

열회수 냉각 제습기의 이론적 해석

Theoretical Analysis of a Recuperative Refrigeration Dehumidifier

김동선(Dong-Seon Kim)[†]

한국교통대학교 기계공학과

Department of Mechanical Engineering, Korea National University of Transportation,
Chungbuk 380-702, Republic of Korea

(Received October 11, 2013; revision received November 29, 2013; Accepted: December 1, 2013)

Abstract A refrigeration dehumidifier with a recuperative heat exchanger is theoretically analyzed. The recuperative heat exchanger is located between the two air streams from and to the dehumidifying coil, and reduces the sensible heat load in dehumidification process. A simple model is developed to predict performance of the dehumidifier. The model predicts that the recuperative heat exchanger is effective especially in the low humidity condition, where the sensible heat load is relatively large. It is predicted that, by adopting a recuperative heat exchanger, a maximum 30~110% increase in COP is possible for indoor air at 27°C, and 40~60% relative humidity.

Key words Dehumidification(제습), Recuperative heat exchanger(열회수 열교환기), Vapor compression refrigeration(증기 압축식 냉동), Energy efficiency(에너지 효율), Sensible rotor(현열로터)

[†] Corresponding author, E-mail: dongseonkim@ut.ac.kr

기호설명

ε : 유용도 [-]
 X : 절대습도 [kg_{moisture}/kg_{dry_air}]
 ρ : 밀도 [kg/m³]
 η : 효율 [-]
 ϕ : 상대습도 [-]

상·하첨자

a, r : 공기, 냉매
 e, c : 증발기, 응축기
 l, s : 잠열, 현열
 is : 등엔트로피 과정
 $*$: 이슬점 또는 포화상태

1. 서론

냉각식 제습기는 냉동기로부터 공급되는 저온의 냉매를 사용하여 습공기가 통과하는 냉각코일의 표면 온도를 이슬점온도보다 낮게 유지함으로써 수분의 응축을 유도하여 제거하는 원리로 작동한다. 국내에서는 최근 산업 수요뿐만 아니라 생활공간의 제습을 위한 소형 제습기의 시장 규모가 크게 증가하고 있으며 시장 점유율을 높이기 위한 제조사간 경쟁이 심화되고 있다.⁽¹⁾

그러나 제습기 시장의 확대는 신규 전력수요의 증가를 의미하므로 제품 경쟁력 뿐 아니라 국가적 전력수요 관리의 측면에서도 제습기의 에너지 효율을 개선하려는 노력이 필요하다. 냉각식 제습기의 에너지 효율을 높이기 위해서는 냉동기 자체의 효율을 개선하는 방법과 제습과정의 효율을 개선하는 방법을 병행할 수 있는데 여기서는 제습과정에 초점을 맞추어 논의하였다. 제습과정의 효율 개선을 위해서는 아마도 크게 두 가지의 접근법을 생각할 수 있을 것이다. 첫 번째 접근법은 제습량을 '최대화'하려는 방안인데 이는 투입된 에너지를 최대한으로 재사용함으로써 제습량을 극대화하여 효율을 개선하려는 방안으로써 예를 들어 냉동기의 응축열로 흡착식 제습기를 구동하는 열펌프-데시컨트 제습기⁽²⁾가 여기에 속한다. 두 번째 접근법은 에너지 투입량을 '최소화'하는 방안이다. 기본적으로 제습기의 목적은 공기 중 수분의 제거에 있으므로 수분 제거에 직접적으로 사용되는 에너지를 제외한 부수적 에너지의 소모량을 최소화하려는 것이다. 본 연구에서는 후자에 속하는 '열회수 냉각 제습기'에 대해 논의 하겠다.

열회수 냉각 제습이란 제습코일(증발기)의 전후에 현열열교환기를 설치하여 습공기가 제습코일에 유입하기 전에 미리 건구온도를 낮추어 줌으로써 제습코일의

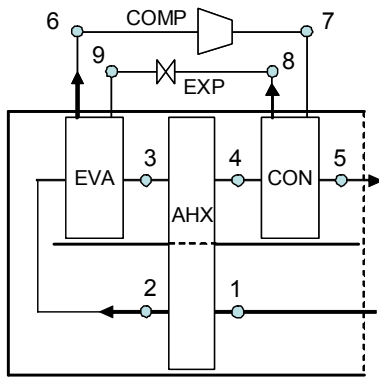
현열부하를 줄여 제습기의 에너지 효율을 높이는 방법으로서 주로 중·대형 제습 시스템^(3, 4)에 사용되어왔으나 최근에는 소형 가정용 제습기에도 이 방법을 도입하여 에너지 효율을 높이려는 시도가 있었다.⁽⁵⁾ 열회수 냉각 제습기에 대한 기존 연구들은 특정 시스템에 대해 수치모델을 사용하여 수행한 이론적⁽⁶⁾ 또는 실험적 연구⁽³⁻⁵⁾들이기 때문에 이들 결과를 열회수 냉각 제습기에 일반적으로 적용할 수는 없다. 이런 이유로 본 연구에서는 열회수 냉각 제습기에 일반적으로 적용할 수 있는 단순한 해석모델을 개발하여 기존의 일반 냉각식 제습기에 대비한 에너지 효율 개선 효과를 평가하고자 한다.

