

하이브리드 제습냉방시스템의 성능평가 연구

황 원 백, 김 용 찬*, 이 대 영**†

고려대학교 기계공학과 대학원, *고려대학교 기계공학과, **한국과학기술연구원 에너지메카닉스 연구센터

A Study on the Performance Evaluation of a Hybrid Desiccant Cooling System

Won-Baek Hwang, Young-Chan Kim*, Dae-Young Lee**†

Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

**Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea*

***Energy Mechanics Research Center, KIST, Seoul 136-791, Korea*

(Received December 30, 2010; revision received November 29, 2011)

ABSTRACT: Improvement in the energy efficiency has been studied of the desiccant cooling system by applying a vapor compression type heat pump to modify the system into a hybrid system. The cycle simulation was performed and the results were compared between a reference desiccant cooling system composed of a desiccant rotor, a sensible rotor and a regenerative evaporative cooler, and a hybrid desiccant cooling system with the sensible rotor being replaced by a heat pump. Though the electric consumption increases as much as the compressor power consumption, the total cooling capacity increases and the thermal energy input decreases by the addition of the heat pump. Therefore, the total energy efficiency can be improved if the increase in the electric consumption can be compensated with the increase in the cooling capacity and the decrease in the thermal energy input. The results showed that the total energy efficiency is optimized at a certain heat pump capacity. When the heat from the CHP plant is used for the thermal energy input, the energy consumption of the hybrid system is reduced by 20~30% compared with the reference system when the heat pump shares 30~40% of the total cooling capacity.

Key words: Hybrid desiccant cooling system(하이브리드 제습냉방시스템), Heat pump(히트펌프), Sensible rotor(현열로터), Energy consumption(에너지소비)

기 호 설 명

C_l : 누설 보정계수
 COP : 성적계수

e : 냉방출력 당 총 에너지소비
 h : 엔탈피 [kJ/kg]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 P : 압력 [Pa]
 Q : 열량 [kW]
 R_v : 전력에너지 가치비
 r_c : 간극체적비
 W : 소비전력 [kW]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-958-5674; fax: +82-2-958-5690

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

그리스 문자

η_v	: 압축기 체적효율
γ	: 비열비

하첨자

<i>comp</i>	: 압축기
<i>cond</i>	: 히트펌프 응축기
<i>cool</i>	: 냉방
<i>e</i>	: 전기에너지
<i>eva</i>	: 히트펌프 증발기
<i>fan</i>	: 송풍기
<i>H</i>	: 하이브리드 제습냉방시스템
<i>hp</i>	: 히트펌프
<i>nom</i>	: 공칭
<i>R</i>	: 기준 제습냉방시스템
<i>reg</i>	: 재생
<i>sr</i>	: 현열로터
<i>sup</i>	: 공급
<i>th</i>	: 열에너지

1. 서 론

제습냉방기술은 고온 다습한 공기를 흡착제습기를 이용하여 제습한 후 증발 냉각이나 별도의 냉열원으로 온도를 낮추어 냉방을 공급하는 기술이다. 이 기술은 잠열부하 처리가 용이하여 실내 공기질 향상을 위한 환기량 증대에 적합하며, 열에너지를 이용한 잠열부하 처리가 가능하여 냉방기의 전력소비를 크게 감축할 수 있는 가능성이 있다.

Dhar and Singh⁽¹⁾과 Jia et al.⁽²⁾은 기존의 전기식 냉방시스템에 제습로터를 추가한 하이브리드 시스템이 기존 시스템에 비교하여 잠열부하 처리가 용이하며 에너지성능도 개선할 수 있음을 보였다. Jain et al.,⁽³⁾ Lee et al.,⁽⁴⁾ Goldsworthy and White⁽⁵⁾ 등은 별도의 냉동기 없이 제습로터와 증발냉각기만으로 구성된 제습증발 냉방시스템을 연구하였다. 이 경우 송풍기 전력만으로 냉방을 공급할 수 있어 전력소비를 최소화할 수 있으며, 냉매에 의한 오존층 파괴나 온난화 문제를 제거할 수 있는 장점이 있다. 반면 단위 냉방출력 당 소요풍량이 커서 기존 시스템 대비 기기 크기가 커지는 문제가 있다.

한편 제습냉방시스템에 히트펌프를 삽입하여, 증발기 열량으로 냉방출력을 보완하고 응축기 배열로 제습기 재생열량을 절감함으로써 냉방성능을 향상

시키고, 기기 크기도 감축할 수 있는 가능성이 있다. 히트펌프에 의한 냉방성능 향상이 전력소비 증가를 상회한다면, 히트펌프를 삽입함으로써 제습냉방시스템의 에너지효율 향상도 기대할 수 있다.

