

냉각식 시스템과 비교한 복합식 제습냉방시스템의 냉각 열량증가에 관한 실험적 연구

이 수 동, 박 문 수*, 정 진 은**, 최 영 석*

한국기술교육대학교 대학원, *한국생산기술연구원 청정설계기술팀, **한국기술교육대학교 기계공학부

Study on the Energy Efficiency Improvement of Hybrid Dehumidification Air Conditioning System Compared with Refrigeration System

Su-Dong Lee, Moon-Soo Park*, Jin-Eun Chung**, Young-Seok Choi*

Graduate School, Korea University of Technology & Education, Chonan 300-708, Korea

*Department of Energy System Team, Korea Institute of Industrial Technology, Chonan 330-825, Korea

**Department of Mechanical Engineering, Korea University of Technology & Education, Chonan 300-708, Korea

(Received July 22, 2004; revision received September 2, 2004)

ABSTRACT: The hybrid liquid desiccant air conditioning system has been in use for many years, primarily in industrial process applications requiring dehumidification and humidity control. In this study, the hybrid dehumidifier has been designed to study the dehumidification characteristic of the aqueous triethylene glycol (TEG) solution. The experimental results show energy efficient characteristics of hybrid liquid desiccant air conditioning system compared with the refrigeration system in terms of energy use, the difference of pressure loss between hybrid liquid desiccant air conditioning system and refrigeration system. Data obtained are useful for design guidance and performance analysis of the hybrid air conditioning system.

Key words: Liquid desiccant(액체 건조제), Dehumidification(제습), Dehumidifier(제습기), Refrigeration(냉각), Absorption(흡수), Triethylene glycol(트리에틸렌글리콜)

기 호 설 명

1 H : 10 Row 열교환기

C_p : 습공기 정압비열 [kcal/kg·°C]

D : 제습량 [kg/h]

h_{fg} : 습공기 증발잠열 [kcal/kg]

H_L : 잠열량 [kcal/h]

H_S : 현열량 [kcal/h]

H_T : 전열량 [kcal/h]

P : 대기압 [Pa]

P_w : 수증기 분압 [Pa]

Q_m : 공기질량유량 [kg/h]

Q' : 송풍기 소비전력환산 열량 [kcal/h]

RH : 상대습도 [%]

T_i : 공기입구 온도 [°C]

T_o : 공기출구 온도 [°C]

W : 송풍기 소비전력 [kW]

X : 절대습도 [kg H₂O/kg da]

X_i : 공기입구 절대습도 [kg H₂O/kg da]

X_o : 공기출구 절대습도 [kg H₂O/kg da]

† Corresponding author

Tel.: +82-41-589-8336; fax: +82-41-589-8330

E-mail address: mspark@kitech.re.kr

하첨자

- S : 현열
- L : 잠열
- T : 전열
- P : 습공기 정압
- fg : 습공기 증발
- i : 입구공기
- o : 출구공기
- w : 수증기

1. 서론

기존의 냉방시스템은 냉방운전 과정에서 공기 중의 수분으로 인한 잠열부하를 처리하는 데에 문제점이 있다. 이에 반해 본 연구에 사용된 액체 건조제를 이용한 복합식 제습냉방시스템은 냉방해야 할 고온 다습한 습공기의 잠열부하를 액체 건조제로 처리하여 잠열부하가 큰 경우, 액체 건조제로 공기 중의 수분을 흡수하여 냉방부하 처리에 보다 효율적인 에너지로 냉방공기를 만들어 내는 것이다.^(1,2)

흡착식 제습시스템에 비해 비교적 낮은 압력강하와 등온제습이 장점이며 제습과 냉방을 동시에 행할 수 있는 환-튜브형(fin-tube type) 액체 건조제 제습시스템은 염화리튬(LiCl)이나 트리에틸렌글리콜(triethylene glycol, TEG)과 같은 액체 건조제를 처리공기와 직접 접촉시켜 공기 중의 수분을 흡수하는 것이다. 이때 흡수한 수분의 양과 비례하여 잠열부하는 감소하게 되는 것이다.⁽³⁾

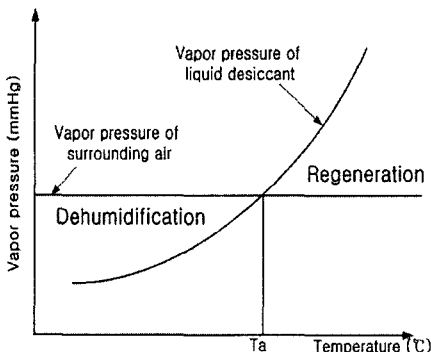


Fig. 1 Vapor pressure chart of desiccant versus ambient air.