2. 모델링

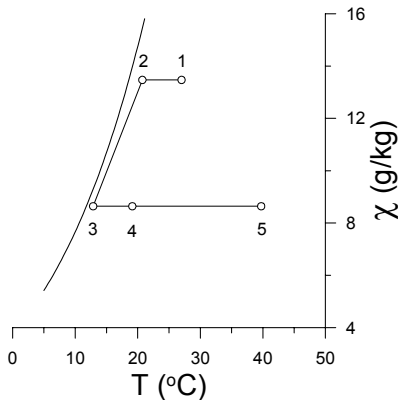
Fig. 1에 열회수 냉각 제습기와 제습과정의 개략도를 제시하였다. 그림에서 제습공기의 흐름은 1 → 5, 냉매의 흐름은 6 → 9로 표시하였다. 실내공기(1)는 일단 공기 열교환기(AHX)를 거친 후(2)에 증발기(EVA)로

유입되어 제습된 후 저온 건조한 공기(3)가 된다. 이 저온공기(3)는 AHX에 유입되어 온도가 높아지는(3 → 4) 한편 반대편 실내공기(1)를 냉각하여 증발기에 공급되는 공기(2)의 온도를 낮춘다. AHX를 나온 공기(4)는 응축기(CON)에 의해 재가열되어 고온 건조한 상태(5)로 실내에 다시 공급된다.

이상의 설명은 제습기에 냉동기가 일체화된 ‘일체형’ 시스템에 관한 것으로서 ‘분리형’의 경우에는 응축기가 실외에 위치하기 때문에 실내에 공급되는 공기의 최종 상태는 Fig. 1에서 AHX의 저온측 출구조건(4)이 된다. 열회수 냉각 제습기의 핵심요소는 Fig. 1에 AHX로 표시한 열교환기로서 브라인이 순환하는 열교환 코일, 히트파이프, 직교류 판형열교환기 등이 사용되고 있다. 전술한 바와 같이 AHX는 EVA를 통과한 저온의 공기(3)로 입구공기(2)의 온도를 낮추어 EVA의 현열부하를 감소시킴으로써 압축기(COMP) 일을 줄여 에너지 효율을 높일 수 있다. Fig. 1에 도시한 시스템의 에너지 효율을 평가하기 위해서는 제습과 냉동 사이클을 결합하여 기술할 수 있는 시스템 모델이 필요하다. 아래에 본 연구에서 개발한 모델을 정리하였다.



(a) Block diagram



(b) Dehumidification process

Fig. 1 Schematic diagrams of a recuperative refrigeration dehumidifier.

2.1 제습사이클

제습공기는 Fig. 1에서 1 → 5의 경로를 따라 AHX, EVA, CON의 3개 열교환기를 거치며 온도와 습도가 변화한다. 본 연구에서는 문제의 단순화를 위해 다음과 같이 가정하였다.

- AHX에서는 현열변화만 일어난다.
- EVA의 열저항은 공기측에만 존재한다.

물론 위의 가정은 언제나 사실적이지는 않다. 첫째, 작동조건에 따라 AHX의 저온 측에는 잠열변화가 일어날 수 있다. 실제로 Lowrey et al.⁽⁵⁾은 저온의 공기를 제습하는 경우에는 AHX에 착상이 일어나 성능이 저하될 수 있다고 보고한 바 있다. 그러나 이는 극단적인 경우이며 본 연구에서는 AHX에서 잠열변화가 일어나지 않는 영역에서 운전한다고 가정한다. AHX를 현열열교환기로 가정하고 나아가 고온과 저온측 공기 흐름의 열용량 차이를 무시하면 AHX의 입·출구 건구온도(T)에 대해 다음과 같이 단순하게 쓸 수 있다.

$$T_1 - T_2 = T_4 - T_3 \quad (1)$$

$$T_1 - T_2 = \varepsilon_a (T_1 - T_3) \quad (2)$$

여기서 ε_a 는 AHX의 유용도로서 그 설계와 운전조건에 따라 결정되는 변수이다.

둘째, EVA의 열저항에는 공기, 응축액막, 열교환벽 및 냉매의 열저항이 모두 포함되므로 공기측 열저항만 고려하면 제습성능을 과대예측하게 된다. 그러나 일반적으로 공기측 열저항에 비해 나머지 열저항들의 크기는 매우 작기 때문에 그 오차는 그리 크지 않고 또 이 가정에 의해 제습코일의 표면온도를 냉매의 포화온도 T_c 와 같다고 가정할 수 있어 제습과정을 아래와 같이 크게 단순화할 수 있는 장점이 있다.