본 연구에서는 제습증발 냉방시스템에 히트펌프를 삽입한 하이브리드 제습냉방시스템을 구성하고, 이 시스템의 냉방성능과 에너지효율을 시뮬레이션한다. 히트펌프 용량 변화에 따른 하이브리드 제습냉방시스템의 냉방출력, 재생열량, 소비전력의 변화를 분석하며, 기존 제습냉방시스템과 비교하여 소형화 및 에너지효율 향상 가능성을 고찰한다.

2. 하이브리드 제습냉방시스템

Fig. 1은 제습로터(desiccant rotor), 현열로터(sensible rotor), 재생증발식 냉각기(regenerative evaporative cooler)로 구성된 기존의 제습냉방시스템으로⁽⁴⁾ 하이브리드 제습냉방시스템과의 비교 기준이 되는 시스템이다. 제습로터를 통과한 공기(②→③)는 수증기 흡착열 방출로 인하여 저습고온 공기가 된다. 이 공기는 현열로터에서 예냉(③→④)되고 재생증발식 냉각기로⁽⁶⁾ 유입 냉각(④→⑤)되어 실내로 공급된다. 재생증발식 냉각기는 간접증발식 냉각기의 일종으로 유입공기가 습도증가 없이 현열냉각되며, 냉각된 공기의 일부가 유입공기로부터 에너지를 빼앗아 외부로 배출된다(⑤'). 이 배출량만큼의 공기가 외부로부터 제습로터 제습부로 유입되므로 자동적으로 환기가 이루어진다. 현열로터는 유입공기를 예냉하는 동시에 재생공기를 예열(⑧→⑨)하는 기능을 하며, 현열로터에서 예열된 공기는 온수히터에 의해 제습로터 재생에 필요한 온도까지 가열되어(⑨→⑩) 제습로터 재생부로 유입된다.

Fig. 2는 Fig. 1의 시스템에서 현열로터를 제거하고 대신 히트펌프를 추가하여 구성한 하이브리드 제습냉방시스템이다. 제습로터의 제습부를 통과한 공기는 예냉없이 바로 재생증발식 냉각기에 유입 냉각되며, 히트펌프 증발기를 통과하며 추가로 냉각된다. 히트펌프 응축기 배열은 제습로터 재생공기 예열(⑧→⑨)에 이용된다.

3. 사이클 시뮬레이션

3.1 구성요소 모델링

제습냉방시스템의 사이클 시뮬레이션을 위하여 각

구성요소들에서의 열 및 물질전달과정을 모델링하였다.

제습로터의 제습부를 통과하는 공기는 수분이 제거되어 저습한 공기가 되며, 반면 수분을 흡습한 로터는 일정 속도로 회전하여 재생부에서 고온공기에 습기를 배출하고 재생된다. 재생공기는 제습로터에서 방출된 습기를 흡수하여 실외로 배출된다. Zheng and Worek⁽⁷⁾은 제습로터에서의 열 및 물질전달 현상을 미분 방정식의 형태로 정리 하였고, Lee et al.⁽⁸⁾은 Zheng and Worek⁽⁷⁾의 지배방정식을 간략화 및 선형화하였다. 본 연구에서는 Zheng and Worek⁽⁷⁾의 모델링을 바탕으로 수치해석을 적용하였다.

재생증발식 냉각기는 건채널과 습채널의 반복적인 구조로 건채널을 통과한 공기의 일부가 습채널을 통과하도록 구성된다. 습채널을 통과하는 공기는 증발냉각되며, 상대적으로 온도가 높은 건채널 공기로부터 열을 흡수하여 외부로 배출된다. 이러한 구성으로 건채널을 통과하는 공기는 습도 증가 없이 최대 이슬점온도까지 냉각될 수 있다. Choi et al.⁽⁶⁾은 재생증발식 냉각기에서의 열 및 물질전달 과정을 모델링하고 수치적으로 해석한 바 있다. 본 연구에서는 Choi et al.⁽⁶⁾의 선행연구를 바탕으로 재생증발식 냉각기의 성능을 해석하였다.