본 연구에 사용된 액체 건조제 트리에틸렌글리콜은 제습액으로서 기존에 가장 널리 사용되고 있는 염화리튬(LiCl)보다 부식성이 적고 살균성⁽⁴⁾이 있으며, 비용 면에서도 저렴한 장점이 있다.

열교환기에 TEG 수용액을 흘려 줄 때의 제습 성능특성에 대한 연구⁽³⁾와 단면적이 같은 열교환기의 높이에 따른 제습특성과 각각의 열교환기에 대한 적정 용액유량, 단면적이 동일할 때 각각의 높이에 따른 적정 공기유량, 그에 따른 액체 건조제의 농도 및 열교환기 내를 순환하는 브라인의 적정온도를 분석하여 발표한 바 있다.^(5,6)

본 연구는 기존의 냉각식 제습시스템과 비교하여 복합식 제습시스템 운전시 추가로 소비되는 액체 건조제 공급펌프의 전력과 액체 건조제가 열교환기 환 표면을 흘러내림으로 인해 발생하는 압력손실 대비 전체 냉방부하 중 잠열부하가 클 경우에, 냉방부하 처리용량 중 제습부하의 처리열량을 계산하여 액체 건조제를 이용한 복합식 제습시스템이 냉각식 제습시스템에 비하여 효율이 높음을 확인하는 데에 목적을 두고 있다.

2. 제습방식에 따른 공기상태 변화

액체 건조제를 이용한 제습시스템은 낮은 온도에서 주위공기로부터 수분을 흡수하고 고온에서 수분을 방출하는 액체 건조제의 성질을 이용하여 이루어진다. 그러므로 습도조절은 액체 건조제의 유량과 증기압을 조절함으로써 제어할 수 있다.^(7,8)

액체 건조제와 주위공기 간의 물질전달 구동력(driving force)의 원리를 Fig. 1에 나타내었다.⁽⁸⁾ Fig. 1과 같이 주위공기의 수증기 분압보다 TEG

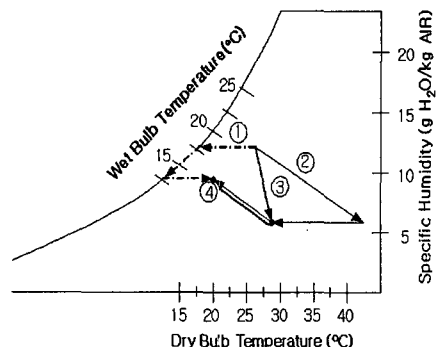


Fig. 2 Air condition variations depending on dehumidification system.

용액의 증기압이 높을 경우 재생이 일어나고 그와 반대의 경우 제습이 일어나게 되는 것이다. Fig. 2는 제습방식에 따른 공기의 상태변화특징을 습공기선도상에 나타낸 것이다. Fig. 2에서 ①은 냉각식 제습일 때의 공기상태 변화를 나타낸다. 냉각식 제습법은 제습과 동시에 공기가 냉각되어 제습 후에 별도의 재열이 필요하다. ②는 흡착식 제습법을 나타내고 있는데 제습과 동시에 흡착열에 의해 공기온도가 상승하므로 재냉각을 필요로 한다. ③의 경우가 본 연구에 적합한 액체식 제습법인데 그림과 같이 공기의 온도변화가 비교적 적다.