온도 T_c 인 표면 A를 따라 습공기가 흐를 때 제습공기의 건구온도 변화($T_2 \rightarrow T_3$)와 습도변화($\chi_2 \rightarrow \chi_3$)는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$T_2 - T_3 = \varepsilon_t (T_2 - T_c) \quad (3)$$

$$\chi_2 - \chi_3 = \varepsilon_m (\chi_2 - \chi_c) \quad (4)$$

여기서 χ_c 는 T_c 에서 포화공기의 절대습도이며 ε_t 와 ε_m 은 각각 냉각표면의 현열 및 물질전달 유효도로서 다음과 같이 정의된다.

$$\varepsilon_t = 1 - \exp\left(-\frac{h_t A}{m_a C_{pa}}\right) \quad (5)$$

$$\varepsilon_m = 1 - \exp\left(-\frac{\rho_a h_m A}{m_a}\right) \quad (6)$$

이때 습공기의 Lewis수를 1로 놓으면 열전달 계수 h_t 와 물질전달계수 h_m 사이에 $h_t = \rho_a C_{pa} h_m$ 의 관계가 성립하므로 식(5)와 식(6)으로부터 $\varepsilon_t = \varepsilon_m$ 임을 알고 $\varepsilon_t = \varepsilon_m = \varepsilon_e$ 로 쓰면 식(3)으로부터 EVA가 제거해야하는 현열부하 \dot{Q}_e^s 는 다음과 같이 주어진다.

$$\dot{Q}_e^s = \dot{m}_a C_{pa} \varepsilon_e (T_2 - T_c) \quad (7)$$

한편 AHX를 현열 열교환기로 가정했으므로 $\chi_2 = \chi_1$ 임을 고려하면 식(4)로부터 잠열부하 \dot{Q}_e^l 를 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\dot{Q}_e^l = \dot{m}_a i_{fg}^* (\chi_1 - \chi_3) = \dot{m}_a C_{pa} \frac{\varepsilon_e}{Ja} (T_1^* - T_c) \quad (8)$$

여기서 Jakob수 Ja 는 절대습도와 이슬점온도 사이의 관계를 나타내는 무차원수로서 다음과 같이 정의하였다.

$$Ja = \frac{C_{pa}}{i_{fg}^*} \left(\frac{T_1^* - T_c}{\chi_1 - \chi_c} \right) \quad (9)$$

여기서 T_1^* 는 χ_1 에 해당하는 이슬점온도이다. 한편

Ja 는 χ_1 의 비선형 함수로서 χ_1 에 반비례함을 유의하기 바란다.

식(7)과 식(8)로부터 EVA의 전열부하(total load) \dot{Q}_e 는 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_e^l + \dot{Q}_e^s = \dot{Q}_e^l \left[1 + Ja \left(\frac{T_2 - T_c}{T_1^* - T_c} \right) \right] \quad (10)$$

식(10)은 제습코일 입구에서 습공기가 포화상태에 가까울수록 즉, $T_2 \rightarrow T_1^*$ 일 때 전열부하가 $\dot{Q}_e \rightarrow \dot{Q}_e^l (1 + Ja)$ 로 최소화된다는 사실을 분명하게 보여준다. 즉, Fig. 1에서 AHX는 EVA 입구로 공급되는 습공기를 포화상태에 가깝게 만들어 EVA의 현열부하를 줄여줌으로써 효율향상에 기여한다. 또한 Ja 는 χ_1 에 반비례하기 때문에 제습공기의 습도가 낮을수록 상대적으로 현열부하가 크다는 것도 알 수 있다. 식(10)으로 \dot{Q}_e 를 계산하려면 T_2 를 알아야 하는데 T_2 는 식(2)와 식(3)으로부터 다음과 같이 주어진다.

$$T_2 = T_c + \frac{(1 - \varepsilon_a)(T_1 - T_c)}{1 - \varepsilon_a + \varepsilon_a \varepsilon_e} \quad (11)$$

단, 여기서 식(11)은 AHX의 현열 열교환기 가정에 따라 $T_2 > T_1^*$ 를 만족해야 하므로 ε_a 는 다음의 최댓값보다 작아야 함에 주의하기 바란다.

$$\varepsilon_{a, \max} = \left[1 + \varepsilon_e \left(\frac{T_1^* - T_c}{T_1 - T_1^*} \right) \right]^{-1} \quad (12)$$

한편 AHX의 저온측 출구온도 T_4 는 식(1), 식(3)과 식(11)로부터 다음과 같이 주어진다.

$$T_4 = T_1 - \frac{\varepsilon_e (1 - \varepsilon_a)(T_1 - T_c)}{1 - \varepsilon_a + \varepsilon_a \varepsilon_e} \quad (13)$$

마지막으로 제습기를 나가는 공기(Fig. 1의 작동점 5)의 조건 중 우선 습도 χ_5 는 $\chi_1 = \chi_2, \chi_3 = \chi_4 = \chi_5$ 임을 고려하면 식(4)에 의해 다음과 같이 주어진다.

$$\chi_5 = \chi_1 - \varepsilon_m (\chi_1 - \chi_c) \quad (14)$$

한편 건구온도 T_5 는 응축기의 방열량에 의해 결정되기 때문에 다음절에서 다루도록 하겠다.