히트펌프 모델링은 냉/난방 시스템의 성능 평가에 일반적으로 사용되는 Fischer and Rice⁽⁹⁾의 오크리지 히트펌프 모델(Oak Ridge Heat Pump models)을 기초하였다. 본 연구의 주목적이 압축기 용량 변화에 따른 시스템성능 비교 분석이므로, 압축기 용량 가변시에 적용할 수 있도록 Map-base 모델 대신 체적효율과 등엔트로피 효율을 이용한 모델링을 적용하였다. 체적효율은 다음과 같이 정의된다.

$$\eta_v = C_l \left[1 - r_c \left\{ \left(\frac{P_{cond}}{P_{eva}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right\} \right] \quad (1)$$

위식에서 C_l 은 누설을 고려한 수정계수이며, r_c 는 간극체적비이다.

응축기의 과열, 이상구간과 증발기의 이상구간은 ϵ -NTU 관계식을 이용하였고, 응축기의 과냉구간과 증발기의 과열구간은 대수평균온도차를 이용하여 계산하였다. 증발기에서의 수증기 응축과정은 대수평균엔탈피차를⁽¹⁰⁾ 이용하였다. 팽창기구는 압축기 용량에 따라 최적화하는 것으로 가정하여, 응축기 과냉도와 증발기 과열도를 압축기 용량 변화에 관계없이 일정하게 가정하였다.

히트펌프 모델링 및 해석과정을 검증하기 위하여 Rice⁽¹¹⁾의 결과와 비교하였으며, 압축비, 냉매유량, COP 등 주요결과가 5% 이내에서 일치함을 확인하였다.

3.2 시뮬레이션 조건

실내공기 27°C, 50%RH, 실외공기 35°C, 40%RH 인 ARI 조건에 대하여, 시뮬레이션하였다. 시스템 구성과 관련한 인자들이 Table 1에 정리한 바와 같은 경우에 대하여, 히트펌프 압축기 용량 변화에 따른 냉방출력, 재생열량, 소비전력 등의 변화를 구하여 기준 제습냉방시스템과 비교하였다.

제습로터의 전면적은 1 m², 제습/재생 면적 분할비 1/0.7, 전면풍속 2 m/s로 하였으며, 이 조건에 의하여 제습측과 재생측 공기풍량이 결정된다. 제습로터 재생온도는 태양열이나 지역공급열로 수월하게 얻을 수 있는 60°C를 선정하였으며, 회전주기는

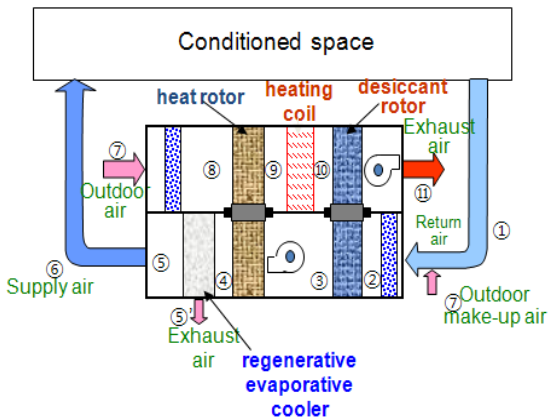


Fig. 1 Schematic of the RDCS.

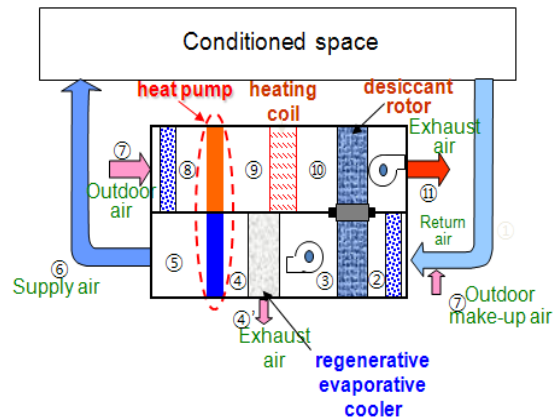


Fig. 2 Schematic of the HDCS.

Table 1 Specification of the system

desiccant rotor	desiccant	silica gel	
	frontal area	1 m ²	
	area fraction deh./reg.	1/0.7	
	face velocity	2 m/s	
	Ntu	10.5	
	regeneration temp.	60°C	
	rotation period	200 s	
sensible rotor	effectiveness	0.8	
regenerative evaporative cooler	effectiveness*	0.75	
	ext. ratio	0.3	
heat pump	refrigerant		R410A
	evaporator condenser	face velocity	2 m/s
		subcooling	9°C
		superheating	5°C
	compressor	corr. factor, C_l	0.73
		clearance volume ratio, r_c	0.06
		adiabatic eff.	0.65

Note) * at the inlet air condition of 32°C and 50 %RH.