Table 1 Dimensions of the finned tube heat exchanger

Variable	Absorber	
Face area (mm)	1 H	520×610
Height (mm)	1 H	340
Number of rows	1 H	10
Number of tubes per row	1 H	16
Tube length (mm)	1 H	520
Pipe diameter (inch)	1 H	5/8
Number of fins per inch	1 H	19

3. 실험장치 및 조건

3.1 실험장치

Fig. 3에 전체적인 실험장치를 도시하였다. 실험장치의 전체 개략도를 살펴보면 크게 제습부(A), 브라인 항온조(B), 입구공기 항온항습기(C), 용액재생기 및 용액항온조(D)로 나눌 수 있다. 이러한 실험 장비의 구성은 단면적이 동일한 열교환기의 높이에 따른 제습특성연구(5),(6)와 동일하게 적용하였다. Table 1은 제습부 열교환기의 사양을 나타낸 것이다.

3.2 실험조건

제습 실험시 냉각식 제습시스템과 복합식 제습시스템의 비교를 위한 각각의 실험 결과가 필요하다. 냉각식 제습시스템에 비해 복합식 제습시스템에서 추가로 소비되는 것은 액체 건조제인 TEG 수용액을 열교환기 흰 표면에 흘려주기 위한 용액펌프의 작동시 소비되는 전력과 TEG 수용액이 열교환기 흰 표면을 흘러내림으로써 발생하는 압력손실로 인한 공기유량의 감소량 복구시 소비되는 송풍기 전력이 있다. 이러한 차이점 분석을 위한 작동인자들의 정격조건 및 실험조건을

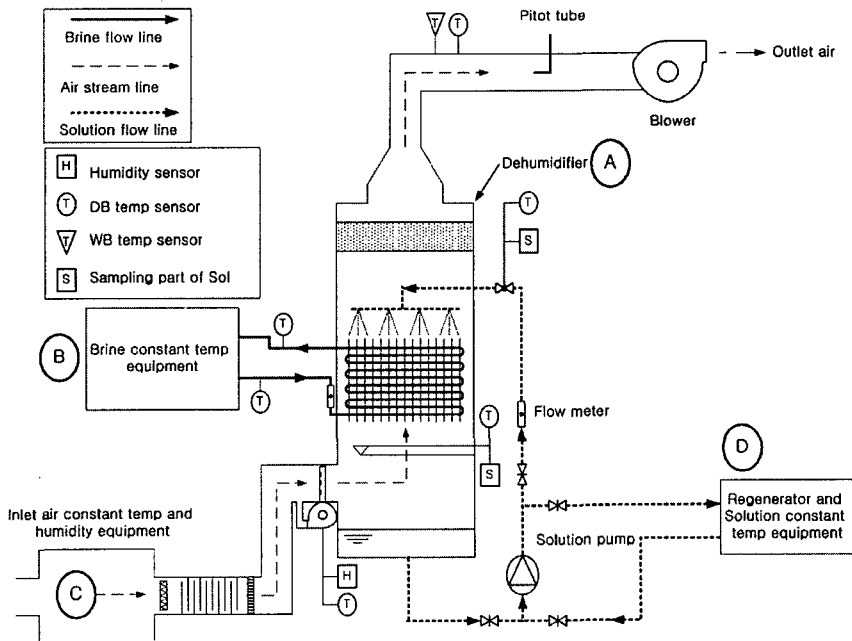


Fig. 3 Schematic diagram of the experimental dehumidifier.

Table 2 Parameter of experimental condition

Parameter	Experimental range		Normal condition	
Inlet air conditions [°C, %]	1 H	31.1, RH65	1 H	31.1, RH65
Solution temperature [°C]	1 H	15	1 H	15
Brine flow rate [LPM]	1 H	42	1 H	42
Solution flow rate [liter/min]	1 H	30	1 H	30
Air flow rate [kg/hr]	1 H	1400~2200	1 H	2000
Solution concentration [%]	1 H	85	1 H	85
Brine temperature [°C]	1 H	0~25	1 H	5

Table 2에 나타내었다. 본 연구에서 실험조건으로 선정한 작동인자로는 열교환기 높이에 따른 제습특성연구^(5,6)와 동일하며 냉각식과 복합식에서 공통적으로 적용할 수 있는 작동인자인 공기유량과 브라인 온도를 변화시키며 실험하였다.