2.2 냉동사이클

본 연구에서 고려한 냉동사이클을 Fig. 2에 도시하

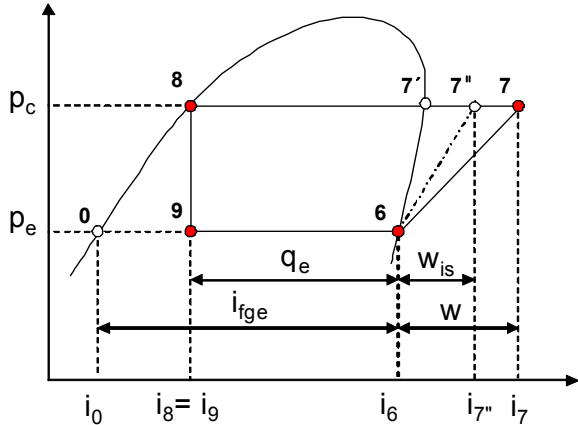


Fig. 2 Refrigeration cycle in p-i domain.

였다. 응축기(7 → 8)와 증발기(9 → 6)의 내부 압력손실을 무시하고 각각의 출구(8, 6)에서 냉매가 포화상태임을 가정하였으며 팽창과정은 등엔탈피 과정(8 → 9)으로 가정하고 압축과정(6 → 7)은 등엔트로피 과정(6 → 7'')에 등엔트로피 효율 η_{is} 을 도입하여 모델링하였다. 냉동기의 효율은 냉동효과 q_e 와 압축일 w 에 의해 결정되며 이들은 Fig. 2에 나타난 대로 다음과 같이 정의된다.

$$q_e = i_6 - i_8 \quad (15)$$

$$w = \frac{w_{is}}{\eta_{is}} = \frac{i_{7''} - i_6}{\eta_{is}} \quad (16)$$

위에서 i_6 는 증발기 출구의 포화증기 엔탈피로서 증발압력 p_e 의 함수이고 i_8 은 응축기 출구의 포화액 엔탈피로서 응축압력 p_c 의 함수이며 등엔트로피 압축과정의 중점 7''에서의 엔탈피 $i_{7''}$ 은 p_e 와 p_c 의 함수이다. 따라서 q_e 와 w 를 구하기 위해서는 p_e 와 p_c 그리고 η_{is} 가 주어져야 하며 본 연구에서는 이를 위해 다음과 같이 가정하였다.

첫째, T_c 는 입력변수로 주어지고 임의의 T_c 에 대해 p_c 는 냉매의 평형상태 방정식 즉, $p_c = p^*(T_c)$ 에 의해 결정된다. 둘째, η_{is} 는 운전조건과 관계없이 일정하며 임의의 상수로 주어진다. 마지막으로 $p_c = p^*(T_c)$ 는 다음과 같이 결정하였다. 냉매 순환량을 \dot{m}_r 이라 하면 Fig. 2에 따라 응축기의 방열량 \dot{Q}_c 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_r (i_7 - i_8) = \left(\frac{\dot{Q}_c}{q_e} \right) \left(q_e + \frac{w_{is}}{\eta_{is}} \right) \quad (17)$$

문제를 단순화하기 위해 응축기 냉매측 표면 전체에서 응축이 일어난다고 가정하면 식(8), 식(10), 식(17)

에 의해 T_c 는 다음과 같이 주어진다.

$$T_c = T_4 + \frac{\dot{Q}_c}{\dot{m}_a C_{pa} \epsilon_c} \quad (18)$$

$$= T_4 + \frac{\epsilon_c [(T_1^* - T_c) + Ja(T_2 - T_c)]}{\epsilon_c Ja} \left(1 + \frac{w_{is}}{q_e \eta_{is}} \right)$$

여기서 우측 분모의 ϵ_c 는 냉매측 온도가 일정한 조건에서 구한 응축기의 유용도로서 과열부의 영향이 무시되었으므로 식(18)은 이에 상당하는 오차를 포함할 것이다. 하지만 그 오차는 본 연구의 목적에 미루어 보아 중요하지 않으며 실제 응축기의 사실적인 모델링이 중요한 경우에는 과열부를 고려한 ‘등가’의 유용도로 대체할 수 있다. 식(18)에 의해 T_c 가 주어지면 p_c 는 $p_c = p^*(T_c)$ 에 의해 결정된다.

마지막으로 응축기 출구의 건구온도 T_5 는 식(18)을 공기측에 대해 다시 쓰면 다음과 같이 주어진다.

$$T_5 = T_4 + \epsilon_c (T_c - T_4) \quad (19)$$

2.3 에너지 효율

제습기의 에너지 효율은 잠열부하 \dot{Q}_c' 와 압축기 동력 \dot{W} 의 비로 다음과 같이 정의하였다.

$$COP = \frac{\dot{Q}_c'}{\dot{W}} \quad (20)$$

한편 식(8)과 식(10) 그리고 $\dot{W} = \dot{m}_r w_{is} / \eta_{is}$, $\dot{Q}_c = \dot{m}_r q_e$ 임을 고려하면 식(20)은 다음과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$COP = \left(\frac{\dot{Q}_c'}{\dot{Q}_c} \right) \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}} \quad (21)$$

$$= \left[1 + \frac{Ja(1 - \epsilon_a)}{1 - \epsilon_a + \epsilon_a \epsilon_c} \left(\frac{T_1 - T_c}{T_1^* - T_c} \right) \right]^{-1} \frac{\eta_{is} q_e}{w_{is}}$$