사전 시뮬레이션을 통하여 최적값인 200 s로 고정하였다. 재생증발식 냉각기는 유입공기가 32°C, 50 %RH 일 때 유용도 75%를 가지며, 추기비율은 30%로 하였다. 재생증발식 냉각기에서 30%의 유량이 외부로 배출되므로 이만큼의 유량 보충이 필요하며, 이를 위하여 제습로터 제습부에는 실내환기와 외기가 70 : 30으로 혼합된 공기가 유입되는 것으로 가정하였다. 히트펌프 냉매는 R410A로 하였으며, 응축기와 증발기의 전면적은 전면풍속이 2 m/s가 되도록 결정하여, 압축기 용량에 관계없이 일정하게 하였다.

상기한 바와 같이 모든 열물질교환기의 크기가 일정한 조건에서 시뮬레이션을 수행하였다. 제습냉방시스템의 크기는 거의 열물질교환기의 크기에 의하여 결정되므로, 이러한 조건은 시스템 크기가 일정한 조건에서 압축기 용량 변화에 따른 영향을 분석하는 것을 의미한다.

각 구성요소에서의 공기측 압력강하와 송풍기 소비동력을 선행연구^(12, 13) 등을 참고하여 Table 2에 정리하였다. 송풍기 효율은 50%로 가정하였다. 현열로터를 히트펌프로 대체함에 따라 하이브리드 시스템의 송풍기 소비동력이 기준 시스템의 72% 수준으

Table 2 Air side pressure drop through each component of desiccant cooling systems

Component	Reference sys.			Hybrid sys.		
	Pro	Ext	Reg	Pro	Ext	Reg
desiccant rotor	200	-	200	200	-	200
sensible rotor	200	-	200	-	-	-
dry ch.(REC)	80	-	-	80	-	-
wet ch.(REC)	-	80	-	-	80	-
evaporator/condenser	-	-	-	50	-	50
heating coil	-	-	50	-	-	50
filter etc.	50	-	50	50	-	50
total[Pa]	530	80	500	380	80	350
flow rate[m ³ /s]	1.176	0.353	0.823	1.176	0.353	0.823
fan power[kW]	1.25	0.06	0.82	0.89	0.06	0.58

로 감소함을 알 수 있다.

시스템의 냉방출력은 실내 공급공기의 질량유량과 실내공기와 공급공기의 엔탈피차를 이용하여 다음 식과 같이 구할 수 있다.

$$Q_{cool} = \dot{m}_{sup}(h_1 - h_5) \quad (2)$$

재생열량과 소비전력은 다음 식과 같이 구한다.

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

$$W = W_{comp} + W_{fan} \quad (4)$$

제습냉방시스템의 에너지성능 평가를 위하여 다음과 같은 성적계수를 정의한다.

$$COP_{hp} = \frac{Q_{eva}}{W_{comp}} \quad (5)$$

$$COP_e = \frac{Q_{cool}}{W} \quad COP_{th} = \frac{Q_{cool}}{Q_{reg}} \quad (6)$$

4. 하이브리드 제습냉방시스템의 냉방성능

Fig. 3에 압축기의 공칭소비전력이 1 kW, 2 kW 인 두 가지 경우에 대하여 하이브리드 제습냉방시스템의 습공기선도를 기준 제습냉방시스템과 비교하여 나타내었다. 압축기 공칭소비전력은 증발온도 10°C