본 실험장치에서 냉각식 제습시스템을 구현하기 위해서는 TEG 수용액을 열교환기 흰 표면에 흘려주는 용액펌프의 작동을 멈추어야 한다. 펌프의 작동을 중지시킴으로써 열교환기 흰 표면에는 TEG 수용액이 흐르지 않게 되며 열교환기 자체로 발생할 수 있는 순수 압력손실에 의한 공기유량값을 얻을 수 있다. 이러한 냉각제습 실험은 복합식 제습시스템의 실험조건과 동일하게 적용하였을 경우 비교가 가능하다. 하지만 실험조건은 복합식과 동일하게 적용하되 TEG 수용액의 분사를 막기 위해 용액분사펌프는 작동시키지 않았다. 냉각식과 복합식의 차이점인 용액펌프의 작동을 제외하고 나머지 작동인자들은 Table 2와 동일하게 적용하였고, Table 2의 작동인자 중 한 가지를 변화시킬 때 다른 작동인자들의 실험조건은 정격조건(normal condition)으로 유지하였다.

4. 실험결과

4.1 실험결과에 사용된 계산식

$$Q' = 860.42 \times W \quad (1)$$

$$D = Q_m \cdot (X_i - X_o) \quad (2)$$

$$H_S = C_p \cdot Q_m \cdot (T_i - T_o) \quad (3)$$

$$H_L = h_{fg} \cdot Q_m \cdot (X_i - X_o) \quad (4)$$

$$H_T = H_S + H_L \quad (5)$$

$$X = 0.62198 \times \frac{P_w}{P - P_w} \quad (6)$$

복합식 제습시스템의 압력강하로 인해 감소한 공기유량을 보정하기 위해 복합식 제습실험시 송풍기 회전수를 인버터로 교정하여 TEG 수용액 분사전의 공기유량으로 교정하였고 이때 추가로 소비되는 전력을 식(1)를 통해 열량으로 환산하였다. 또 TEG 수용액을 뿌려주기 위한 펌프구동으로 인해 소요되는 전력을 식(1)을 통해 열량으로 환산하였다. 그리고 TEG 수용액을 열교환기 흰 표면에 흘려줌으로써 얻어지는 효과를 검증하기 위한 1H 열교환기의 TEG 수용액 분사 전 상태에서의 냉각제습 실험과 분사 후 실험을 통하여 얻어진 결과값은 식(2)에 주어진 제습량과 식(3)~(5)에 주어진 입출구 공기변화에 의해 발생한 현열 및 잠열, 그리고 이를 합한 전열량으로 나타내었다. 또 식(6)을 통하여 입출구에서의 절대습도를 계산하였다.

4.2 실험결과

냉각식 제습에 비하여 복합식 제습시 TEG 수용액 흘러내림에 의한 압력손실로 소비되는 전력량과 용액펌프 작동시의 소비전력량을 알 필요가 있다. 그 이유는 추가로 소비되는 송풍기 전력량과 용액분사펌프의 소비전력량의 합을 열량으로 환산한 값이 냉각식에서는 소비되지 않는 복합식 시스템의 추가적인 에너지 사용량이기 때문이다. TEG 수용액이 습공기 중의 수분을 흡수함으로써 감소되는 잠열부하 열량이 복합식 시스템의 에너지 추가사용량을 보상할 수 있을 때 복합식의 효율이 더 뛰어나다고 할 수 있다.

Table 3 Parameter of experimental condition

System	Fan inverter rate (Hz)	Air flow rate (m ³ /h)
Refrigeration system	30	1020
	35	1201
	40	1367
	45	1518
	50	1647
Hybrid system	33	1020
	38	1202
	42.5	1365
	47.5	1515
	52.5	1645

이러한 결과분석을 위해서 냉각식 시스템의 공기유량과 용액을 흘려주었을 때의 공기유량을 동일하게 할 필요가 있다. 따라서 복합식의 공기유량을 냉각식과 동일하게 보정하기 위해 압력손실 보정 후의 송풍기 소비전력을 측정하고, 그때의 송풍기 인버터값을 실험조건으로 사용하였다. 냉각식과 복합식 제습시스템에 적용된 공기유량과 송풍기 인버터값은 Table 3과 같으며, 이러한 송풍기 인버터값은 반복 실험을 통해 냉각식의 차압과 거의 동일한 차압이 측정되는 주파수를 찾아내어 적용한 값이다. 전체 실험 주파수 범위에

서 냉각식 제습시스템과 복합식 제습시스템의 공기유량 차이는 2 m³/h로 0.5% 이하의 미세한 차이임을 알 수 있다.