여기서 q_e 와 w_{is} 는 식(15)와 식(16)에서 설명한 바와 같이 p_e 와 p_c 를 결정한 후 REFPROP⁽⁷⁾으로 계산하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 성능 특성

Fig. 3에 실내온도 $T_1 = 27^\circ\text{C}$ 에 대해 상대습도를 ϕ_1

= 30~80%의 범위에서 변화시켜가며 식(21)로 계산한 COP를 도출하였다. 그림의 결과는 냉매는 R134a, $T_e = 5^\circ\text{C}$, $\eta_{is} = 1$, $\varepsilon_e = 0.5$, $\varepsilon_c = 0.9$ 의 조건에서 얻었음에 유의하기 바란다. 그림에 보인 COP 곡선들은 각각 서로 다른 AHX의 유용도 조건에서 구한 결과들로서 $\varepsilon_a/\varepsilon_{a,max} = 1$ 은 ε_a 를 AHX 내에서 응축이 일어나지 않는 범위에서 그 최댓값 즉, 식(12)에 고정된 경우이고 $\varepsilon_a/\varepsilon_{a,max} = 0$ 은 AHX를 사용하지 않는 경우이며 나머지 곡선들은 각각 $\varepsilon_a/\varepsilon_{a,max}$ 를 0.5, 0.8, 0.9에 고정된 경우이다. 우선 $\varepsilon_a/\varepsilon_{a,max} = 1$ 과 0인 두 경우에 COP는 확연히 다른 경향을 보이는데 우선 $\varepsilon_a/\varepsilon_{a,max} = 1$ 의 경우 ϕ_1 이 30, 40, 60, 80%일 때 COP는 각각 5.2, 4.6, 3.7, 2.8로서 ϕ_1 에 따라 거의 선형적으로 감소하는 것을 볼 수 있다.

한편 $\varepsilon_a/\varepsilon_{a,max} = 0$ 의 경우에는 COP는 ϕ_1 이 증가함에 따라 어느 지점까지는 증가하다가 다시 감소하는 경향을 보이는데 그림의 $\phi_1 = 30\%$ 에서 COP는 1.1, 40%에서 2.2, 60%에서 2.8, 80%에서 2.6이다. ε_a 의 영향은 낮은 상대습도 조건에서 크게 나타남에 주목하기 바란다. $\varepsilon_a/\varepsilon_{a,max} = 1$ 의 COP는 $\phi_1 = 80\%$ 에서 $\varepsilon_a/\varepsilon_{a,max} = 0$ 의 1.08배에 불과하지만 60%에서는 1.3배, 40%에서는 2.1배, 30%에서는 4.7배에 달한다. 따라서 만약 실내습도를 $\phi_1 = 40\sim 60\%$ 범위에서 유지할 경우 AHX를 적용함으로써 COP를 최대 30%~110% 높일 수 있을 것으로 볼 수 있다. 물론 식(20)의 COP에는 AHX로 인한 팬의 소모동력 증가가 고려되지 않았으므로 실제 에너지효율의 개선효과는 이보다는 작겠지만 그림에도 불구하고 AHX는 매력적인 옵션이 될 수 있다.

Fig. 3의 결과는 전술하였다시피 제습코일의 부하가 ε_a 에 크게 의존하기 때문이다. 식(8)에서 볼 수 있듯이 잠열부하 \dot{Q}_e^l 은 T_1^* (또는 ϕ_1)이 주어지면 AHX와 무관하게 결정된다. 하지만 현열부하 \dot{Q}_e^s 는 식(7)과 식(11)

에서 나타낸 바와 같이 ε_a 의 함수이므로 이들 두 부하의 합인 \dot{Q}_e 는 ε_a 의 함수로서 식(10)과 같이 주어짐을 기억하기 바란다. 식(10)을 사용하여 Fig. 3의 결과에 해당하는 잠열부하비(latent load ratio) 즉, \dot{Q}_e^l/\dot{Q}_e 를 Fig. 4에 도출하였다. 그림에서 $\varepsilon_a/\varepsilon_{a,max} = 0$ 인 경우에는 ϕ_1 이 30, 40, 60, 80%일 때 \dot{Q}_e^l/\dot{Q}_e 는 각각 0.12, 0.28, 0.47, 0.58로서 ϕ_1 에 따라 \dot{Q}_e^l/\dot{Q}_e 이 크게 변한다. 반면에 $\varepsilon_a/\varepsilon_{a,max} = 1$ 인 경우에는 $\phi_1 = 30\sim 80\%$ 구간에서 \dot{Q}_e^l/\dot{Q}_e 는 0.51~0.63으로 그 변화가 크지 않다. 그림에서 $\varepsilon_a/\varepsilon_{a,max} = 0$ 과 1인 곡선의 차이는 AHX에 의한 현열부하 즉, \dot{Q}_e^s 의 감소 효과이다. 그림에서 ϕ_1 이 작을수록 두 곡선의 차이가 큰 이유는 ϕ_1 이 작아지면 식(10)에서 T_1^* 이 T_e 에 접근 즉, $(T_1^* - T_e) \rightarrow 0$ 이기 때문에 $(T_2 - T_e)$ 의 영향 즉, 식(11)의 T_2 에 ε_a 의 영향이 크게 나타나기 때문이다. 다시 말해 낮은 ϕ_1 조건에서는 물질전달 추진력(식(8)의 $(T_1 - T_e)$)이 작아 잠열부하의 절대적 크기가 작고 상대적으로 현열부하의 비중이 크므로 ε_a 의 영향이 크게 나타나기 때문이다.