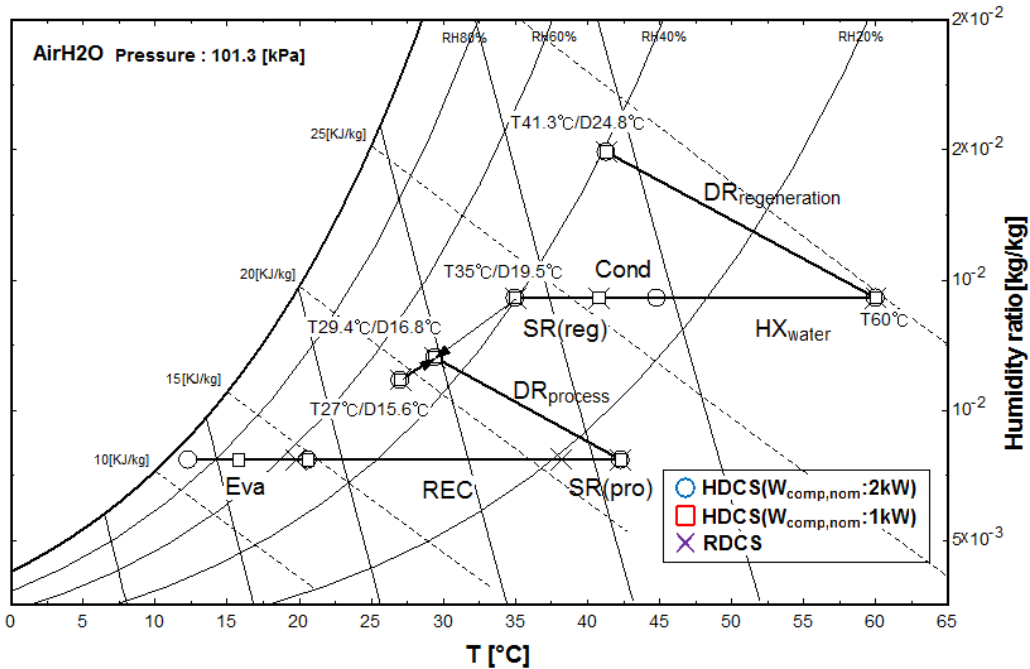


Fig. 3 Comparison of the psychrometric processes between the reference and hybrid systems.

응축온도 55°C인 경우의 압축기 소비전력으로 정하였다. 하이브리드 시스템에서 압축기 용량에 관계없이 제습로터와 재생증발식 냉각기의 운전조건은 동일하며, 히트펌프 적용에 따라 공급온도와 재생 공기 온수열교환기 입구온도가 달라진다. 압축기 공칭소비전력이 증가할수록 시스템 냉방출력이 증가하며, 온수열교환기 열전달량, 즉 재생열량이 감소함을 알 수 있다.

제습로터와 재생증발식 냉각기의 운전이 히트펌프에 관계없으므로, 압축기 용량 변화에 따른 하이브리드 시스템 냉방성능의 변화는 히트펌프 냉방성능의 변화에만 의존한다. Fig. 4에 압축기 용량 증가에 따른 히트펌프 소비전력과 COP의 변화를 나

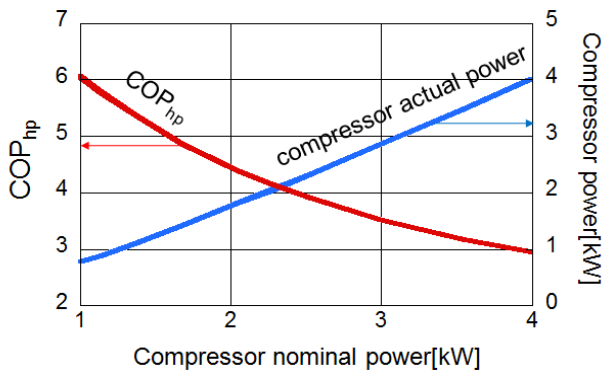


Fig. 4 COP_{hp} and actual power consumption of the heat pump.

타내었다. 압축기 용량 변화에 관계없이 증발기와 응축기의 열전달면적과 공기유량을 일정하게 하였으므로, 압축기 용량이 감소할수록 증발온도가 높아지고 응축온도는 낮아져서 COP가 증가하고 압축기 소비전력이 공칭값보다 작아지게 된다. 압축기 용량변화에 따라 히트펌프의 COP가 3~6까지 크게 변화함을 알 수 있다.

압축기 용량 증가에 따른 히트펌프 증발기 열량과 하이브리드 시스템 냉방출력의 증가를 Fig. 5에 나타내었다. 현열로터가 없고 히트펌프도 없는 경우의 냉방출력은 기준 제습냉방시스템의 냉방출력보다 작지만 큰 차이가 없으며, 증발기 열량이 커질수록 하이브리드 시스템의 냉방출력은 거의 그만큼 기준 시스템의 냉방출력보다 커진다. 압축기 공칭 소비전력이 2 kW인 경우 냉방출력이 50% 증가함을 알 수 있다. 냉방출력이 증가한다는 것은 동일한 냉방출력을 위해서 그만큼 시스템 크기를 소형화할 수 있음을 의미한다.

한편 Fig. 6에 나타낸 재생열량은 현열로터가 없는 경우 현열로터에 의한 예열량만큼 크지만, 압축기 용량이 커지면 응축기 열량이 현열로터 열량보다 증가하여, 오히려 기준 시스템보다 작아지게 된다.