냉각식 제습시스템에 비해 복합식 제습시스템에서 추가로 소비되는 압력손실 보정시 송풍기의 추가소비전력과 TEG 수용액을 분사하기 위한 노즐 직전에 설치된 펌프의 소비전력 측정결과를 Table 4에서 확인할 수 있다. 또한 식(1)을 통해 송풍기 추가소비전력과 펌프의 소비전력을 열량으로 환산한 값을 냉각식과 비교하여 Table 4에 나타내었다. 이때 송풍기 추가소비전력 측정범위는 Table 3의 송풍기 인버터값을 적용한 것이며 용액펌프는 정격실험 조건인 30 LPM의 유량에서 측정된 것이다.

Table 4에서 압력손실에 의한 공기유량 보정으로 인해 추가로 소비된 송풍기의 전력량을 열량으로 환산한 결과 실험범위 내의 가장 적은 공기유량에서 9.46 kcal/h가 추가로 소비되었고, 가장 많은 공기유량에서 42.13 kcal/h가 소비되었다. 또한 냉각식에는 소비되지 않지만 복합식에서 TEG 수용액을 뿌려주기 위해 사용된 펌프의 소비전력은 정격조건인 30 LPM에서 2kw로써 열량으로 환산한 결과 1719.69 kcal/h가 소비되었다. 즉, 복합식 시스템이 송풍기와 펌프로 인해 기존의 냉각식 시스템보다 1729.15~1761.85 kcal/h의 열량소

Table 4 Inlet electric power experimental results of refrigeration and hybrid system

	Inlet fan electric power (kw)		Convert to fan heat rate (kcal/h)		Inlet pump electric power (kw)	Convert to pump heat rate (kcal/h)
	Hz	kw	Hz	kcal/h		
Refrigeration system	30 Hz	0.228	30 Hz	196.04	0	0
	35 Hz	0.266	35 Hz	228.71		
	40 Hz	0.304	40 Hz	261.39		
	45 Hz	0.399	45 Hz	343.08		
	50 Hz	0.494	50 Hz	424.76		
Hybrid system	30 Hz	0.239	30 Hz	205.50	2	1719.69
	35 Hz	0.277	35 Hz	238.18		
	40 Hz	0.342	40 Hz	294.07		
	45 Hz	0.437	45 Hz	375.75		
	50 Hz	0.543	50 Hz	466.89		
Subtract of refrigeration system and hybrid system	30 Hz	0.011	30 Hz	9.46	2	1719.69
	35 Hz	0.011	35 Hz	9.47		
	40 Hz	0.038	40 Hz	32.68		
	45 Hz	0.038	45 Hz	32.67		
	50 Hz	0.049	50 Hz	42.13		

