 따라서, 시스템 엑서지 효율의 감소는 제습휠의 엑서지 성능 저하에 기인한 것이라 판단할 수 있다. 또한 재생온도 T_H 가 상승함에 따라 재생 증발식 냉각기에서의 엑서지 파괴율은 증가했으나, 엑서지 효율은 오히려 증가하였다. 그 원인은 재생온도 상승에 따라 재생 증발식 냉각기 내 엔트로피 생성률보다 엑서지 유입률의 증가가 더 크기 때문이라고 판단된다.

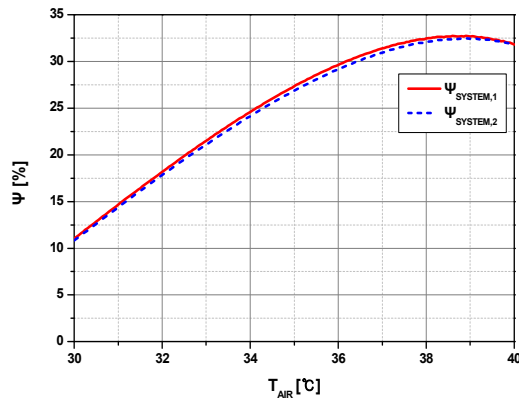


Fig. 9 Exergy efficiency of desiccant cooling system to the variation of outdoor air temperature

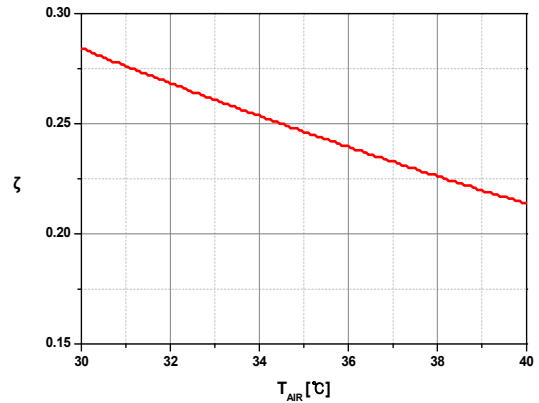


Fig. 12 Ratio of exhaust air flow rate of regenerative evaporative cooler to the variation of outdoor air temperature

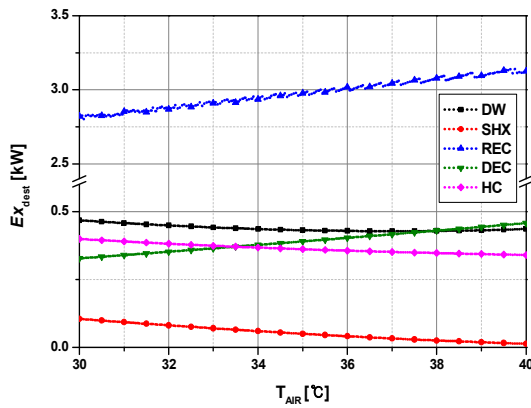


Fig. 10 Exergy destruction rate of system components to the variation of outdoor air temperature

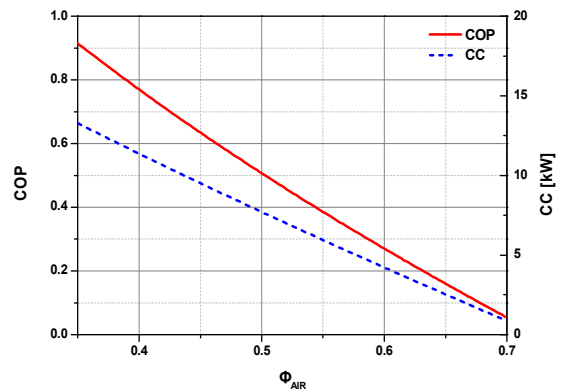


Fig. 13 Cooling performance of desiccant cooling system to the variation of outdoor air relative humidity