하이브리드 시스템과 기준 시스템의 성적계수를 비교하여 Fig. 7에 나타내었다. 기준 시스템에서 현열로터를 제거하는 경우, 냉방출력은 큰 차이 없지만 재생열량은 현열로터의 예열량만큼 증가하며,

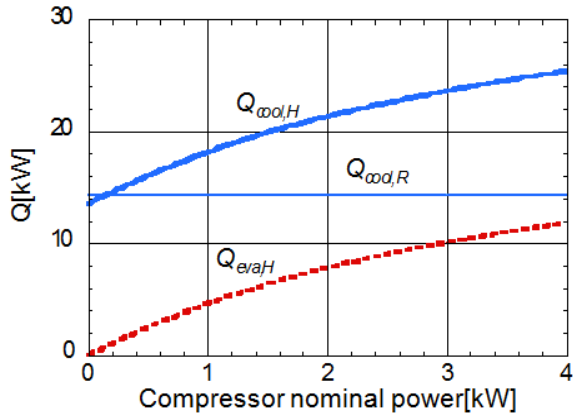


Fig. 5 Comparison of cooling output.

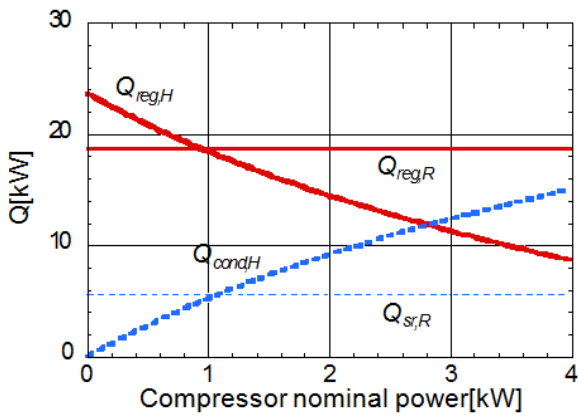


Fig. 6 Comparison of regeneration heat.

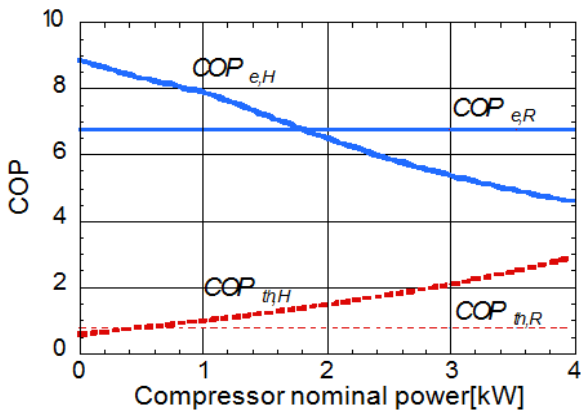


Fig. 7 Comparison of system COP.

송풍기 전력은 Table 2에 나타난 바와 같이 상당히 감소하게 된다. 결과적으로 COP_e 는 송풍기 전력 감소비율만큼 증가하며, COP_{th} 는 재생열량 증가비율만큼 감소하게 된다. 압축기 용량이 증가함에 따라 소비전력의 증가와 재생열량의 감소로 COP_e 는 감소하며, COP_{th} 는 증가한다.

5. 총 에너지소비율 분석

제습냉방시스템은 열과 전기의 두 가지 에너지자원을 사용하므로, 제습냉방시스템의 에너지효율을 평가하기 위해서는 에너지자원의 가치를 동일한 기준으로 통일할 필요가 있다. 이를 위하여 열에너지에 대한 전기에너지 가치비(electrical to thermal energy value ratio) R_v 와 이를 이용한 총 에너지소비율 e 를 다음과 같이 정의하였다.

$$R_v = \frac{\text{value of electrical energy}}{\text{value of thermal energy}} \quad (7)$$

$$e = \frac{Q_{reg} + R_v(W_{comp} + W_{fan})}{Q_{cool}} \quad (8)$$

e 는 단위 냉방출력 당 열에너지 환산 총 에너지소비율을 의미한다.