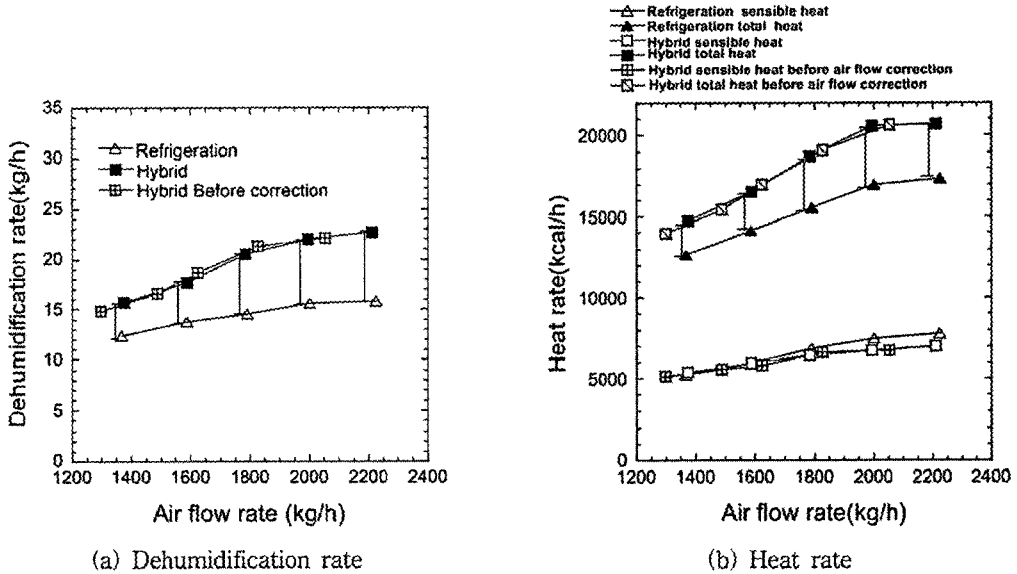


Fig. 4 Dehumidification rate, sensible heat rate and total heat rate versus inlet air flow rate of refrigeration and hybrid system.

비가 더 발생하는 것이다.

이러한 냉각식과 복합식의 차이점을 시스템의 목적인 제습과 냉방성능 특성으로 비교해 봄으로써 시스템 성능비교가 가능하다. Fig. 4(a)에서 냉각식과 복합식 시스템의 제습량 차이를 보면 시간당 약 4~8kg의 수분을 더 흡수하는 것을 볼 수 있다. 또 공기유량을 보정하기 전의 복합식 시스템에서 압력손실에 의하여 공기유량이 감소하였으나 제습량은 냉각식보다 더 뛰어나며 동일 조건에서 공기유량을 보정하였을 때와 거의 같은 제습량 곡선을 나타내고 있는 것을 확인할 수 있다. 즉, 제습량만을 고려하였을 경우는 복합식이 냉각식에 비해 더 적은 공기유량에서 더 뛰어난 제습이 가능한 것이다. 그리고 Fig. 4(b)에서 냉각식과 복합식 시스템의 공기 입출구 상태에 의한 열량차이를 보면 현열 냉각량이 거의 일치하는 범위인 공기질량유량 1800 kg/h 이하에서 약 2500~4000 kcal/h의 잠열부하의 감소효과가 더 있음을 알 수 있다. 열량곡선에서도 공기유량 보정 전의 곡선과 거의 일치함을 확인할 수 있고 공기유량 1800 kg/h 이상에서는 복합식 시스템의 취득열량이 더 많지만 1H 열교환기의 열교환 용량 한계에 도달하여 토출공기와 TEG 수용액을 더 이상 낮은 온도로 유지해 주지 못하게 되고 따라서 현열냉각열량의 증가가 거의 없어지게 되는

것이다. 즉, 본 연구에 사용된 1H 열교환기의 경우 1800 kg/h까지는 토출구 공기의 온도가 두 시스템 모두 거의 같으며 이때 복합식이 잠열냉각량 증가효과로 인하여 냉각식보다 전열량이 더 뛰어나게 된다. Fig. 5에서 잠열부하 감소효과에 의해 냉각식보다 뛰어난 냉각열량인 약 2500~4000 kcal/h의 열량이 용액펌프와 압력손실에 의한 송풍기 소비전력을 초과하므로 냉각식보다 복합식이 뛰어난 것을 확인할 수 있다. 결과적으로

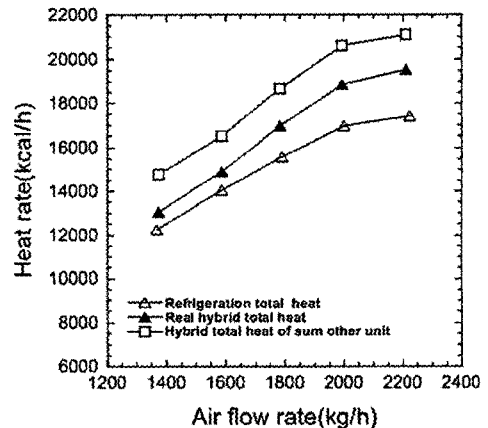


Fig. 5 Real total heat rate versus inlet air flow rate of refrigeration and hybrid system.