마지막으로 Fig. 5에 잠열부하 \dot{Q}_e^l 과 압축기 동력 \dot{W} 를 도출하였다. 다른 조건은 Fig. 3~Fig. 4와 동일하며 습공기 유량을 $\dot{m}_a = 1\text{kg/s}$ 로 고정하였음에 유의하기 바란다. 우선 \dot{Q}_e^l 은 ϕ_1 이 30%에서 80%로 증가하면서 1.5 kW에서 16 kW로 증가하는 것을 볼 수 있는데 전술하였듯이 \dot{Q}_e^l 은 ε_a 에 무관하다. 그러나 \dot{W} 는 ε_a 에 민감하여 $\varepsilon_a/\varepsilon_{a,max} = 0$ 의 경우 $\phi_1 = 30\%$ 에서 1.4 kW, 80%에서 6 kW이지만 $\varepsilon_a/\varepsilon_{a,max} = 1$ 의 경우에는 $\phi_1 = 30\%$ 에서 0.3 kW, 80%에서 5.5 kW이다. 즉, AHX를 사용하면 $\phi_1 = 30\%$ 에서 최대 79%, $\phi_1 = 80\%$ 에서 최대 8%의 압축기 동력을 감소시킬 수 있는 셈이 된다.

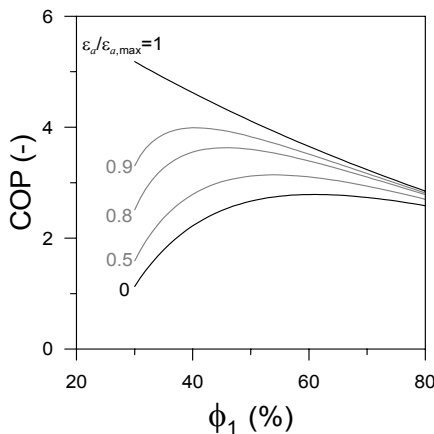


Fig. 3 Influence of $\varepsilon_a/\varepsilon_{a,max}$ on COP($T_1 = 27^\circ\text{C}$, $T_e = 5^\circ\text{C}$, $\eta_{is} = 1$, $\varepsilon_e = 0.5$, $\varepsilon_c = 0.9$).

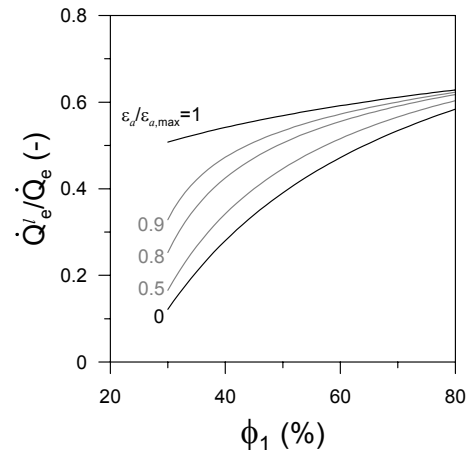


Fig. 4 Influence of $\varepsilon_a/\varepsilon_{a,max}$ on latent load ratio($T_1 = 27^\circ\text{C}$, $T_e = 5^\circ\text{C}$, $\eta_{is} = 1$, $\varepsilon_e = 0.5$, $\varepsilon_c = 0.9$).

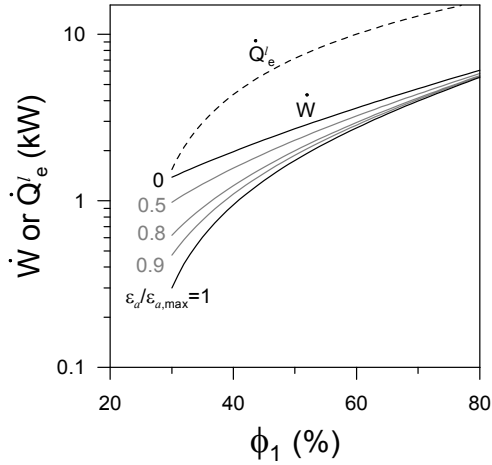


Fig. 5 Influence of $\varepsilon_a/\varepsilon_{a,\max}$ on latent load and compressor power ($T_1 = 27^\circ\text{C}$, $T_e = 5^\circ\text{C}$, $\eta_{is} = 1$, $\varepsilon_e = 0.5$, $\varepsilon_c = 0.9$, $\dot{m}_a = 1 \text{ kg/s}$).