에너지 가치에 대한 평가는 자원, 과학, 경제 등 다양한 측면이 있으며, 각 경우에 따라 가치비 R_v 가 다른 값을 가질 수 있다. 에너지자원 측면에서 R_v 는 각각의 에너지를 생산하기 위해 소요되는 1차 에너지의 비율로 해석할 수 있으며, 과학적으로는 전기에너지와 열에너지의 가용에너지 비율로 정의할 수 있고, 경제적 측면에서는 에너지단가의 비율로 정의할 수 있다. 1차 에너지의 비율은 열에너지가 태양열 등 재생에너지에 의하여 공급되는 경우 무한대, 열병합발전에 의한 경우 5~10이며,⁽¹⁴⁾ 경제적 측면에서 R_v 는 전력요금 누진제로 2011년 현재 3~12의 넓은 범위의 값을 가진다.

Fig. 8에 기준 시스템에 대한 하이브리드 시스템의 단위 냉방출력 당 총 에너지소비율의 비를 나타내었다. 전기에너지 가치비 R_v 가 작은 경우 히트펌프의 용량이 클수록 하이브리드 시스템의 총에너지 소비가 기준 시스템보다 작아진다. 열병합발전 배열을 이용하는 경우의 1차 에너지 또는 경제적 측면에서의 가치비 범위($R_v = 5 \sim 10$)에서는 총에너지 소비율의 비가 최소가 되는 압축기 최적 용량이 존재한다. 압축기 용량이 최적 용량보다 작은 경우, 압축기 용량 증대에 따른 냉방출력 증가, 재생열량 감소 효과로 하이브리드 시스템의 총 에너지소비율이 감소하며, 최적 용량보다 커지면, 이러한 효과가 전력소비 증가에 의하여 상쇄되고 총 에너지소비율이 증가하게 된다.

가치비에 따른 압축기의 최적 용량, 히트펌프 냉

방출력, 총 에너지소비율, 하이브리드 시스템 냉방출력의 변화를 Fig. 9에 나타내었다. 가치비가 증가할수록 압축기의 최적 용량이 감소하며, 이에 따라 히트펌프 냉방출력 비율이 감소하고, 총 에너지소비

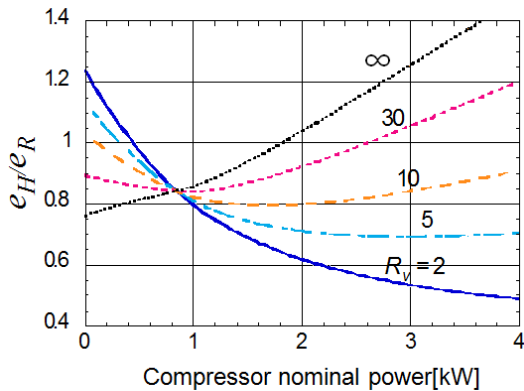
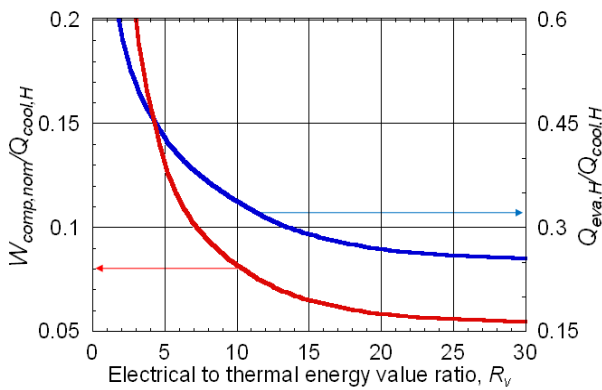
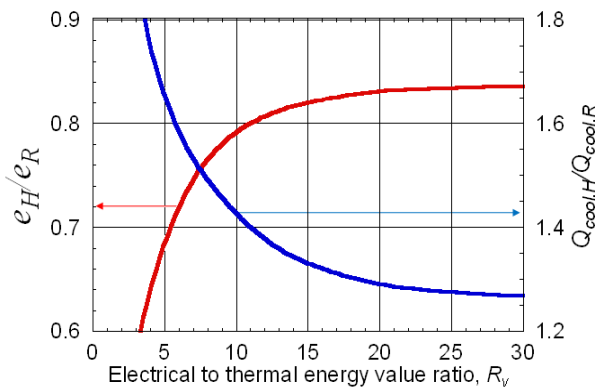


Fig. 8 Ratio of specific energy consumption.



(a) nominal compressor capacity and corresponding cooling capacity of the heat pump



(b) energy consumption and cooling capacity of the hybrid system

Fig. 9 Hybrid system with optimally sized heat pump.

율은 증가한다. 가치비가 증가할수록 히트펌프의 전력소비 증가로 인한 불이익이 커지기 때문에 히트펌프 비중을 줄이는 것이 유리하며, 히트펌프 적용으로 인한 총 에너지소비 절감 이점도 감소한다.