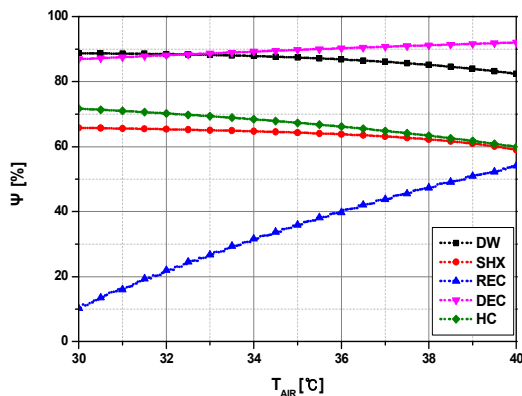


Fig. 11 Exergy efficiency of system components to the variation of outdoor air temperature

Fig. 7에서 재생온도는 추기율 ζ 의 변화에 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

5.2 외기온도 변화에 따른 시스템 성능 특성

Fig. 8과 Fig. 9는 대기 중 외기온도 T_{air} 의 상승에 따른 제습 냉방시스템의 성능계수, 냉방용

량 그리고 엑서지 효율 변화에 대한 경향성을 나타낸 것이다.

Fig. 9는 식 (10)과 식 (11)에 의해서 정의된 시스템의 엑서지 효율을 나타낸다. 외기온도 T_{air} 가 증가함에 따라 시스템의 엑서지 효율은 증가하는 반면 성능계수와 냉방용량은 감소한다는 것을 파악할 수 있다. Fig. 10과 Fig. 11은 외기온도 변화에 따른 제습 냉방시스템 각 구성요소의 엑서지 파괴율과 엑서지 효율의 변화 경향성을 나타낸 것이다. 외기온도가 증가함에 따라 재생 증발식 냉각기와 직접 증발식 냉각기에서는 엑서지 파괴율이 증가하였고, 오히려 감소함을 알 수 있다. 제습휠, 현열 열교환기, 히팅 코일에서는 상대적으로 소폭 감소하였다. 또한, 재생 증발식 냉각기와 현열 열교환기의 엑서지 재생 증발식 냉각기와 현열 열교환기의 엑서지 효율 향상으로 인하여 제습 냉방시스템의 엑서지 효율은 상승하지만 성능계수와 냉방용량은 위와 같은 결과가 나온

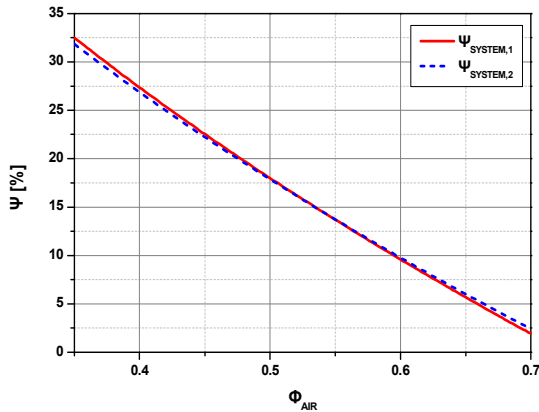


Fig. 14 Exergy efficiency of desiccant cooling system to the variation of outdoor air relative humidity

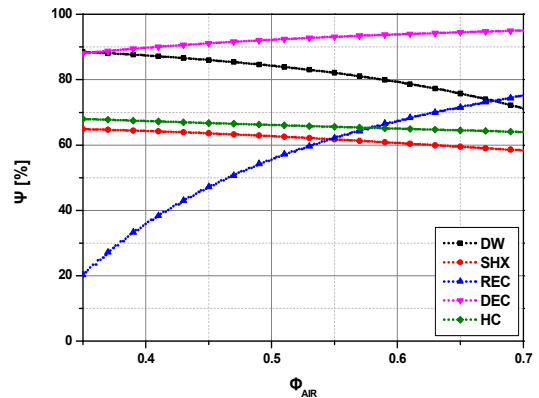


Fig. 16 Exergy efficiency of system components to the variation of outdoor air relative humidity