Fig. 5에서 나타난 \dot{W} 의 ε_a 에 대한 의존성은 Fig. 4에서 설명하였듯이 AHX가 \dot{Q}_c^* 를 감소시켜 결국 \dot{W} 를 줄여 주기 때문이며 그림에서 \dot{Q}_c^* 를 \dot{W} 로 나눈 값은 Fig. 3의 COP와 동일하다.

3.2 AHX 내부 응축

Fig. 3에서 ' $\varepsilon_a/\varepsilon_{a,\max} = \text{상수}$ ' 조건이 ' $\varepsilon_a = \text{상수}$ '를 의미하지 않는다는 점에 주의하기 바란다. 식(12)의 $\varepsilon_{a,\max}$ 에서 T_1^* 는 ϕ_1 의 함수이므로 Fig. 3의 각 COP 곡선에서 ε_a 는 ϕ_1 에 따라 변화한다. 일정 ε_a 의 조건에서 계산한 결과는 Fig. 6에 도시하였다. 그림에는 $\varepsilon_a = 0.5, 0.7, 0.8, 0.9$ 인 경우의 COP 곡선을 도시하였는데 이들은 $\varepsilon_a = \varepsilon_{a,\max}$ 인 COP 곡선과 각각 점 A, B, C, D에서 교차함에 주목하기 바란다. 식(12)에서 설명하였듯이 $\varepsilon_a > \varepsilon_{a,\max}$ 인 경우 AHX에서 응축이 일어나므로 AHX의 구조상 응축수의 배출이 원활하지 않다면 그림의 점 A, B, C, D가 해당 ε_a 값을 갖는 AHX의 운전영역의 한계가 된다. 예를 들어 Lowrey et al.⁽⁵⁾에서와 같은 판형열교환기는 응축이 일어나면 연속적인 운전이 어렵다. 따라서 배수가 어려운 AHX의 경우 낮은 습도영역에서 높은 성능을 얻기 위해 ε_a 값을 크게 설계하면 높은 습도영역에서의 운전이 제한되는 문제가 있다. 이 문제는 증발기 온도 즉, T_e 를 높이면 간단히 해결할 수 있지만 제습능력이 감소하는 단점이 있다. 다른 방법으로는 ε_a 값을 제어하는 방법이 있는데 아마도 가장 단순한 방법은 제습공기의 유량을 조절하는 방법일 것이다. 대항류 AHX의 고·저온측 열용량이 같다고 가정하면 ε_a 는 $NTU (= UA/\dot{m}_a C_{pa})$ 의 함수로 다음과 같이 쓸 수 있다.

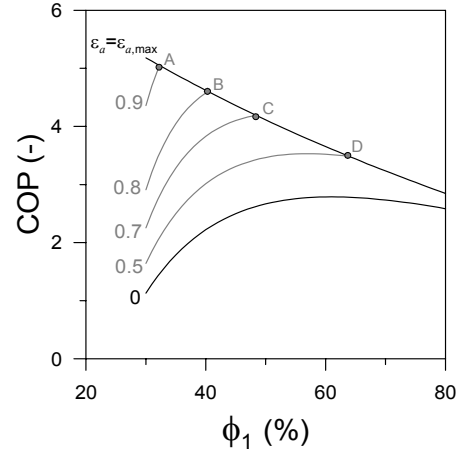


Fig. 6 Influence of ε_a on COP ($T_1 = 27^\circ\text{C}$, $T_e = 5^\circ\text{C}$, $\eta_{is} = 1$, $\varepsilon_e = 0.5$, $\varepsilon_c = 0.9$).

$$\varepsilon_a = \frac{NTU}{1+NTU} \quad (22)$$

식(22)는 NTU를 4에서 1로 줄이면 ε_a 를 0.8에서 0.5로 줄일 수 있음을 예측한다. 증류유동을 가정하면 총괄열전달계수 U 는 유량과 무관하게 일정하므로 제습공기의 유량을 4배로 증가시켜 ε_a 를 0.8에서 0.5로 줄일 수 있고 이 경우 Fig. 6에서 AHX의 운전영역은 점 B에서 점 D로 확장된다.

ε_a 를 가변하는 다른 방법으로 현열로터(SR, sensible rotor)의 사용을 고려할 수도 있다. 주지하다시피 현열로터는 환기 또는 제습냉방장치 등에서 현열의 회수를 위해 널리 사용되는데 그 유용도가 회전속도에 민감한 특성이 있어 AHX로 사용할 경우 회전수를 제어하여 ε_a 를 넓은 범위에서 변화시킬 수 있다. Kay and London⁽⁸⁾은 현열로터의 유용도에 대해 다음 경험식을 제시하였다.

$$\varepsilon_a = \varepsilon_0 \left[1 - \frac{1}{9(C_r/C_{\min})^{1.93}} \right] \text{ for } \varepsilon_a < 0.9 \quad (23)$$

여기서 ε_0 는 다음과 같이 $NTU(N_{t0})$ 와 열용량비($C = C_{\min}/C_{\max}$)의 함수로 주어진다.

$$\varepsilon_0 = \frac{1 - \exp[-N_{t0}(1-C)]}{1 - C \exp[-N_{t0}(1-C)]} \quad (24)$$

$$N_{t0} = \frac{1}{C_{\min}} \left[\frac{1}{(1/h_t A)_{C_{\min}}} + (1/h_t A)_{C_{\max}} \right] \quad (25)$$