가치비 R_v 가 5~10인 범위에서 히트펌프의 최적 용량은 하이브리드 시스템 총 냉방출력 중 히트펌프의 비율이 30~40%를 차지할 때이며, 이 때 총 에너지소비율은 기준 제습냉방시스템 대비 20~30%가 절감된다. 이 때 하이브리드 시스템의 냉방출력은 기준 시스템 대비 40~60%가 증가한다.

6. 결 론

제습증발 냉방시스템에 압축식 히트펌프를 삽입한 하이브리드 제습냉방시스템의 냉방성능과 에너지효율을 시뮬레이션하였다. 히트펌프의 증발기는 추가적인 냉방출력을 제공하며, 응축기 배열은 제습로터 재생공기를 예열하여 재생열량을 감소시키는 데 기여한다. 히트펌프 용량이 증가할수록 총 냉방출력이 증가하고, 재생열량 입력이 감소하는 반면 전력소비는 증가한다.

하이브리드 시스템의 에너지효율 평가는 열에너지에 대한 전기에너지 가치비에 의존한다. 전기에너지 가치비가 작으면 히트펌프 용량이 큰 경우가 유리하며 가치비가 크면 히트펌프 용량이 작은 경우가 유리하다. 전기에너지와 열에너지의 1차에너지 환산 비율 또는 에너지요금 비율을 기준할 경우, 냉방출력 중 히트펌프의 비율이 30~40%를 차지할 때가 하이브리드 시스템의 최적 구성이 된다. 이 때 하이브리드 제습냉방시스템은 기준 제습냉방시스템에 비하여 냉방출력이 40~60% 증가하여, 동일한 냉방출력을 위해서는 기준 제습냉방시스템 크기 대비 70~60%로 소형화하는 것이 가능하다. 냉방출력 당 총에너지소비는 20~30%가 절감된다.

후 기

본 연구는 2010년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지 기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다.

참고문헌

1. Dhar, P. L. and Singh, S. K., 2001, Studies on

- solid desiccant based hybrid air-conditioning systems, *Applied thermal Engineering*, Vol. 21, pp. 119-134.
2. Jia, C. X., Dai, Y. J., Wu, J. Y., and Wang, R. Z., 2006, Analysis on a hybrid desiccant air-conditioning system, *Applied thermal Engineering*, Vol. 26, pp. 2393-2400.
 3. Jain, S., Dhar, P. L., and Kaushik, S. C., 1995, Evaluation of solid-desiccant-based evaporative cooling cycles for typical hot and humid climates, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 18, pp. 287-296.
 4. Lee, J. W., Lee, D.-Y., and Kang, B. H., 2004, Cycle simulation of a desiccant cooling system with a regenerative evaporative cooler, *Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 16, pp. 566-573.
 5. Goldsworthy, M. and White, S., 2011, Optimisation of a desiccant cooling system design with indirect evaporative cooler, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 34, pp. 148-158.
 6. Choi, B. S., Hong, H., and Lee, D.-Y., 2008, Study on the counterflow regenerative evaporative cooler with finned channels, *Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 20, pp. 447-454.
 7. 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.
 8. 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, pp. 811-819.
 9. Fischer, S. K. and Rice, C. K., 1983, *The Oak Ridge Heat Pump Models : I. A Steady-state Computer Design Model for Air-to-Air Heat Pumps*, ORNL, CON-80, R1.
 10. Xia, L. Chan, M. Y., Deng, S. M., and Xu, X. G., 2009, A modified logarithmic mean enthalpy difference(LMED) method for evaluating the total heat transfer rate of a wet cooling coil under both unit and non-unit Lewis Factors, *Int. J. Thermal Sciences*, Vol, 48, pp. 2159-2164.
 11. Rice, C. K., 1991, *The ORNL modulating heat pump design tool user's guide*.
 12. White, S. D., Goldsworthy, M., Reece, R., Spillmann, T., Gorur, A., and Lee, D.-Y., 2011, Characterization of desiccant wheels with alternative materials at low regeneration temperatures, *Int. J. Refrigeration*, In Press, Available online.
 13. Moon, H.-K. and Lee, D.-Y., 2008, Cooling performance of a counterflow regenerative evaporative cooler with finned channels, *Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 20, pp. 462-469.
 14. Euroheat and Power, 2007, Guidelines for assessing the efficiency of district heating and district cooling systems, Report of Ecoheatcool Work Package 3, <http://www.euroheat.org/ecoheatcool>.