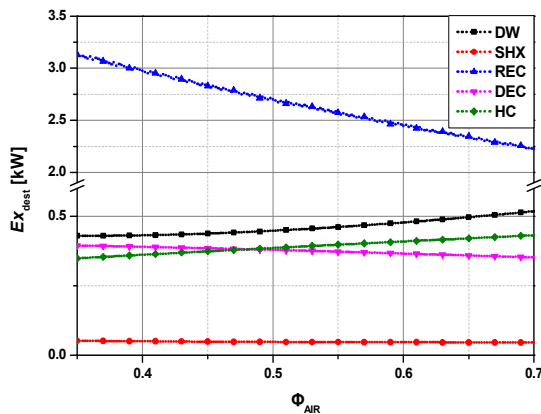


Fig. 15 Exergy destruction rate of system components to the variation of outdoor air relative humidity

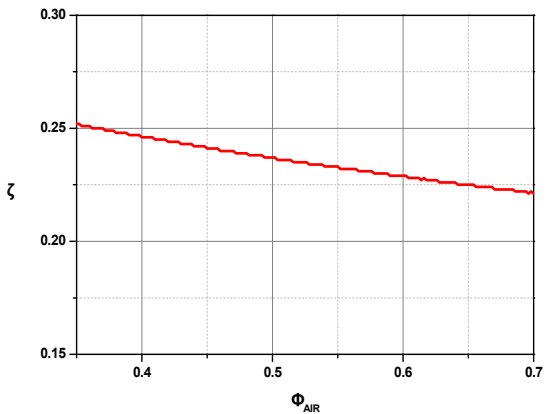


Fig. 17 Ratio of exhaust air flow rate of regenerative evaporative cooler to the variation of outdoor air relative humidity

주요 원인은 시스템의 성능계수와 냉방용량은 제습휠의 엑서지 효율의 감소에 큰 영향을 받기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 12는 재생 증발식 냉각기에서의 공급공기에 대한 추기율 변화를 나타내며, 외기온도가 상승함에 따라 ζ를 감소시켜야 함을 보여준다.

5.3 외기습도 변화에 따른 시스템 성능 특성

Fig. 13은 대기 중 외기의 상대습도 ϕ_{AIR} 의 증가에 따른 식 (1)로 정의된 시스템의 성능계수와 식 (2)에 의해서 정의된 냉방용량에 대한 변화 양상을 보여준다.

Fig 14는 식 (10)과 식 (11)에 의해서 정의된 시스템의 엑서지 효율을 의미하며, 외기의 상대습도가 증가함에 따라 시스템의 엑서지 효율이 감소함을 보여준다.

외기습도가 증가함에 따라 COP 역시 제습 냉방시스템의 엑서지 효율과 유사한 변화 경향성을

보이며 감소하였다. 따라서, 시스템의 COP 감소 원인은 시스템 엑서지 효율의 하락에 기인하였다고 판단 가능하다. 한편, 외기습도가 높은 경우 시스템의 냉방용량이 감소하는 원인은 제습휠에서의 제습부하가 증가함에 따라 출기습도가 또한 증가하여 증발식 냉각기의 성능이 감소하기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 15는 외기의 상대습도 변화에 따른 제습 냉방시스템의 구성요소인 제습휠, 현열 열교환기, 재생 증발식 냉각기, 직접 증발식 냉각기, 히팅 코일의 엑서지 파괴율을 나타내고, Fig. 16은 그에 대응하는 엑서지 효율의 변화 양상을 보여준다. 위의 결과를 살펴보면, ϕ_{AIR} 의 증가에 따라 제습 냉방시스템의 성능계수, 냉방용량 그리고 엑서지 효율이 감소하는 것은 제습휠의 엑서지 효율 ψ_{DW} 의 감소에 기인하였음을 확인할 수 있다.

한편, ϕ_{AIR} 의 증가에 따라 재생 증발식 냉각기

에서의 엑서지 파괴율은 Fig 15에서 알 수 있듯이 가장 큰 폭으로 감소하였고, 이에 대응하여 엑서지 효율 또한 크게 상승하였다.

Fig. 17은 외기의 습도가 증가함에 따른 재생 증발식 냉각기에서의 공급공기에 대한 추기율 ζ 의 변화를 나타낸 것이며, 외기습도 상승 시 ζ 를 감소시켜야 함을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 재생 증발식 냉각기를 이용한 제습 냉방시스템에 대하여 재생온도와 외기조건 변화에 따른 냉방 성능 및 엑서지 해석을 수행하였고, 결과는 다음과 같다.