한편 식(23)에서 C_r 은 로터의 열용량율(thermal capacity rate)로서 로터의 열질량(mC_p)_{SR}과 회전속도의 곱으로 다음과 같이 정의된다.

$$C_r = (mc_p)_{SR} \times \frac{RPM}{60} \quad (26)$$

식(23)에서 ϵ_a 는 식(26)의 C_r 에 포함된 RPM의 함수임에 주목하기 바란다. 식(23)에 식(26)을 대입하고 RPM에 대해 정리하면 다음 식을 얻는다.

$$RPM = \frac{60}{\frac{(mc_p)_{SR}}{C_{min}} \times \left[9 \left(1 - \frac{\epsilon_a}{\epsilon_0} \right) \right]^{0.52}} \quad (27)$$

식(27)에서 RPM은 '(mCp)_{SR}/C_{min}'과 ' ϵ_a/ϵ_0 '의 두 비율에 의해 결정됨을 알 수 있다. $\epsilon_0 = 0.9$ 와 (mCp)_{SR}/C_{min} = 30을 가정하면 $\epsilon_a = 0.8$ 일 때 RPM은 2, $\epsilon_a = 0.5$ 일 때 RPM은 약 1을 얻는다. 즉, 단순히 회전수를 2RPM에서 1RPM로 낮춤으로써 ϵ_a 를 0.8에서 0.5로 줄일 수 있는데 이러한 현열로터의 특성은 국내에서도 실험적으로 확인된 바 있다.⁽⁹⁾ 이러한 로터의 특성을 이용하면 Fig. 3에 나타난 COP 곡선을 따라 연속적으로 운전이 가능하도록 설계할 수도 있을 것이다.

이상에서 살펴본 바와 같이 기존의 냉각식 제습기에 현열회수용 열교환기를 부가하여 에너지 효율을 크게 개선할 수 있는 것으로 나타났다. 에너지의 경제·사회적 비용이 나날이 커지는 상황에서 제습기의 고효율화를 위한 방안으로 적극 고려할 만하다.

4. 결 론

열회수 냉각 제습기는 냉각코일의 전후에 현열회수 열교환기를 설치하여 제습공기의 건구온도를 낮추어 줌으로써 현열부하를 줄여 일반적 냉각 제습기에 비해 동일한 제습부하에서 냉동기의 동력 소모를 최소화할 수 있는 장점이 있다. 본 연구에서는 열회수 냉각 제습기의 단순한 모델을 개발하여 그 성능 특성을 파악하였다. 현열회수 열교환기는 제습공기의 습도가 낮을 수록 에너지 효율 개선효과가 크게 나타났는데 27℃ 건구온도를 기준으로 상대습도 40~60% 범위에서 기존의 냉각식 제습기 대비 최대 30~110%의 에너지 효율 개선효과를 기대할 수 있을 것으로 예측되었다. 또한 응축수 배출이 어려운 구조의 현열회수 열교환기는 높은 습도 조건에서 운전이 제한될 수 있으므로 이 문제를 해결하기 위해 공기유량을 가변하거나 현열로터를 사용하여 현열회수 열교환기의 유용도를 제어하는 방

법을 제시하였다.

후 기

본 연구는 2013년도 한국교통대학교 교내학술연구비의 지원을 받아 수행되었음을 밝힙니다.

Reference

1. Electronic Times Internet, 2013, http://www.etnews.com/news/home_mobile/living/2767543_1482.html.
2. Seo, J. N., Kim, Y. I., and Park, S. T., 2010, A cycle analysis for studying of the effect of inlet condition, regeneration condition and rotor rotation rate on hybrid dehumidifier, Proc. SAREK Summer Conf., pp. 1018-1022.
3. Carrington, C. G., Bannister, P., and Liu, Q., 1995, Performance analysis of a dehumidifier using R134a, Int. J. Refrig., Vol. 8, pp. 477-485.
4. Yau, Y. H. and Tucker, A. S., 2003, The performance study of a wet six-row heat-pipe heat exchanger operating in tropical buildings, Int. J. Energy Res., Vol. 27, pp. 187-202.
5. Lowrey, S., Carrington, G., Sun, Z., and Cunningham, M., 2012, Experimental investigation of geared domestic refrigerative dehumidifier performance in New Zealand household climates, Int. J. Refrig., Vol. 35, pp. 750-756.
6. Liang, C. H., Zhang, L. Z., and Pei, L. X., 2010, Independent air dehumidification with membrane-based total heat recovery : Modeling and experimental validation, Int. J. Refrig., Vol. 33, pp. 398-408.
7. McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W., and Peskin, A. P., 1998, Thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures database, REFPROP V.6.01, NIST.
8. Kays, W. M. and London, A. L., 1998, Compact heat exchangers, 3rd ed., Krieger Pub. Co.
9. Chung, H. J., Lee, J. S., Kang, H., and Kim, Y. C., 2012, Experimental study on the performance characteristics of a plastic film material rotary regenerator, Proc. 2012 KSME Summer Conf., pp. 82-83.