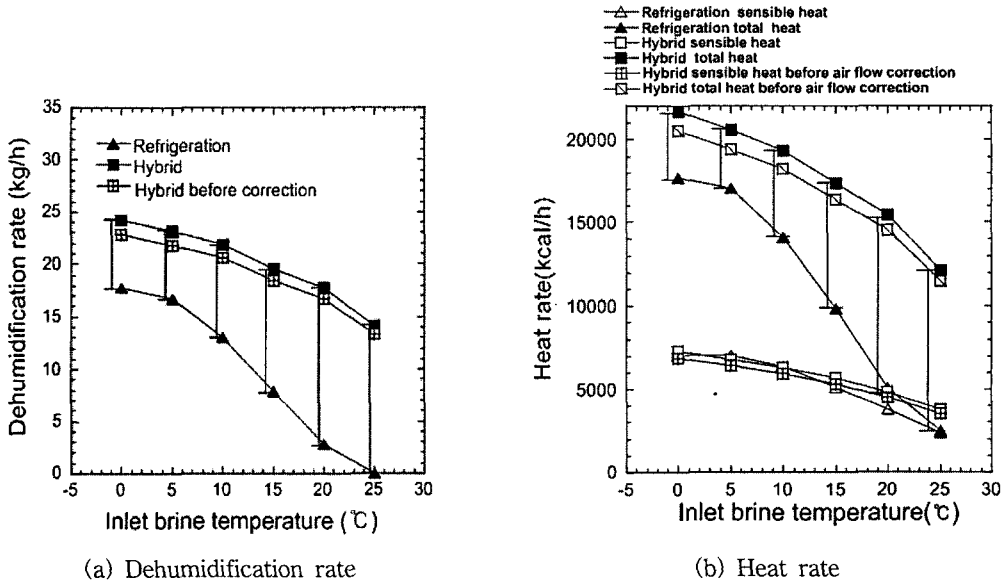


Fig. 6 Dehumidification rate, sensible heat rate and total heat rate versus inlet brine temperature of refrigeration and hybrid system.

복합식 시스템의 TEG 수용액으로 인한 압력손실의 보정을 위하여 입구공기 풍량을 냉각식과 동일하게 맞추어 줌으로써 추가로 소비되는 송풍기 전력과 펌프의 전력을 고려하더라도 복합식의 경우가 냉각식과 동일한 현열냉각을 수행하면서 잠열부하 감소효과로 인해 약 800~2300 kcal/h의 열량을 더 얻을 수 있으므로 공기유량을 변화시킬 때 동일한 조건에서의 냉각열량은 복합식이 더 높다고 할 수 있다.

공기유량 변화와 함께 두 시스템에 공통적으로 적용할 수 있는 작동인자인 열교환기 내를 순환하는 브라인의 온도에 따른 실험결과에서도 복합식의 냉각열량이 뛰어난 것을 알 수 있는데, Fig. 6 (a)에서와 같이 실험범위인 브라인 온도 0~25°C의 전범위에서 복합식의 제습량이 8~15 kg/h로 더 많았고 풍량 보정 전에도 이미 동일한 브라인 온도에서 냉각식의 제습량을 초과하는 것을 알 수 있다. Fig. 6(b)에서도 풍량 보정 전 동일 브라인 온도에서 복합식이 냉각식에 비하여 냉각열량이 더 뛰어난 것을 알 수 있고, 풍량을 동일하게 맞추어 준 경우 잠열 냉각량의 증가로 인해 약 4000~10000 kcal/h의 열량을 더 얻을 수 있음을 알 수 있다. 따라서 Fig. 7에서와 같이 복합식의 추가적인 냉각열량을 용액펌프와 압력손실에 의한 송풍기의 전력소비량을 열량으로 환산하여 감

하였을 경우 실제로 실험범위 내에서 2300~7500 kcal/h의 냉각열량이 더 발생했음을 알 수 있고, 정격 실험조건인 공기유량 2000 kg/h, 브라인 온도 5°C에서 약 2300 kcal/h의 냉각열량이 더 발생하는 것을 확인할 수 있다. 브라인 온도 15°C 이상에서는 냉각식보다 복합식의 경우가 오히