(1) 히팅 코일에서의 재생온도가 상승함에 따라 시스템의 성능계수와 엑서지 효율은 감소하지만 오히려 냉방용량은 증가하였다. 시스템의 엑서지 효율과 성능은 제습휠에서의 엑서지 효율 감소에 기인한 것이라 판단되고, 냉방용량의 향상은 그 외 구성요소에서의 엑서지 효율 상승 때문인 것으로 나타났다.

(2) 외기의 온도가 상승함에 따라 시스템의 엑서지 효율은 향상되지만, 성능계수와 냉방용량은 오히려 감소하는 것으로 나타났다. 외기온도 상승에 따라 시스템 엑서지 효율이 향상되는 것은 시스템 구성요소인 재생 증발식 냉각기에서의 급격한 엑서지 효율 향상에 기인한 것이며, 성능계수와 냉방용량의 감소는 제습휠, 현열 열교환기, 히팅 코일에서의 엑서지 효율이 상대적으로 소폭 하락하였기 때문인 것으로 판단된다.

(3) 외기의 상대습도가 증가하는 경우, 시스템의 성능계수와 냉방용량을 비롯하여 엑서지 효율 또한 큰 폭으로 감소하는 경향성을 보였다. 냉방용량 감소의 원인은 외기습도의 상승으로 인하여 제습 부하가 증가하고, 그에 따라 제습휠 출구상태의 습도 또한 증가하여 증발식 냉각기의 성능이 감소하기 때문인 것으로 판단된다. 또한 외기 습도 상승 시 시스템의 성능 저하를 극복하기 위해서는 히팅 코일에서의 재생온도를 상승시켜 주어야 한다.

(4) 시스템의 성능 향상을 위해서는 재생 증발식 냉각기에서 공급공기에 대한 외부로의 추기율 ζ 를 각 구성요소의 효율 및 외기조건 등 변수의 운전 영역에 대응하여 변화시켜 주어야 한다.

(5) 엑서지 해석 결과에 비추어 볼 때 제습 냉

방시스템의 효율 향상을 위해서는 시스템 설계 시 엑서지 손실이 가장 많이 발생하는 재생 증발식 냉각기를 최우선 개선 대상으로 선정하여야 할 것이다.

후 기

본 연구는 2012년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제(No. 20124010203250)입니다.

참고문헌 (References)

- (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) Lee, J. W., Lee, D. Y. and Kang, B. H., 2004, "Cycle Simulation of a Desiccant Cooling System with a Regenerative Evaporative Cooler," *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 16, No. 6, pp. 566~573.
- (3) Pons, M. and Kodama, A., 2000, "Entropic Analysis of Adsorption Open Cycles for Air Conditioning. Part 1: First and Second Law Analyses," *International Journal of Energy Research*, Vol. 24, Issue 3, pp. 251~262.
- (4) Kodama, A., Jin, W., Goto, M., Hirose, T. and Pons, M., 2000, "Entropic Analysis of Adsorption Open Cycles for Air Conditioning. Part 2: Interpretation of Experimental Data," *International Journal of Energy Research*, Vol. 24, Issue 3, pp. 263~278.
- (5) Chang, Y. S. and Lee, D. Y., 2007, "Effects of Individual Components on the System Performance in a Desiccant Cooling System," *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 19, No. 10, pp. 687~694.
- (6) Moon, H. K. and Lee, D. Y., 2008, "Cooling Performance of a Counterflow Regenerative Cooler with Finned Channels," *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 20, No. 7, pp. 462~469.
- (7) Lee, D. Y. and Chang, Y. S., 2009, "Performance Characteristic of the Desiccant Cooling System in

Various Outdoor and Load Conditions," *Proceedings of the SAREK Summer Annual Conference*, pp. 623~628.

(8) Dincer, I. and Rosen, M. A., 2013, "Exergy : Energy, Environment and Sustainable Development," Elsevier, San Diego, pp. 83~100.