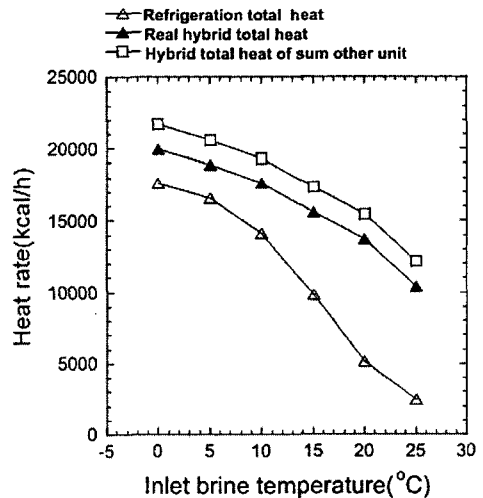


Fig. 7 Real total heat rate versus inlet brine temperature of refrigeration and hybrid system.

려 현열 냉각량이 높게 나타나는데, 이것은 TEG 수용액이 브라인 온도보다 낮은 온도인 15℃로 공급이 되었기 때문에 용액이 공급되지 않은 냉각식보다 공기의 온도를 더 낮게 유지하는 것이다. 브라인 온도가 높아질수록 액체 건조제를 이용한 복합식 시스템의 효율이 급격히 증가하지만 시스템의 원래 목적인 제습과 동시에 냉방을 받드시 고려하여야 하므로 토출공기의 온도를 고려한 브라인의 적정온도 선정이 필수적이다.

5. 결 론

냉각식 제습시스템과 TEG 용액을 이용한 복합식 제습시스템의 공기유량과 브라인 온도에 따른 압력손실 대비 냉방부하에서 잠열부하와 현열부하의 처리특성을 살펴보고 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 실험범위 내의 공기유량에서 복합식이 냉각식에 비하여 시간당 약 4~8 kg의 수분을 더 흡수하였고 브라인 온도에 따라서 약 8~15 kg/h의 수분을 더 흡수하였다.

(2) 공기유량 변화시 복합식의 이득열량은 약 800~2300 kcal/h였으며 열교환 용량을 초과하는 공기유량 공급시의 이득열량은 낮아진다.

(3) 실험범위 내의 브라인 온도에 따라 약 2300~7500 kcal/h의 열량을 더 취득하며 정격조건에서 약 2300 kcal/h의 이득열량이 발생한다.

본 연구에서 사용된 열교환기를 기초로 각각의 용량별 결과를 분석하여 이용한다면 복합식 공조기 설계가 가능할 것이다. 따라서 열교환기의 용량별 압력손실 대비 취득열량과 제습특성에 관한 연구를 수행 중에 있다.

후 기

본 연구는 산업자원부 산하 에너지관리공단의 지원 연구 프로젝트의 일부임을 밝히며, 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

참고문헌

1. Park, M. S., 1998, R&D Trend in desiccant based dehumidication and hybrid cooling system, SAREK Paper, Vol. 27, No. 6, pp. 533-540.
2. Mechler, P. E., 1986, Solar cooling system reduces summer utility demand and HVAC system life cycle in commercial and institutional buildings, Intersociety Energy Convert, San Diego, Proc. 21st.
3. Jee, K. H., Park, M. S., Kang, K. T. and Lee, J. S., 2001, Experimental study on performance of the fin-tube type liquid desiccant Dehumidifier, Proceedings of the SAREK 2001 Winter Annual Conference, pp. 206-211.
4. Seo, J. H., 1989, An absorption dehumidification System, KARSE Paper, Vol. 6, No. 6, pp. 54-58.
5. Lee, S. D., Park, M. S., Chung, J. E. and Lee, J. S., 2003, An experimental study on the performance characteristic with height of a fin-tube liquid desiccant dehumidifier, Proceedings of the KSME 2003 Winter Annual Conference, pp. 25-30.
6. Lee, S. D., Park, M. S., Chung, J. E. and Choi, Y. S., 2003, Study on the performance characteristics with the height of a regenerator and dehumidifier for liquid desiccant dehumidification system, KSME Paper, Vol. 28, No. 5, pp. 593-602.
7. Union Carbide Corp, 1989, Triethylene Glycol, New York.
8. Jang, J. O., 2003, Study on the effect of performance factors on the finned tube type regenerator for liquid desiccant dehumidification, KSME Paper, Vol. 27, No. 7, pp. 845-852.